

Selbsteinstellende Getriebe

Von Kurt Hain

Die Selbsteinstellung eines Getriebes kann in verschiedener Weise gekennzeichnet werden. Im folgenden sollen einige Getriebegruppen herausgestellt werden, die nicht zwangsläufig sind, also nicht den Freiheitsgrad 1 haben, sondern durch einen Aufbau mit höherem Freiheitsgrad an mehreren Getriebegliedern Abtriebsimpulse abgeben können, wenn die Bewegungseinleitung an einem dritten Getriebeglied geschieht.

Am zweckmäßigsten ist ein Vergleich mit dem Ausgleichgetriebe (Differential) des Kraftwagens, **Bild 1**. Dieses Getriebe vermittelt die Übertragung der Antriebsbewegung vom Motor aus auf die beiden Triebräder (Abtrieb 1 und Abtrieb 2). Es liegt hier also ein Getriebe mit dem Freiheitsgrad $f=2$ vor, das ein Antriebsglied und zwei Abtriebsglieder hat. Das Antriebsglied ist die vom Motor kommende Übertragungswelle, die Abtriebsglieder sind die beiden Triebräder. Zwischen An- und Abtriebsgliedern sind entsprechende Kegelradübersetzungsstufen vorgesehen. Dieses Ausgleichgetriebe ist als eine der wichtigsten Erfindungen für den Kraftwagenbau anzusehen. Es ermöglicht ein einwandfreies Kurvenfahren, wobei eine sehr willkommene Selbsteinstellung der beiden Triebräder insofern erfolgt, als das kurveninnere Rad selbsttätig langsamer läuft als das kurvenäußere Rad. Dabei erfolgt ebenso selbsttätig eine sinngemäße Verteilung der Drehmomente auf die Triebräder. Untersuchungen am Kraftwagenausgleichgetriebe in verschiedenen Blickrichtungen liegen in genügender Zahl vor [1 bis 7].

Aufgabe der vorliegenden Untersuchungen soll es nunmehr sein, die Wirkung dieses Ausgleichgetriebes auf andere Anwendungsmöglichkeiten zu übertragen. Zu dem Ausgleichgetriebe des Kraftwagens muß festgestellt werden: Wenn eine bestimmte Kurvenlage durch die Lenkung eingestellt worden ist, also ein bleibender Zustand in der Kurvenfahrt erreicht wurde, bleibt das Übersetzungsverhältnis zwischen dem Antriebsglied und den beiden Abtriebsgliedern konstant. Die Übertragungsglieder dieses Ausgleichgetriebes sind Zahnräder, deren Übersetzungsverhältnis als konstant vorausgesetzt wird. Stellt man jedoch Ausgleichgetriebe mit Hilfe von Hebeln, also als Kurbelgetriebe her, so gibt es im allgemeinen keinen stationären Zustand, d.h.

selbst bei einer vorgegebenen Abgabe konstanter Drehmomente an den Abtriebsgliedern ändert sich das Antriebsmoment. Zudem wird sich in jedem Augenblick eine andere Getriebestellung ergeben.

Wenn man also für ein Zahnrad-Ausgleichgetriebe die Geschwindigkeits- und Belastungsverhältnisse geklärt hat, so braucht man für diese Getriebearbeit nur die Veränderung dieser Verhältnisse bei einer Änderung des Belastungszustandes zu berücksichtigen.

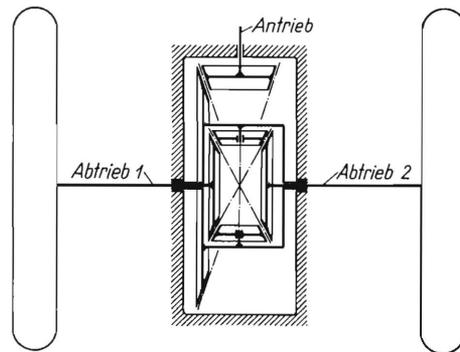


Bild 1. Ausgleichgetriebe (Differential) der Antriebsachse eines Kraftwagens als selbsteinstellendes Getriebe.

sichtigen. Bei den Getrieben mit ungleichförmiger Übersetzung muß man jedoch immer mit einem sich ändernden Übersetzungsverhältnis zwischen allen Gliedern des Getriebes rechnen. Es tritt dadurch eine Erschwerung in der Untersuchung und vor allen Dingen im Entwurf derartiger Hebel-Ausgleichgetriebe ein. Dafür kann man aber auch an die Getriebe mit ungleichförmiger Übersetzung wesentlich größere Forderungen stellen, die bisher kaum erkannt worden sind. An einigen praktischen Beispielen sollen diese Möglichkeiten erörtert werden. Es bietet sich auf diesem Gebiet noch ein weites Betätigungsfeld.

Freiheitsgrad der Getriebe

Der Freiheitsgrad eines Getriebes richtet sich in der Regel nach der Anzahl der Glieder und der diese Glieder verbindenden Gelenke. Es besteht die Gleichung:

$$f = 3(n-1) - 2g$$

darin bedeuten f den Freiheitsgrad, n die Gliederzahl und g die Gelenkzahl. Bei der Gliederzahl ist das Gestell als Glied mitzuzählen. Der Freiheits-

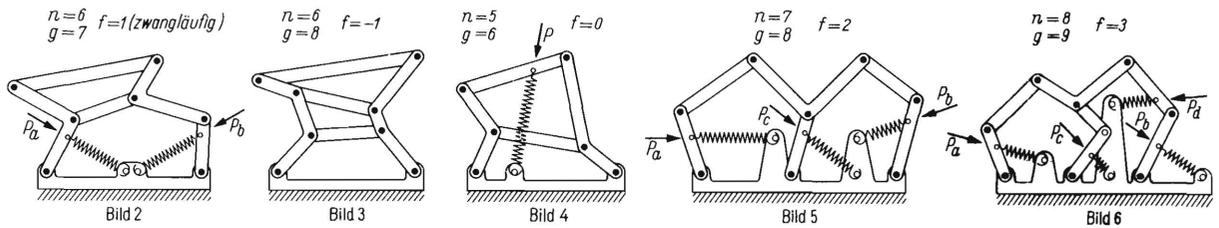


Bild 2 bis 6. Gelenkmechanismen mit verschiedenem Freiheitsgrad.
 n Gliederzahl (einschl. Gestell) g Gelenkzahl $f = 3(n-1) - 2g$ Freiheitsgrad

grad hängt also im allgemeinen nicht von den Abmessungen des Getriebes ab. In besonderen Fällen kann es allerdings möglich sein, daß ein Getriebe mit niedrigem Freiheitsgrad eine Bewegung ermöglicht, die dem errechneten Freiheitsgrad nicht entspricht. Diese Sonderfälle, die eine bestimmte Lage der Glieder zueinander und bestimmte Gliedlängen voraussetzen, sollen in diesem Rahmen unberücksichtigt bleiben.

Ein Getriebe mit dem Freiheitsgrad $f = 1$ ist ein zwangsläufiges Getriebe, d.h. bei der Bewegungseinkleitung an irgendeiner Stelle beschreiben sämtliche Glieder bzw. Punkte dieser Getriebeglieder eindeutige Bewegungen, die von den auf das Getriebe einwirkenden Kräften vollkommen unabhängig sind, solange diese Kräfte zu einem Ausgleich gebracht werden und weder eine elastische noch bleibende Verformung der Getriebeglieder hervorrufen.

In **Bild 2** ist ein zwangsläufiges Getriebe mit dem Freiheitsgrad $f = 1$ dargestellt. Es hat $n = 6$ Glieder (Gestellglied mitgezählt) und $g = 7$ Gelenke, also $f = 1$. Läßt man eine Kraft P_a an dem gekennzeichneten, im Gestell gelagerten Hebel wirken, so gibt es für die angenommene Getriebestellung nur eine einzige, der Kraft P_a das Gleichgewicht haltende Kraft P_b , wenn deren Richtung vorgeschrieben ist und diese auf den anderen im Gestell gelagerten Hebel einwirkt. Die Kräfte P_a und P_b sind in den folgenden Beispielen als Schraubenfedern gekennzeichnet.

Das Getriebe in **Bild 3** hat eine Gliederzahl $n = 6$ und eine Gelenkzahl $g = 8$. Damit erhält man einen Freiheitsgrad $f = -1$. Wenn mit dem Freiheitsgrad $f = 0$ ein Getriebe gekennzeichnet sein soll, das sich nicht bewegen soll, so ist ein Getriebe mit dem Freiheitsgrad $f = -1$ ein Gebilde, das auch noch dann unbeweglich bleibt, wenn man später eines der zweigelenkigen Glieder entfernt. Damit fallen nämlich zwei Gelenke g und ein Getriebeglied n weg, und es bleiben übrig: $n = 5$, $g = 6$ und damit $f = 0$. Ein Mechanismus nach **Bild 3** ist also ein statisch unbestimmtes Bauwerk, das schon ohne irgendeine äußere Belastung durch innere Vorspannungskräfte belastet ist. Wegen der Überbestimmung zufolge des Freiheitsgrades $f = -1$ können die einzelnen Längen nämlich nicht so genau gefertigt werden, daß an allen Stellen eine genaue Passung bzw. Längenüber-

einstimmung zustande kommt. Berücksichtigt man also hier die zulässigen Toleranzen, so hat das gesamte Gebilde entweder ein gewisses Spiel, oder es muß mit einer entsprechenden Vorspannung zusammengebaut werden.

Bild 4 zeigt einen Mechanismus mit dem Freiheitsgrad $f = 0$, was sich aus der Gliederzahl $n = 5$ und der Gelenkzahl $g = 6$ ergibt. Ein solches Gebilde kann auch unter Berücksichtigung der Herstellungstoleranzen mühelos zusammengebaut werden, denn jedem Längenmaß der einzelnen Getriebeglieder entspricht eine eindeutige Stellung des gesamten Gebildes. Belastet man ein solches Getriebe mit einer Einzelkraft P an irgendeiner Stelle, so entstehen an jeder anderen Stelle eindeutig bestimmbare Gegenkräfte. Ein Mechanismus nach **Bild 4** ist demnach ein statisch bestimmtes Bauwerk.

Das Getriebe in **Bild 5** hat eine Gliederzahl $n = 7$ und eine Gelenkzahl $g = 8$, somit einen Freiheitsgrad $f = 2$. Um diese Getriebe in einer vorgegebenen Stellung im Gleichgewicht zu halten, sind eindeutig zueinander abgestimmte Kräfte P_a , P_b und P_c notwendig, wenn deren Wirkungslinien bekannt sind. Zwingt man z.B. den Hebel, der unter der Einwirkung der Kraft P_a steht, in seiner alten Stellung zu verharren, und ändert sich die Größe einer der beiden anderen Kräfte, so muß sich das Restgetriebe in eine bestimmte andere Stellung einstellen, und die Kraft P_a muß dabei auch ihre Größe ändern.

Ein Getriebe mit dem Freiheitsgrad $f = 3$ ist in **Bild 6** dargestellt. Es hat eine Gliederzahl $n = 8$ und eine Gelenkzahl $g = 9$. Bei einem solchen Gebilde sind vier äußere Kräfte P_a , P_b , P_c und P_d notwendig, um es in einer vorgegebenen Getriebestellung im Gleichgewicht zu halten. Verändert man nur die Größe einer dieser Kräfte, so stellt sich das Getriebe in eine andere Lage ein.

Getriebe mit höherem Freiheitsgrad

Die Getriebe mit einem Freiheitsgrad größer als 1 können unter verschiedenen Gesichtspunkten betrachtet werden. Das Getriebe in **Bild 5** ist z.B. als Verstellgetriebe verwendbar, wenn man eines der im Gestell gelagerten Glieder als Antriebsglied, ein zweites als Abtriebsglied und das dritte als Verstellglied auswählt. Wenn das Verstellglied, beispielsweise der mittlere im Gestell gelagerte Hebel,

während der Bewegung des übrigbleibenden Teilgetriebes stillsteht, sind den Bewegungen des Antriebsgliedes eindeutige Bewegungen des Abtriebsgliedes zugeordnet. Diese Bewegungsanordnung ändert sich nach Verstellung des erwähnten Verstellgliedes. Bei der Anordnung der Getriebeteile nach Bild 5 ist es ohne weiteres möglich, das Getriebe während des Ganges zu verstellen, d.h. also den Verstellhebel gleichzeitig zu bewegen, wenn das Antriebsglied über die entsprechenden Zwischenglieder dem Abtriebsglied bestimmte Bewegungen aufzwingt.

Bei einer solchen Auffassung eines Getriebes mit höherem Freiheitsgrad als Verstellgetriebe braucht man die einwirkenden Kräfte nicht unbedingt zu berücksichtigen. Es sind praktisch zwei Antriebsglieder gegeben, die unabhängig voneinander nach bestimmten Bewegungsgesetzen gedreht werden. Die daraus resultierende Bewegung des Abtriebsgliedes ist ohne Berücksichtigung der Kräfte eindeutig bestimmt [8 bis 14]. Die gleichen Betrachtungen gelten auch für das Getriebe in Bild 6 mit dem Freiheitsgrad $f = 3$. Wenn an diesem Getriebe gleichzeitig und unabhängig voneinander drei Getriebeglieder nach je einem bestimmten Bewegungsgesetz angetrieben werden, so stellt sich ein viertes Getriebeglied, das man als Abtriebsglied gewählt hat, wiederum nach bestimmten, von den Kräften unabhängigen Gesetzen ein. Diese Gesetze sind lediglich bedingt durch die Abmessungen des Getriebes.

Belastungsfälle des Gelenkfünfecks

Das Gelenkfünfeck ist das Getriebe mit der geringsten Gliederzahl ($n = 5$) mit dem Freiheitsgrad 2. Um ein solches Getriebe (Bild 7) mit dem Gestell 1 und den bewegten Hebeln 2 bis 5 in einer bestimmten Stellung im Gleichgewicht zu halten, sind im allgemeinen mindestens drei Kräfte notwendig. In Bild 7 sind diese drei Kräfte die am Glied 2 an-

greifende Kraft P_a , die am Glied 5 angreifende Kraft P_b und die zwischen den Gliedern 3 und 4 wirkende Federkraft $F_3 = F_4$. Es sei besonders darauf hingewiesen, daß die Kräfte P_a und P_b zwischen den Gliedern 2 bzw. 5 und dem Gestell 1 wirken.

Der Kräfteplan in Bild 7 läßt sich verhältnismäßig einfach zeichnen, wenn man davon ausgeht, daß eine ebene Scheibe, also auch ein Getriebeglied, im Gleichgewicht ist, wenn die Wirkungslinien dreier einwirkender Kräfte sich in einem Punkt schneiden und wenn außerdem sich das Kräftedreieck schließt ¹⁾. Da die Feder F zugleich an den Gliedern 3 und 4 angreift und für diese Glieder außer den Gelenkkräften keine weiteren Kräfte vorhanden sind, müssen in den Gelenken 23 und 45 die Kräfte $G_{23} = -G_{32}$ und $G_{45} = -G_{54}$ wirken, die gleich groß sind und deren Wirkungslinie mit der Verbindungsgeraden der Gelenke 23 und 45 zusammenfällt.

Mit dem Buchstaben "G" sollen im folgenden die auf die Gelenke wirkenden Kräfte bezeichnet werden. Bezüglich deren Richtungssinn soll z.B. G_{23} die Kraft sein, die vom Glied 2 auf Glied 3 ausgeübt wird. Es ist $G_{23} = -G_{32}$, d.h. G_{32} ist die Gegenkraft zu G_{23} und wirkt von Glied 3 auf Glied 2. Beginnt man also den Kräfteplan (Bild 7) beispielsweise mit der nach Größe und Richtung gegebenen Kraft P_b , so ist für das Glied 5 die Wirkungslinie der Gelenkkraft G_{45} gegeben, wenn G_{45} die im Gelenk 45 wirkende Gelenkkraft ist, die vom Glied 4 auf das Glied 5 ausgeübt wird. Damit schneiden sich die beiden Kräfte P_b und G_{45} in einem Punkt U, durch den auch die Wirkungslinie der Gelenkkraft G_{15} als dritte auf das Glied 5 wirkende Kraft gehen muß. Hierbei ist G_{15} diejenige Kraft, die vom Gestell auf den Hebel 5 im Gelenkpunkt 15 ausgeübt wird. Aus der Größe und Richtung der Kraft P_b und den Richtungen der

1) Für diese Kräftepläne erhielt ich von Herrn Prof. O. Tolle, Konstanz, wertvolle Anregungen, wofür ich ihm auch an dieser Stelle meinen besonderen Dank aussprechen möchte.

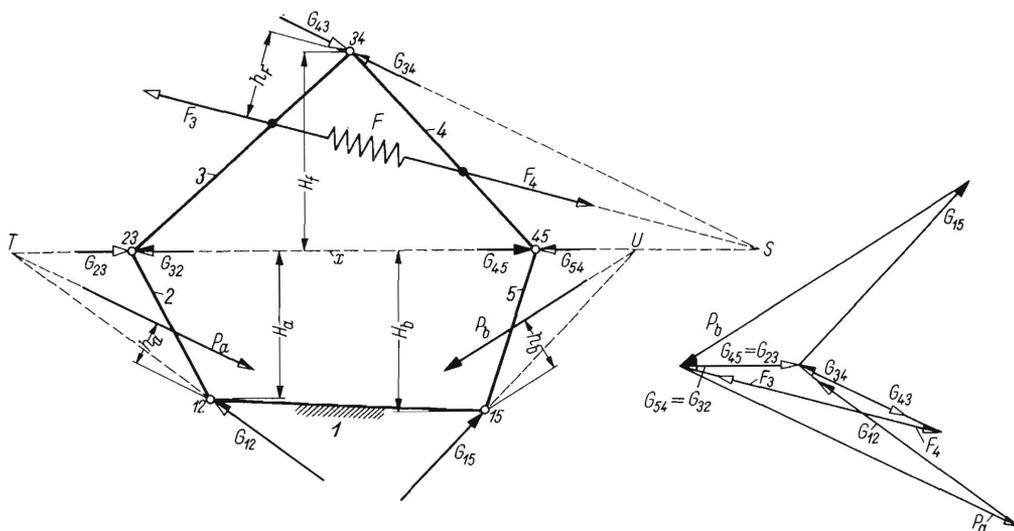


Bild 7. Kräfte- bzw. Momentenermittlung im Gelenkfünfeck.

Kräfte G_{45} und G_{15} läßt sich nun also das Kräfte-dreieck $P_b - G_{45} - G_{15}$ zeichnen. Nunmehr ist auch die Gelenkkraft G_{54} als Gegenkraft zu G_{45} und als Kraft, die vom Glied 5 auf das Glied 4 ausgeübt wird, gegeben. Vom Glied 4 kennt man die Richtung der Federkraft F , deren Wirkungslinie sich mit der Kraft G_{54} im Punkt S schneidet. Durch diesen Punkt muß auch die im Gelenkpunkt 34 vom Glied 3 auf das Glied 4 ausgeübte Kraft G_{34} gehen, sodaß sich im Kräfteplan aus G_{54} das Kräfte-dreieck $G_{54} - F - G_{34}$ zeichnen läßt. Die auf das Glied 3 wirkenden Kräfte sind die gleichen wie diejenigen, die auf das Glied 4 wirken; sie haben lediglich den umgekehrten Richtungssinn. Für das Glied 3 ist also sofort der Kräfteplan $G_{43} - F_3 - G_{23}$ gegeben. Die Kraft G_{32} , die im Gelenkpunkt 23 vom Glied 3 auf das Glied 2 ausgeübt wird, ist die Gegenkraft zu G_{23} , d.h. sie hat gleiche Größe und entgegengesetzten Richtungssinn. Die am Glied 2 angreifende Kraft P_a schneidet sich mit der Gelenkkraft G_{32} im Punkt T. Durch diesen Punkt muß die im Gestellpunkt 12 vom Gestell 1 auf das Glied 2 einwirkende Kraft G_{12} gehen. Im Kräfteplan schließt sich also mit G_{32} das Kräfte-dreieck $G_{32} - P_a - G_{12}$. Zur Kontrolle müssen im Kräfteplan alle äußeren Kräfte, d.h. alle zwischen dem Gestell 1 und den Getriebegliedern wirkenden Kräfte, sich in einem Kräfte-Polygon schließen, d.h. es muß ein geschlossener Kräftezug $P_b - P_a - G_{12} - G_{15}$ vorhanden sein. Dies trifft, wie der Kräfteplan in Bild 7 erkennen läßt, zu.

Wenn für einen solchen Belastungsfall auf die Kenntnis der Gelenkkräfte verzichtet werden kann und nur die belastenden Kräfte P_a , P_b und F interessieren, kann man einfachere Konstruktionen zu Hilfe nehmen. Die Kraft P_a erzeugt im Gestellpunkt 12 ein Drehmoment $M_a = P_a h_a$. Im Gestellpunkt 15 dagegen entsteht ein Drehmoment $M_b = P_b h_b$, und im Gelenkpunkt 34 erzeugt die Feder F ein Drehmoment $M_f = F h_f$. Sofern man auf den Einfluß der Reibungskräfte keine Rücksicht nimmt, müssen sich nun die Abstände H_a , H_b und H_f der Gelenkpunkte 12, 15 und 34 von der Verbindungsgeraden 23 - 45 so verhalten wie die in diesem Gelenkpunkten wirkenden Drehmomente. Es muß also sein

$$M_a : M_b : M_f = H_a : H_b : H_f.$$

Damit ist aber auf einfache Weise ein Überblick über die Größe dieser Momente und deren Abhängigkeit zueinander gegeben. Man kann also nunmehr auch ganz beliebige Kräfte P_a , P_b und F annehmen und deren Abstand von den Gelenkpunkten 12, 15 und 34 nach der Momentengleichung bzw. nach den Abständen H bestimmen. Aus Bild 7 ist ersichtlich, daß bei der angenommenen Richtung der Kraft P_b die Feder F in der gezeigten Anordnung eine Druckfeder sein muß.

Für das Gelenkfünfeck ist aber noch eine Anzahl anderer Belastungsfälle möglich, insgesamt lassen

sich 61 grundsätzlich verschiedene, derartige Belastungsfälle aufstellen. In Bild 8 bis 11 sind diese Belastungsfälle in vier Gruppen eingeteilt worden. Die Gruppen 8a und 8b zeigen durch die strichpunktierten Linien Wirkungen von Kräften zwischen den entsprechenden Getriebegliedern, wobei durch die jeweils wirkenden drei Kräfte Drehmomente in reellen Drehpunkten entstehen. In den Gruppen 8a und 8b wirken also die Kräfte immer zwischen benachbarten Getriebegliedern.

In den Gruppen 9a und 9b erzeugen zwei der angreifenden Kräfte je ein Drehmoment um einen reellen Gelenkpunkt, d.h. sie wirken jeweils zwischen zwei benachbarten Gliedern, während die dritte Kraft zwischen zwei gegenüberliegenden Gliedern wirkt. Die zwischen gegenüberliegenden Gliedern wirkende Kraft erzeugt ein Drehmoment um einen ideellen Drehpunkt, also um einen augenblicklichen Drehpol, der im allgemeinen bei der Bewegung des Getriebes seine Lage stetig ändert. Die Gelenkfünfecke der Gruppen 10a und 10b haben nur noch eine Kraft, die ein Drehmoment in einem reellen Drehpunkt hervorruft. Die anderen beiden Kräfte wirken zwischen gegenüberliegenden Gliedern und erzeugen also wiederum je ein Drehmoment um einen ideellen Gelenkpunkt. Schließlich sind in den Gruppen 11a und 11b Gelenkfünfecke aufgezeichnet, bei denen nur noch Kräfte zwischen nichtbenachbarten Gliedern wirken, bei denen also drei Drehmomente um drei ideale Pole entstehen.

Zu der Aufstellung in Bild 8 bis 11 ist zu bemerken, daß die 61 gezeigten Belastungsfälle grundsätzlich insofern verschieden sind, als spiegelbildliche Anordnungen nicht als neue Belastungsfälle aufgenommen wurden. Es wurden lediglich die Kraftwirkungen relativ zum Gestellglied unterschieden. Es ist anhand dieser Bilder leicht zu erkennen, wie weit jeweils die Gruppe a und b voneinander getrennt wurden.

Für alle diese Belastungsfälle des Gelenkfünfeckes lassen sich ähnliche Kräftepläne wie in Bild 7 und auch ähnliche Momentenabhängigkeiten durch H -Strecken aufstellen. In diesem Rahmen soll jedoch auf diese Kräftepläne zunächst nicht näher eingegangen werden.

Selbsteinstellende Getriebe für Doppelklotzbrem sen

Ein bekanntes Beispiel für selbsteinstellende Getriebe sind die sogenannten Doppelklotzbrem sen, deren Aufgabe darin besteht, eine Bremsstrommel mit Hilfe von zwei Bremsklötzen so zu belasten, daß sich die durch die Bremsklötze auf die Trommel aufzubringenden Bremskräfte gegenseitig aufheben und damit die Bremsachse entlastet ist. Als Antriebskraft eines derartigen Bremsgetriebes dient ein Gewicht, wobei das durch dieses Gewicht erzeugte Drehmoment gleichmäßig auf die beiden

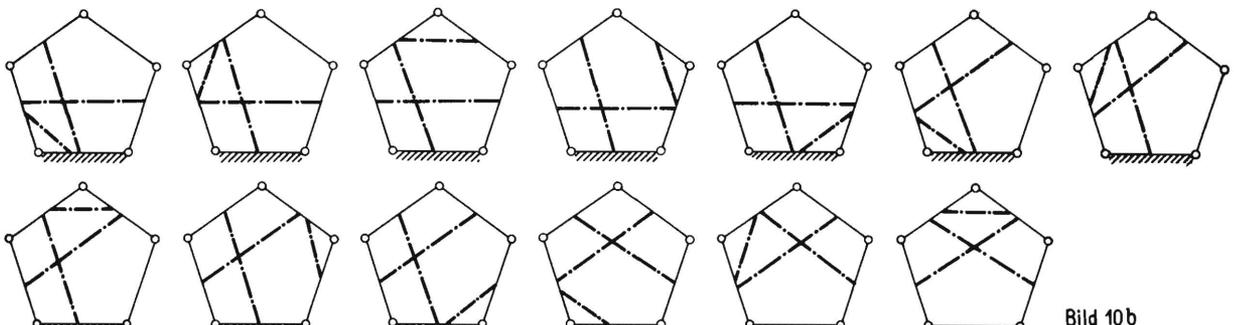
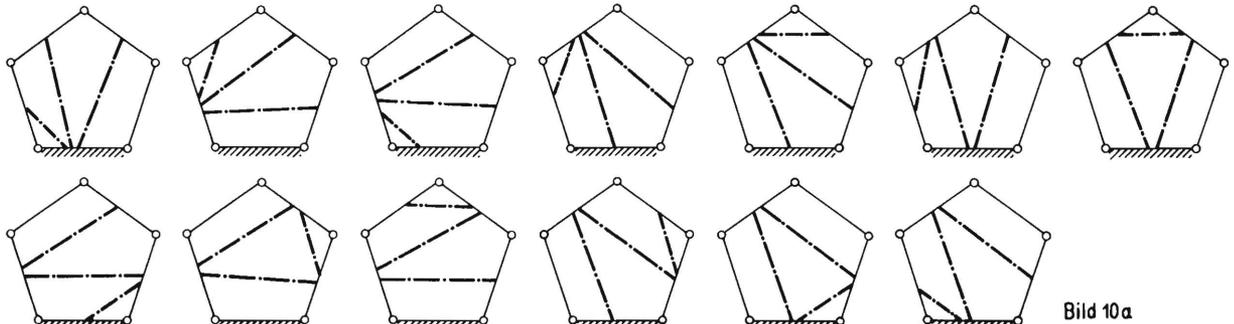
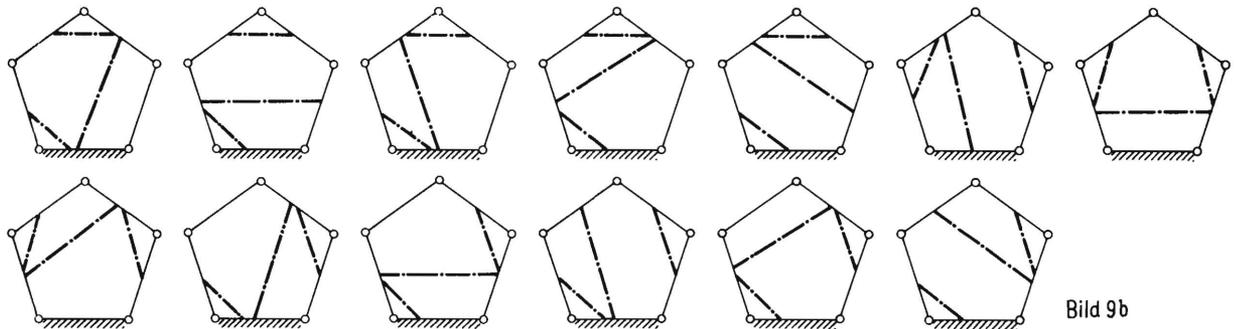
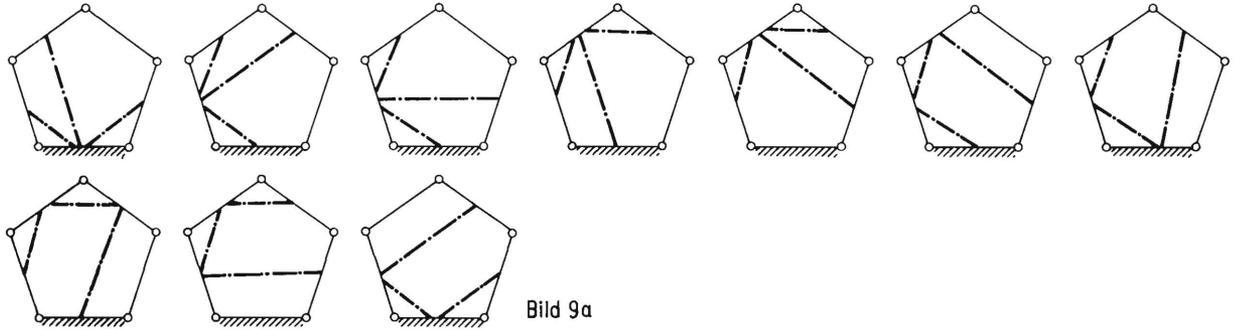


Bild 8 bis 11. Belastungstafel für das Gelenk fünfeck (61 verschiedene Belastungsfälle).

Bremsklötze zu verteilen ist. Es liegt hier also ein selbsteinstellendes Getriebe mit dem Freiheitsgrad $f = 2$ vor. Ein zwangsläufiges Getriebe mit $f = 1$ würde diese Bedingungen nicht erfüllen können, da die Selbsteinstellung fehlt, während ein Getriebe mit dem Freiheitsgrad 2 für diese Forderung sehr gut zu verwenden ist, da es ein Antriebsglied (Bremsgewicht) und zwei Abtriebsglieder (Bremsklotzhebel) aufweist. Die in den bisherigen Beispielen durch Federn erzeugten Kräfte sind hier am Antriebshebel die Schwerkraft des Gewichtes und an den Abtriebsgliedern die von der Bremstrommel ausgeübten Stützkkräfte.

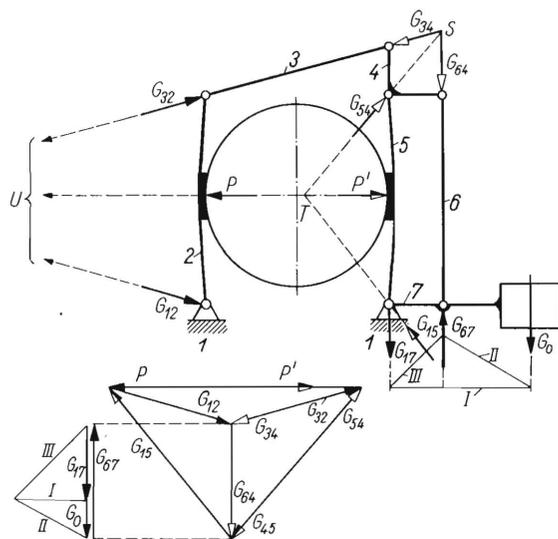


Bild 12. Selbsteinstellendes, siebengliedriges Getriebe für Doppelklotzbremse.

Im Schrifttum [15] findet man für Doppelklotzbremse ein siebengliedriges Getriebe, z.B. nach Bild 12, mit der Gelenkzahl $g = 8$. Der Gewichtshebel 7 und der Bremshebel 5 sind im gleichen Stegpunkt gelagert, so daß dieses Gelenk doppelt zu zählen ist. Vom Bremshebel 7 führt eine Zugstange 6 zu dem mit dem Bremshebel gelenkig verbundenen Winkelhebel 4, der über die Koppelstange 3 den zweiten Bremshebel 2 betätigt. Wegen der Forderung, die Bremsachse vollkommen zu entlasten, müssen die von der Bremstrommel auf die Bremshebel 2 und 5 wirkenden Kräfte P und P' gleich groß sein. Als Normalkräfte im Berührungspunkt der Bremsbacken fallen ihre Wirkungslinien zusammen, wenn die Bremshebel 2 und 5 in entsprechender Weise angeordnet sind. Die Abmessungen des Getriebes sind also diesen Forderungen entsprechend einzurichten. Dabei kann noch in die Aufgabenstellung die Größe der belastenden Kraft G_0 eingeschlossen werden.

Der Kräfteplan kann z.B. am Bremshebel 2 begonnen werden. Auf diesen Hebel wirkt eine Kraft G_{32} in Richtung des Koppelhebels 3, da dieser Hebel durch keine außerhalb seiner Gelenke wirkende Kraft beansprucht wird. Weiterhin wirkt die Bremskraft P , deren Richtung durch die Normale im Brems-

klotzberührungspunkt, also durch den Drehpunkt der Bremstrommel gehend, gegeben ist. Wenn die beiden Kräfte G_{32} und P sich in einem Punkt U schneiden, so muß die vom Gestell 1 auf den Bremshebel 2 wirksame Kraft G_{12} ebenfalls durch den Punkt U gehen. Im Kräfteplan müssen die drei Kräfte P , G_{12} und G_{32} ein geschlossenes Dreieck bilden, d.h. durch die Kraft P sind die beiden anderen Kräfte sofort zu bestimmen. Die Kraft G_{32} wirkt im Verbindungsgelenk der Glieder 3 und 4 in entgegengesetzter Richtung als die Kraft G_{34} , ausgeübt vom Hebel 3 auf den Winkelhebel 4. Auf den Winkelhebel 4 wirkt außerdem die vom Hebel 6 auszuübende Kraft G_{64} , deren Richtung mit der Mittellinie des Hebels 6 zusammenfallen muß, da auch dieser Hebel durch keine Kraft außerhalb seiner Gelenkpunkte beansprucht wird. Durch den Schnittpunkt S der Wirkungslinien der beiden Kräfte G_{34} und G_{64} muß auch die Gelenkkraft G_{54} gehen, so daß nunmehr im Kräfteplan auch für den Hebel 4 die geschlossene Kräftegruppe G_{34} , G_{64} und G_{54} gezeichnet werden kann. Für den Hebel 5 ist nunmehr bekannt: die Kraft G_{54} , weiterhin die Wirkungslinie der Kraft P' und die durch den Schnittpunkt T von P' und G_{54} gehende Wirkungslinie der Stegpunktstützkraft G_{15} . Wenn die Kraft P' entgegengesetzt gerichtet gleich der Kraft P sein soll, müssen im Kräfteplan die Dreiecke, die den Vektor P bzw. P' als Seite haben, mit den anderen Seiten aufeinander abgestimmt werden. Man kann also aus dem Kräfteplan bestimmte Aussagen über die Länge der Hebel im Lageplan machen. Es ist z.B. möglich, die Gelenkpunktlage des Steggelenkes der Hebel 5 und 7 entsprechend der Forderung $P = -P'$ festzulegen. Für den Hebel 7, dessen belastende Kräfte G_{17} , G_0 und G_{67} einander parallel sind, empfiehlt sich im Lageplan das Einzeichnen der beliebig gerichteten Seilstrahlen I, II und III, zu denen man im Kräfteplan die Parallelen zieht. Dadurch erhält man aus der gegebenen Kraft G_{67} , die entgegengesetzt gerichtet und gleich groß mit G_{64} ist, die beiden anderen zum Gleichgewicht des gesamten Gebildes notwendigen Kräfte G_0 und G_{17} . Man zeichnet im Kräfteplan durch die Endpunkte des Vektors G_{67} die Parallelen III und II zu den Seilstrahlen des Lageplans und durch deren Schnittpunkt die Parallele I zum Seilstrahl I des Lageplans, die die Größe der Vektoren G_{17} und G_0 bestimmt.

In dem gezeigten Beispiel und ebenfalls in den folgenden Beispielen wurde der Übersichtlichkeit halber von der Berücksichtigung der Bremsreibungskräfte Abstand genommen; diese können mit Hilfe der Reibungsziffer ohne weiteres in die Ermittlungen eingeschlossen werden [16].

Die an eine Doppelklotzbremse zu stellenden Forderungen können auch von fünfgliedrigen, selbsteinstellenden Getrieben erfüllt werden. Aus der im vorangegangenen gezeigten Belastungstafel für das

Gelenkfünfeck kann man sofort die für diese Aufgabenstellung möglichen Getriebeanordnungen herausfinden. Die Forderung besteht darin, eine Antriebskraft G_0 zwischen irgendeinem Hebel des Gelenkfünfecks und dem Gestell wirken zu lassen. Dieser Kraft G_0 müssen die gleich großen Bremskräfte P und P' entgegenwirken, die zwischen zwei verschiedenen Hebeln des Gelenkfünfecks und dem Gestell wirksam sind. Für diese Aufgabenstellung gibt es die vier Getriebeformen in Bild 13 bis 16.

In Bild 13 sind die Hebel 2 und 5 als Bremshebel und der Hebel 4 als Gewichtshebel ausgebildet. Ist für den Hebel 2 die Bremskraft P gegeben, so erhält man den Schnittpunkt U der Wirkungslinien von P und G_{32} (G_{32} wirkt in Richtung der Stange 3). Durch U muß die Stützkraft G_{12} gehen, sodaß sich das geschlossene Kräfte-dreieck $P - G_{12} - G_{32}$ im Kräfteplan zeichnen läßt. Aus der Kraft G_{34} , die gleich groß und entgegengesetzt gerichtet der Kraft G_{32} ist, erhält man mit der Wirkungslinie der Gewichtskraft G_0 den Schnittpunkt S , durch den auch die Gelenkkraft G_{54} gehen muß. Damit erhält man auch im Kräfteplan das geschlossene Dreieck aus den Kräften G_{34} , G_0 und G_{54} für den Hebel 4. Mit der nunmehr bekannten Kraft G_{45} , die gleich und entgegengesetzt gerichtet zur Kraft G_{54} ist, ergibt sich aus der Wirkungslinie von P' der Schnittpunkt T , durch den die Stützkraft G_{15} gehen muß. Damit ist auch das geschlossene Dreieck für den Hebel 5, bestehend aus den Kräften G_{45} , G_{15} und P' gegeben. Aus dem Kräfteplan ist ersichtlich, daß bei symmetrischer Anordnung des Gelenkfünfecks die Gleichheit der Kräfte P und P' gewährleistet ist.

Zum Lösen aller auf dem Prinzip der selbsteinstellenden Getriebe beruhenden Doppelklotzbremsen genügt ein einfaches Anheben des Bremsgewichtes G_0 . Es ist hierbei vollkommen gleichgültig, welcher der beiden Bremshebel 2 oder 5 zuerst gelüftet wird. Beide Hebel können sich nur bis zu ihrem Anschlag A bzw. A' bewegen. Nach Anlage eines der beiden Bremshebel an seinen Anschlag muß durch die Aufwärtsbewegung des Gewichtes G_0 auch der andere Bremshebel gelüftet werden, so daß die Endstellungen des gesamten Getriebes, die der gelösten Stellung der Bremse entspricht, eindeutig durch die Anschläge A und A' festgelegt ist.

Die zweite Möglichkeit des Gelenkfünfeckes für die geforderte Aufgabe zeigt Bild 14. Da hier die auf die Bremshebel 2 und 4 wirkenden Kräfte einander parallel sind, erübrigt sich das Zeichnen eines besonderen Kräfteplanes. Bei symmetrischer Lage des aus den Stangen 2, 3 und 4 gebildeten Gestänges, und wenn die Stange 3 rechtwinklig zu 2 und 4 steht, ist auch ohne weiteres die Gleichheit der Kräfte P und P' gewährleistet. Man kann den Bremshebel 5 nun irgendwie im Gestell lagern und mit dem Bremshebel 4 gelenkig verbinden. Für diesen Hebel ergibt

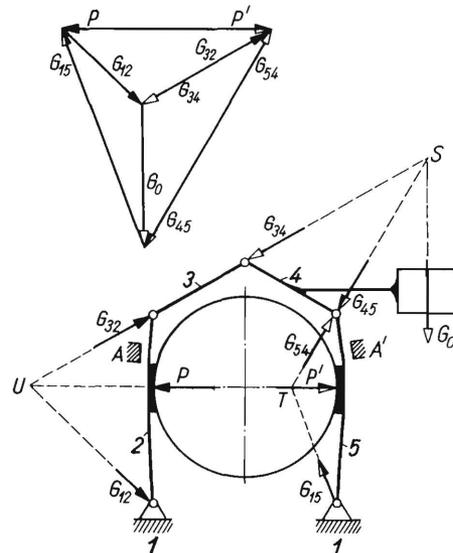


Bild 13. Selbsteinstellendes, fünfgliedriges Getriebe für Doppelklotzbremse, Glieder 2 und 5 Bremshebel, Glied 4 Gewichtshebel.

sich dann der Schnittpunkt U der Wirkungslinie der Kräfte G_{54} und G_0 , durch den auch die Wirkungslinie der Stützkraft G_{15} gehen muß. Legt man den Lagerpunkt des Bremshebels 5 in der Bremsstellung auf die Verbindungslinie der Gelenke des Hebels 4, so ist damit eine weitere Symmetrie für das gesamte Bremsgestänge erfüllt.

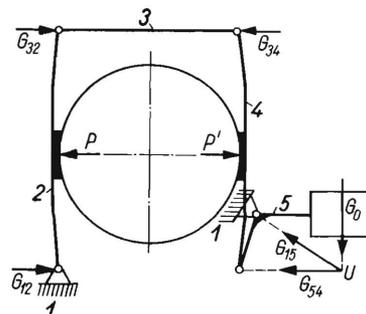


Bild 14. Selbsteinstellendes, fünfgliedriges Getriebe für Doppelklotzbremse, Glieder 2 und 4 Bremshebel, Glied 5 Gewichtshebel.

Das ebenfalls aus einem Gelenkfünfeck bestehende Bremsgestänge in Bild 15 hat das Belastungsgewicht G_0 am Bremshebel 4. Beginnt man den Kräfteplan am Bremshebel 2, dessen Länge gegeben sei, so empfiehlt sich wegen der Parallelität der Wirkungslinien der Kräfte G_{12} , P und G_{32} das Zeichnen der Seilstrahlen I, II und III im Lageplan. Bei gegebener Kraft P erhält man im Kräfteplan, Bild 15, durch die Parallelen zu den Seilstrahlen die Größe der Kräfte G_{12} und G_{32} . Da die Koppelstange 3 nur in den Gelenken belastet wird, ist die vom Hebel 3 auf den Hebel 4 wirkende Kraft G_{34} entgegengesetzt gerichtet wie G_{32} und gleich groß. Auf den Hebel 4 wirken nun die Kräfte G_{34} , P , G_0 und G_{54} . Die letztere Kraft muß mit der Richtung des Hebels 5 zusammenfallen, da dieser nur in Richtung seiner Gelenkverbindungsline belastet wird.

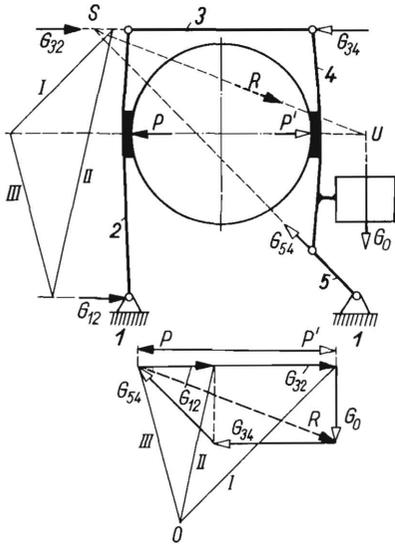


Bild 15. Selbsteinstellendes, fünfgliedriges Getriebe für Doppelklotzbremse, Glieder 2 und 4 Bremshebel, Glied 4 Gewichtshebel.

Man kann die Wirkungslinien der beiden Kräfte P' und G_0 zum Schnitt U bringen. Auf der Wirkungslinie von G_{34} kann man einen beliebigen Punkt S annehmen, durch den die Wirkungslinie einer resultierenden Kraft R gezeichnet werden kann. Die Größe von R erhält man im Kräfteplan aus der absoluten Größe von P' und der Wirkungslinie von G_0 . Im Kräfteplan setzt man an die bekannte Kraft G_0 die Kraft G_{34} , die gleich groß und entgegengesetzt gerichtet zu G_{32} ist, an. Nunmehr muß im Kräfteplan das Kräfteviereck für den Hebel 4 geschlossen werden, was nur durch eine eindeutig nach Größe und Richtung gegebene Kraft G_{54} möglich ist. Zeichnet man im Lageplan durch den Schnittpunkt S von R und G_{34} die Parallele zum Vektor G_{54} des Kräfteplanes, so hat man die Richtung des Hebels 5 und die Lage seines Verbindungsgelenkes mit dem Hebel 4 eindeutig gegeben. Somit ist die Forderung $P = -P'$ durch eine

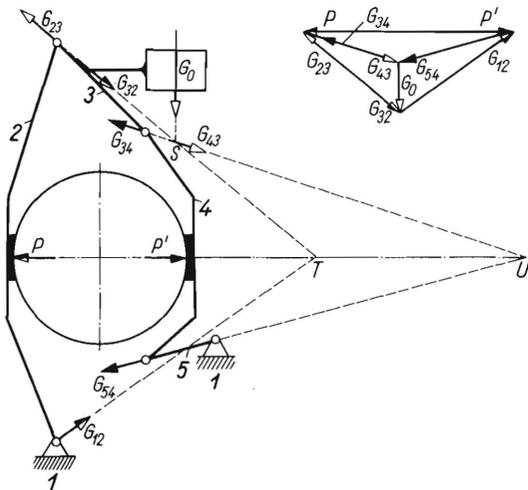


Bild 16. Selbsteinstellendes, fünfgliedriges Getriebe für Doppelklotzbremse, Glieder 2 und 4 Bremshebel, Glied 3 Gewichtshebel.

entsprechende Bemessung der Getriebeteile mit Hilfe des Kräfteplanes erfüllt worden. Die Länge des Hebels 5 hat nun keinen Einfluß mehr auf die Bedingung $P = -P'$, sie bestimmt lediglich die Größe des zum Lüften des Bremsgestänges notwendigen Weges des Gewichtes G_0 .

In **Bild 16** ist eine vierte Möglichkeit der Darstellung eines Bremsgestänges mit Hilfe eines Gelenkfünfeckes aufgezeigt. In diesem Beispiel ist absichtlich eine unsymmetrische Anordnung der Getriebeteile gewählt worden, um die Bremswirkung für verschiedene Drehrichtungen der Bremsstrommel unterschiedlich zu gestalten. Dreht nämlich die Bremsstrommel im Uhrzeigersinn, so entsteht eine zusätzliche Klemmwirkung, während bei einer Drehung entgegengesetzt dem Uhrzeigersinn eine derartige Wirkung nicht zustandekommt. Das hängt nicht mit der Größe der Bremskräfte P und P' in der Bremsstellung zusammen, sondern mit der Bewegungsrichtung der Bremsklötze vor dem Erreichen der Bremsstellung. Im Beispiel von **Bild 16** ist der Bremshebel 2 im Gestell gelagert, der Bremshebel 4 dagegen mit einem Gestellhebel 5 und dem Koppelhebel 3 gelenkig verbunden. Am Koppelhebel 3 ist das Belastungsgewicht G_0 befestigt. Bei der Bestimmung der Maße für die Forderung $P = -P'$ beginnt man zweckmäßig bei den Kräften, die den Hebel 4 belasten. Die Wirkungslinien von P' und G_{54} sind gegeben (die letztere, weil sie nur in Richtung des Hebels 5 wirken kann) und damit deren Schnittpunkt U . Durch U muß auch die Kraft G_{34} gehen, sodaß man im Kräfteplan aus P' die Größe der beiden Kräfte G_{54} und G_{34} erhält. Auf den Hebel 3 wirkt die nunmehr bekannte und zu G_{34} entgegengesetzt gerichtete Kraft G_{43} , die sich mit der Wirkungslinie von G_0 im Punkt S schneidet. Damit ist auch die Wirkungslinie der Kraft G_{23} bekannt, die durch den Punkt S gehen muß. Im Kräfteplan bestimmt man aus G_{43} die Größe der Kräfte G_0 und G_{23} . Für den Bremshebel 2 sind nunmehr nach Größe und Richtung die beiden Kräfte G_{32} (gleich groß und entgegengesetzt gerichtet zu G_{23}) und $P = -P'$ bekannt. Die Wirkungslinien beider Kräfte schneiden sich im Punkt T . Im Kräfteplan bleibt also die nach Größe und Richtung bestimmte Stützkraft G_{12} übrig, zu der man im Lageplan durch T die Parallele ziehen muß. Auf dieser Parallelen kann man den Lagerpunkt des Hebels 2 im Gestell 1 beliebig annehmen. Dadurch ist die Bedingung $P = -P'$ erfüllt. Die Lage dieses Lagerpunktes auf der durch T gehenden Geraden wird man wiederum so auswählen, daß die Wege der Bremshebel in einem bestimmten vorgegebenen Verhältnis zum Weg des Belastungsgewichtes G_0 stehen.

Das an den Beispielen der Doppelklotzbremse gezeigte Getriebesystem läßt sich auch auf andere Anwendungsgebiete ausdehnen. Es ist z.B. denkbar, daß ein solches Getriebe für eine Festspannvorrichtung derart verwendet wird, daß die beiden Kräfte P

und P' zum gleichzeitigen Spannen zweier Werkstücke oder Werkzeuge herangezogen werden. In diesem Falle wäre die Kraft G_0 eine Spannkraft, die sich je nach Ausbildung des Getriebes gleichmäßig oder auch in verschiedener Stärke auf die beiden Spannstellen verteilt. Man kann durch die Gestaltung eines solchen Getriebes verschiedene Spannkräfte sich selbsttätig einstellen lassen. Außerdem können in der Form der festzuspannenden Stücke mehr oder weniger große Abweichungen vorhanden sein. Diese Abweichungen werden mühelos durch ein Getriebe mit dem Freiheitsgrad 2 ausgeglichen. Es können auch mehr als zwei Spannstellen, also Abtriebsstellen des Getriebes, vorgesehen werden. Dann muß allerdings ein Getriebe mit höherem Freiheitsgrad verwendet werden; bei drei Stellen also ein Getriebe mit Freiheitsgrad 3, bei vier Stellen mit dem Freiheitsgrad 4 usw.

Ausgleichgetriebe mit Freiheitsgrad 2 als Schwinghebelpflug

Der normale Schwinghebelpflug (Bild 17), der um einen reellen Drehpunkt am Schlepper drehen kann und mit einer Stützrolle ausgerüstet ist, stellt in Verbindung mit dem Schlepper ein Getriebe mit dem Freiheitsgrad 1 dar, d.h. jede Bewegung des Pfluges entspricht einer eindeutig zugeordneten Bewegung aller Glieder des Zwischengetriebes. Die äußeren Kräfte an einem solchen System sind die auf den Pflugkörper wirkende resultierende Kraft W_0 , die Stützrollenkraft C und die mit diesen Kräften im Gleichgewicht befindliche Kraft am Schlepperanhängepunkt. Eine Änderung einer dieser Kräfte erzeugt eine mehr oder weniger große Beanspruchung in den Getriebeteilen.

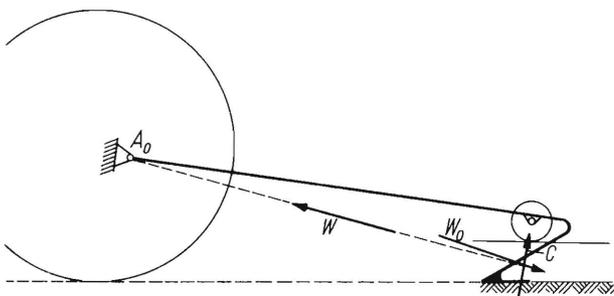


Bild 17. Normaler Schwinghebelpflug mit Stützrolle.

Es soll nun die Aufgabe gestellt sein, ein Pflugsystem so einzurichten, daß die Stützrollenkraft C in einem gewissen Kräftebereich seine Größe nur in geringem Maße verändert, wenn die Pflugresultierende W_0 sich wesentlich ändert. Wenn also bei wechselndem Boden der Pflug mit verschiedenen großen Kräften W_0 beansprucht wird, soll der Stützrollendruck C ungefähr seine Größe behalten. Ein solches System ist damit ein selbsteinstellendes System geworden, bei dem die Kennlinie und die Aufhängung der Feder in entsprechender Weise zu ermitteln ist.

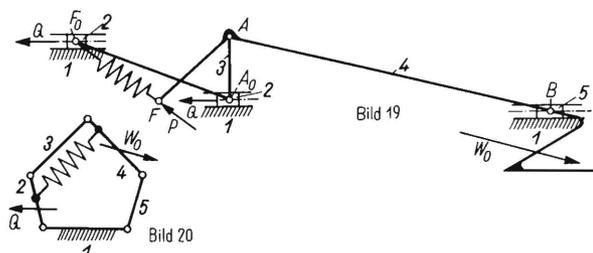
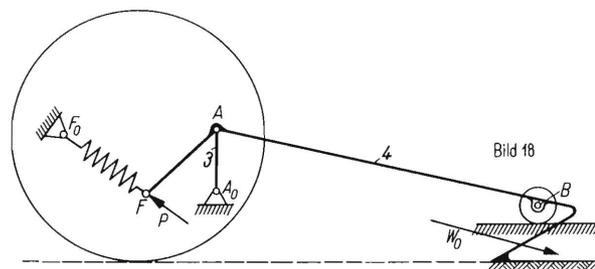


Bild 18 bis 20. Selbsteinstellender Schwinghebelpflug.
Bild 19. Ersatzgetriebe.
Bild 20. Belastungsschema.

Bildet man das Zwischengetriebe nach Bild 18 als ein Getriebe mit dem Freiheitsgrad 2 aus, so muß man eine weitere äußere Kraft, beispielsweise eine Federkraft, wirken lassen, die mit den bereits erwähnten Kräften das gesamte System im Gleichgewicht zu halten vermag. Im Punkt A_0 ist ein Lenker $A_0 A$ gelagert, der in Punkt A mit dem Pflug gelenkig verbunden ist, wenn dieser sich durch eine im Punkt B gelagerte Stützrolle gegen den Boden abstützen kann und am anderen Ende in einem Punkt F durch eine Feder mit der Federkraft P im Gleichgewicht gehalten wird.

Für dieses Pflugsystem kann man entsprechend Bild 19 ein Ersatzgetriebe aufstellen. Die in Punkt B drehbar angeordnete Stützrolle sorgt durch eine Abstützung gegen den Boden dafür, daß der Punkt B bei angenommener, ebener Bodenoberfläche und immerwährender Berührung mit dem Boden durch den Einfluß entsprechender Kräfte sich als ein Schieber 5 in einer waagrecht verlaufenden Führung bewegt. Der Schieber 5 ändert relativ zum Schlepper seine Entfernung. Die zum Schlepper gehörenden Punkte A_0 und F_0 werden durch den Schlepper ebenfalls in waagerechter Richtung weiterbewegt, wobei sie ihren gegenseitigen Abstand immer beibehalten. Im Ersatzgetriebe können diese beiden Punkte also als Schieber 2 in einer waagrecht angeordneten Führung 1 angenommen werden. Als belastende Kräfte wirken nunmehr auf dieses System die Pflugresultierende W_0 , die Federkraft P und die Zugkraft Q .

Schematisch kann dieses Ersatzgetriebe mit den bisherigen Betrachtungen in Einklang gebracht werden, indem man sich nach Bild 20 ein Gelenkfünfeck denkt mit dem Gestellglied 1 und den bewegten Stangen 2, 3, 4 und 5. An der Stange 4 greift die

Kraft W_0 , an der Stange 2 die Kraft Q , die horizontale Zugkraft am Schlepper, und zwischen den Stangen 2 und 4 die Federkraft P an.

In diesem Rahmen soll auf die Betrachtung der Kräfte am Schlepper, d.h. auf dessen Gewicht und die Triebkräfte verzichtet werden. Die Kraft Q am Doppelschieber 2 wird also nicht mehr berücksichtigt, sondern es werden die auf die Punkte A_0 und F_0 wirkenden Stützkkräfte G_{34} und P betrachtet.

In Bild 21 kann die Feder nur eine andere Wirkung ausüben, wenn sie ihre Länge verändern kann, d.h. also, daß sich für diese Forderung der Punkt F_1 gegenüber dem Punkt F_0 bewegen muß. Ändert sich demnach die Größe von W_0 , so muß auch, damit Beeinflussung durch die Feder eintreten kann, eine Relativbewegung des Rollenmittelpunktes B_1 gegenüber dem Lagerpunkt A_0 eintreten, d.h. das ganze Getriebe $A_0 A_1 B_1$ muß mit dem Punkt F_1 eine andere Stellung relativ zum Schlepper annehmen. Die Größe dieser Relativbewegung kann man frei wählen, was man als eine willkommene Freiheit beim Getriebeentwurf betrachten kann.

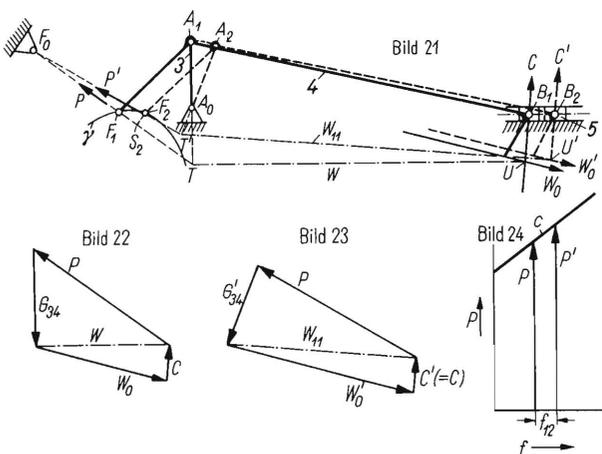


Bild 21 bis 24. Selbsteinstellender Schwinghebelpflug nach Bild 18 in zwei verschiedenen Getriebeanlagen, abhängig von den Bodenkräften.
Bild 22 und 23. Kräftepläne.
Bild 24. Federdiagramm der Ausgleichsfeder.

Bei gegebenen Getriebeabmessungen und gegebener Stellung des Getriebes für eine angenehme Kraft W_0 kann im Punkt F_1 nur eine bestimmbare Federkraft P zum Ausgleich vorhanden sein. Für die Getriebebestellung $A_0 A_1 B_1$ ist in Bild 22 der Kräfteplan gezeichnet worden. Die Stützrollenkraft C , die wegen der Forderung nach einer bleibenden Berührung der Stützrolle mit der Bodenoberfläche immer nach oben gerichtet sein muß, tritt als Belastung des Gliedes 5 und die Kraft G_{34} als Lagerbelastung im Gelenk A_1 auf. Die Stützrollenkraft C ist wegen der Berücksichtigung des Rollwiderstandes der Stützrolle in einer geringen Abweichung vom rechten Winkel zur Führung angenommen worden. Die Lagerkraft G_{34} muß in Richtung des Lenkers 3

wirken, weil dieser keiner weiteren, äußeren Belastung ausgesetzt ist. Als Federaufhängung wird zunächst willkürlich ein Federaufhängepunkt F_1 als zugehörig zum Getriebeglied 4 angenommen. Außerdem kann man noch die Richtung der Federkraft P festlegen.

Nunmehr kann der Kräfteplan (Bild 22) gezeichnet werden. Die Wirkungslinien der Kräfte W_0 und C schneiden sich im Punkt U , die Wirkungslinien der Kräfte G_{34} und P schneiden sich im Punkt T . Die Verbindung der beiden Punkte U und T sei mit W bezeichnet und stellt die Wirkungslinie einer Ersatzkraft dar (Culmannsche Hilfsgerade). Im Kräfteplan zeichnet man die Kraft W_0 und aus der Richtung der Wirkungslinien von C und W ergibt sich deren Größe. Aus W wiederum findet man mit Hilfe der Wirkungslinie von P und G_{34} die Größe dieser beiden Kräfte.

Wenn bei einer Größenänderung der Pflugresultierenden von W_0 in W_0' die Stützrollenkraft C gleich C' bleiben soll, kann dies nur stattfinden, wenn auch eine entsprechende Lagenänderung des gesamten Getriebes erfolgt. Demzufolge wurde willkürlich die Lage $A_0 A_2 B_2$ festgelegt, zu der auch die Punktlage F_2 gehört. Damit ist der Punkt B_1 nach B_2 gewandert (Bild 21). Im Kräfteplan Bild 23 seien jetzt die Kraft W_0' und die Stützrollenkraft $C' (= C)$ gegeben. Daraus ergibt sich die Größe der neuen Resultierenden W_{11} . Zu dieser zeichnet man im Getriebeplan die Parallele durch den Schnittpunkt U' von W_0' und C' , die die Lenkermittellinie $A_2 A_0$ in T' schneidet. Verbindet man jetzt T' mit F_0 , so ist damit die Richtung der Federkraft P' in der neuen Getriebebestellung eindeutig festgelegt. Im Kräfteplan, Bild 23, erhält man aus W_{11} und den Richtungen von P' und G_{34}' die Größe dieser beiden Kräfte.

Nunmehr hat man zwei verschieden große Federkräfte P und P' , die einer Federlängenänderung $f_{12} = F_1 S_2$ zugeordnet sind, wenn $F_0 S_2 = F_0' F_2$ ist. Hängt man also im Punkt F_0 eine Feder auf, die eine Kräfteänderung, entsprechend der Längenänderung f_{12} , bewirkt, so bleibt bei einer Änderung der Pflugresultierenden von W_0 auf W_0' der Stützrollendruck $C (= C')$ konstant.

In Bild 24 zeichnet man über der Federlängenänderung f_{12} die aus den Kräfteplänen entnommenen Kräfte P und P' . Die Verbindungslinien ihrer Endpunkte ergeben den Federkennwert $c = (P' - P) / f_{12}$. Für diese Kennlinie c kann eine geeignete Feder nach folgender Gleichung errechnet werden:

$$c = \frac{G d^4}{8 D^3 i}$$

worin G = Gleitmodul des Federwerkstoffes (für Stahl $G = 8300 \text{ kg/mm}^2$), d = Durchmesser des runden Federdrahtes, D = Windungsdurchmesser der zylindrischen Schraubenfeder und i = Anzahl der Schraubengänge der Feder bedeuten.

Damit ist das Pflugsystem für zwei Kräfte W_0 und W'_0 festgelegt, für die die Stützrollenkraft C konstant bleibt. Da bei der beschriebenen Konstruktion noch verschiedene, willkürliche Annahmen getroffen wurden, kann man versuchen, noch in einer 3. Getriebestellung weitere Bedingungen zu erfüllen.

Nachdem die Abmessungen samt der Federaufhängung eines solchen Systems festliegen, ist es zweckmäßig, das System in Abhängigkeit von seinen Kräften zu charakterisieren. Wie bereits erwähnt wurde, gehört zu jeder vorgesehenen Getriebestellung und zu jeder sich daraus ergebenden Federkraft und -richtung nur eine einzige Größe von W_0 , wenn deren Wirkungslinie gegeben ist. Man kann also bei bekannter Größe von W_0 die dazu gehörige, eindeutige Lage des Verbindungsgetriebes aufzeichnen.

Nachdem bisher die Synthese des Getriebes behandelt wurde, soll nunmehr auf seine Analyse eingegangen werden. In **Bild 25** sei die Getriebestellung $A_0 A_3 B_3$ gegeben; es ist bei gegebener Wirkungslinie W_0'' die Größe dieser Kraft zu bestimmen. Zunächst ergibt sich der Schnittpunkt T'' von $A_0 A_3$ mit $F_0 F_3$ und die Verbindungslinie W_{12} mit dem Schnittpunkt U'' von W_0 mit C'' . Der Punkt F_3 ergibt sich eindeutig aus der Lage des Gliedes 4. Wenn der Punkt F_1 aus **Bild 21** übernommen wird, zieht man die Gerade $F_0 F_1$, schlägt den Kreis um F_0 durch F_3 bis zum Schnitt S_3 mit $F_0 F_1$, dann ist $f_{13} = F_1 S_3$ die Federverlängerung von der Getriebestellung 1 in **Bild 21** bis zur Getriebestellung 3 in **Bild 25**. Man kann mit dieser Federlängenänderung f_{13} in das Federdiagramm von **Bild 26** gehen und hat damit die Kraft P'' .

Nun kann man entsprechend **Bild 27** den Kräfteplan zeichnen, wenn man die Kraft P'' aus dem Federdiagramm parallel zur Wirkungslinie $F_0 F_3$ zeichnet. Da die Wirkungslinien von W_{12} und C_{34}'' (Parallelle zu $A_0 A_3$) gegeben sind, kann man mit P'' die Größe dieser beiden Kräfte bestimmen sowie auch die Größe von C'' und W_0'' . Aus dem Kräfteplan in **Bild 27** kann man auch sofort sehen, wie sich eine Richtungsänderung der Wirkungslinie von W_0'' auf die Stützkraft C auswirkt. Zeichnet man also für verschiedene Getriebelagen und den sich daraus ergebenden Federkräften die Kräftepläne, so kann man in jeder Getriebestellung eindeutige Aussagen über die Größe von W_0 und C machen, so daß nach Zeichnung genügend vieler Getriebelagen die Charakteristik des Verbindungsgetriebes für jedes beliebige W_0 aufgestellt werden kann.

Zur Kontrolle kann man noch nach **Bild 25** folgende Konstruktionen mit Hilfe des augenblicklichen Poles O (jeweiliger Schnittpunkt von $A_0 A$ mit Wirkungslinie von C) durchführen. Es muß sein:

$$P h = W_0 w,$$

wenn h der senkrechte Abstand des Poles O von der

Wirkungslinie der Federkraft P und w der senkrechte Abstand des Poles O von der Wirkungslinie der Kraft W_0 sind.

Nachdem die Charakteristik eines solchen Getriebes festgelegt ist und nachdem der Toleranzbereich der Kraft W_0 festgelegt wurde, muß man eine Bewegungsbegrenzung zwischen den Getriebegliedern 3 und 4 beispielsweise durch zwei gegenseitig paarweise wirkende, feste Anschläge vorsehen, damit das Pflugsystem den anderen praktischen Bedingungen, z. B. einer möglichst großen Transporthöhe, genügt. Weitere Untersuchungen müssen sich auf verschiedene Furchentiefen erstrecken. Außer der in diesem Beispiel gezeigten Federaanordnung sind noch weitere Federaufhängungen möglich, die andere Pflugsysteme ergeben können. Es ist z. B.

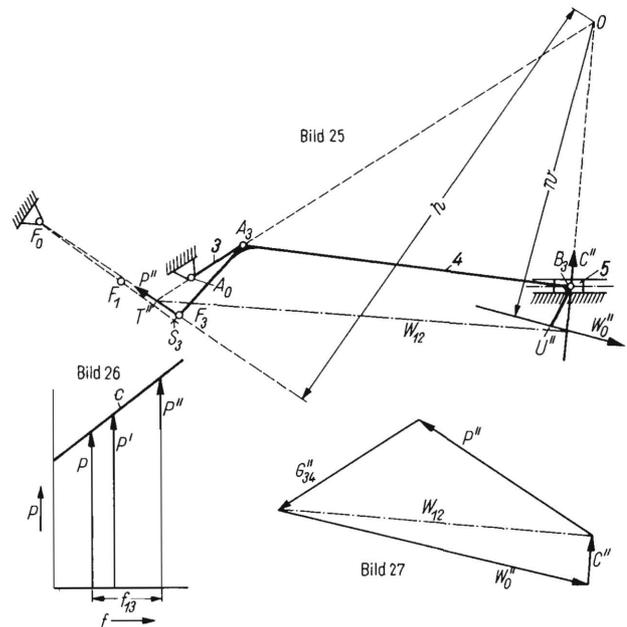


Bild 25 bis 27. Zwischenlage des selbsteinstellenden Pfluges nach **Bild 18**.

Bild 26. Federdiagramm.
Bild 27. Kräfteplan.

möglich, die Feder zwischen die Glieder 3 und 4 oder auch zwischen Glied 1 und der Schlepperebene aufzuhängen. In dem beschriebenen Beispiel wurde für die Mittellage des Getriebes der Lenker $A_0 A$ senkrecht stehend angenommen, damit bei einer Relativbewegung des Pflugsystems gegenüber dem Schlepper, also bei einer Änderung der Pflugresultierenden W_0 , keine allzu großen Neigungsänderungen des Pfluges eintreten, die eine wesentliche Änderung von W_0 verursachen können. Andererseits kann eine solche Neigungsänderung dazu benutzt werden, die verlangte Wirkung der Feder zu unterstützen.

Ähnliche, selbstregelnde Pflugsysteme lassen sich auch für einen Pflug ausbilden, dessen Verbindungsgetriebe als Gelenkviereck ausgebildet ist. Durch die größere Gliederzahl des Verbindungsge-

Frontlader mit selbsteinstellender Stützrolle

Als weiteres Beispiel für ein selbsteinstellendes Getriebe sei ein Frontladegerät mit einer Stützrolle angeführt. Diese Stützrolle bewirkt beim Senken der Last trotz des größer werdenden Lasthebelarmes eine wesentliche Entlastung der Schleppvorderräder. In **Bild 30** ist der eigentliche Antriebshebel im Punkt A_0 des Schleppers gelagert. Dieser Antriebshebel werde durch einen (nicht gezeichneten) Kraftheberzylinder angetrieben. Der in A_0 gelagerte Antriebshebel hat außerdem die Gelenke A und A' , in denen die Zwischenhebel AB und $A'B'$ angelenkt sind. Durch die Anschläge a und b bilden diese Hebel ein starres Gebilde mit dem eigentlichen Lasthebel $BB'C$. Beim Schwenken des Hebels $A_0A'A$ erhält die in B' gelagerte Abstützrolle r in der Getriebestellung nach **Bild 30** in der Lage r_1 Berührung mit dem Boden, und die Anschläge a und b entfernen sich voneinander. Damit ist aber auch eine Abstützung der im Punkt C wirkenden Last durch die Stützrolle r und gleichzeitig eine Entlastung der

nach **Bild 30** und **31** bezieht sich also auf die Abstützung der Rolle r unabhängig von den Bodenerhöhungen bzw. Bodenvertiefungen.

Selbsteinstellende Kurbelschwinggetriebe

Man kann auch zur Umwandlung einer Drehbewegung in eine hin- und herschwingende Bewegung Getriebe mit höherem Freiheitsgrad verwenden. Bei dem fünfgliedrigen Getriebe in **Bild 32**, das von der umlaufenden Kurbel 2 angetrieben wird, ist dies dann der Fall, wenn die restlichen Getriebeglieder durch zwei getrennt voneinander wirkende Federn in jeder Getriebebelage im Gleichgewicht gehalten werden. Die Feder F_1 wirkt zwischen den beiden Hebeln 3 und 4 und die Feder F_2 zwischen dem Schwinghebel 5 und dem Maschinengestell 1 . Eine solche Anordnung hat den Vorteil, daß beim plötzlichen Auftreten eines Widerstandes, der in **Bild 32** durch den Anschlag G gekennzeichnet ist, keine Zerstörung des Getriebes eintritt, wie es bei einem zwangläufigen Getriebe unvermeidlich wäre. Vielmehr legt sich der Schwinghebel 5 gegen den Anschlag G , und bei weiterlaufender Kurbel 2 vollführen die Hebel 3 und 4 eindeutige Bewegungen in einem Gelenkviereck.

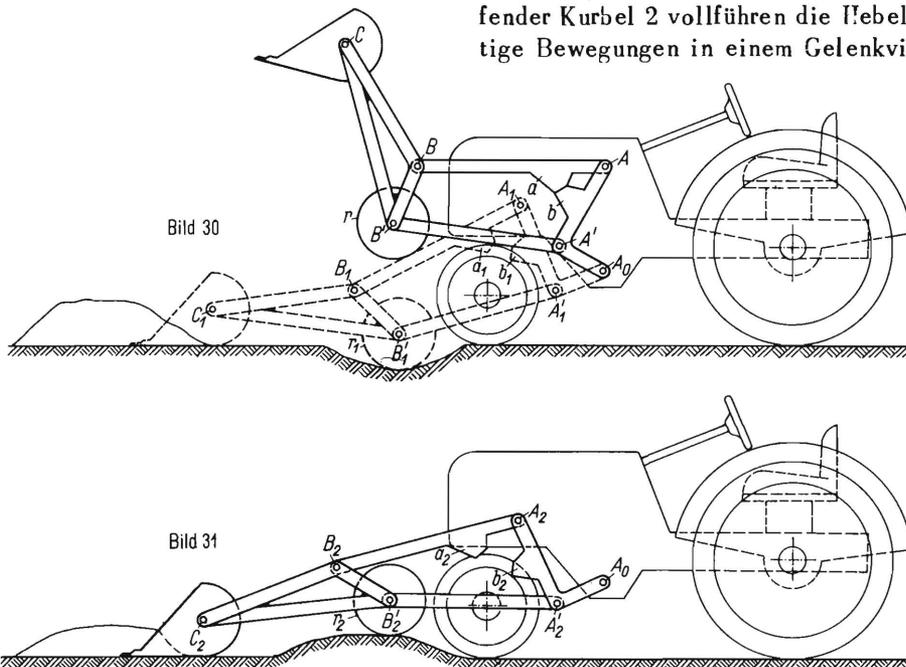


Bild 30 und 31. Frontladegerät mit Abstützrolle in gehobener Stellung und bei Abstützung in einer Bodenvertiefung und auf einer Bodenerhöhung.

Schleppvorderräder verbunden. Das Getriebe nach **Bild 30** ist so eingerichtet, daß bei der Abwärtsbewegung der Last nach Aufliegen der Rolle r nur eine geringe Bewegung dieser Rolle am Boden auftritt; damit wird auch eine unnötige, zusätzliche Reibungsarbeit für die Bewegung dieser Rolle vermieden. In **Bild 31** ist das Getriebe des Frontladers mit Stützrolle dargestellt, wenn sich die Stützrolle in ihrer Lage r_2 nicht wie in **Bild 30** in einer Bodenmulde, sondern auf einer Bodenerhöhung abstützt. In diesem Falle werden in gleicher Weise nach Aufsetzen der Rolle r die Schleppvorderräder entlastet. Die Selbsteinstellung des Frontladergetriebes

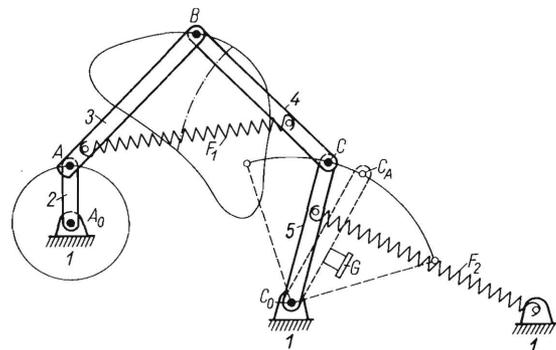


Bild 32. Fünfgliedriges Kurbelschwinggetriebe mit zwei Belastungsfedern. Koppelkurve des Gelenkpunktes B .

In einem derartigen fünfgliedrigen Kurbelschwinggetriebe sind die Bewegungen aller Glieder des Getriebes außer der Antriebskurbel 2 abhängig von den Federkräften und von anderen im Getriebe wirkenden Kräften, wie z.B. den in den Gelenkkraften vorhandenen Reibungsmomenten. Der Gelenkpunkt B beschreibt die in Bild 32 eingezeichnete Koppelkurve. Legt sich der Hebel 5 in der Stellung $C_0 C_A$ gegen den Anschlag G, so beschreibt der Gelenkpunkt B einen Kreisbogen um den Punkt C_A . Die Koppelkurve des Punktes B wird also in ihrem unteren Teil ersetzt durch diesen Kreisbogen.

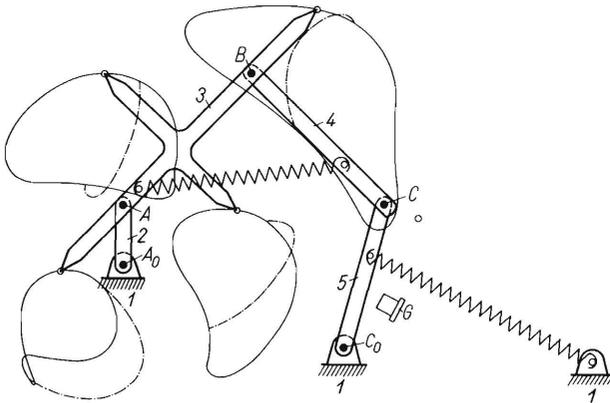


Bild 33. Fünfgliedriges Kurbelschwinggetriebe nach Bild 32 mit Koppelkurven des Getriebegliedes 3.

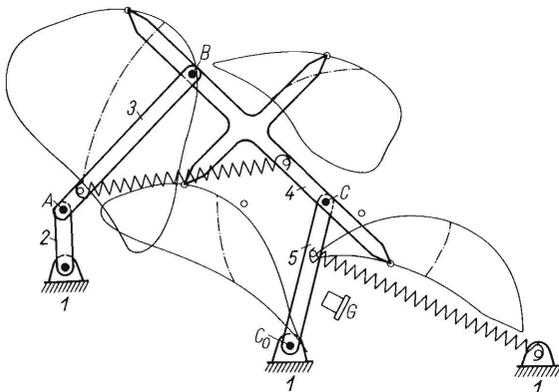


Bild 34. Fünfgliedriges Kurbelschwinggetriebe nach Bild 32 mit Koppelkurven des Getriebegliedes 4.

In **Bild 33** sind die Koppelkurven einiger Punkte des Hebels 3 eingezeichnet, die entstehen, wenn die Kurbel 2 umläuft und der Abtriebshebel 5 hin- und herschwingt. Die strichpunktiert gezeichneten Teilkurven zeigen den Verlauf der Koppelkurven, wenn sich der Hebel 5 gegen den Anschlag G legt. In **Bild 34** sind die Koppelkurven einiger Punkte des Hebels 4 unter den gleichen Bewegungsbedingungen wie bisher dargestellt. Nach Anlegen des Hebels 5 an den Anschlag G entstehen die strichpunktierten Teile der Koppelkurven als Kreisbögen um die Lage C_A des Punktes C (vgl. Bild 32).

Die in Bild 32 bis 34 dargestellten Koppelkurven wurden ohne Berücksichtigung der Reibungsmomente

in den Getriebejunkten zeichnerisch ermittelt. Da bei solchen Untersuchungen die Antriebskurbel 2 so anzutreiben ist, daß sie alle ihr entgegretenden Widerstände überwindet, kann man die Zwischenlagen des Getriebes nach **Bild 35** bestimmen. In einer bestimmten Kurbellage $A_0 A$ kann der Punkt A als fester Punkt gelten, so daß das Gelenkviereck $ABCC_0$ übrig bleibt, das, wenn die Federn F_1 und F_2 nicht wirken würden, eine zufällige Stellung einnehmen würde. Bei Vorhandensein dieser beiden Federn wird jedoch eine Getriebestellung mit einem Ausgleich dieser beiden Federn zustandekommen. Wie in Bild 7 entsteht durch die Feder F_1 im Gelenkpunkt B ein Drehmoment $M_b = P_1 h_b$ und im Punkt C_0 durch die Feder F_2 ein Drehmoment $M_c = P_2 h_c$. Ist h_b der senkrechte Abstand des Punktes B von der Geraden AC und h_c der senkrechte Abstand des Punktes C_0 von der gleichen Geraden AC, so müssen sich die Drehmomente M_b und M_c verhalten wie diese Abstände, also

$$\frac{M_b}{M_c} = \frac{h_b}{h_c}.$$

Da die Kennlinien der beiden Federn gegeben sind, kennt man auch für jede Federlänge die augenblicklich wirkende Federkraft P . Man muß also bei festgelegtem Punkt A das übrigbleibende Gelenkviereck $ABCC_0$ so lange in seinen Getriebestellungen verändern, bis durch die Federlängenänderungen das obenstehende Momentenverhältnis erfüllt ist.

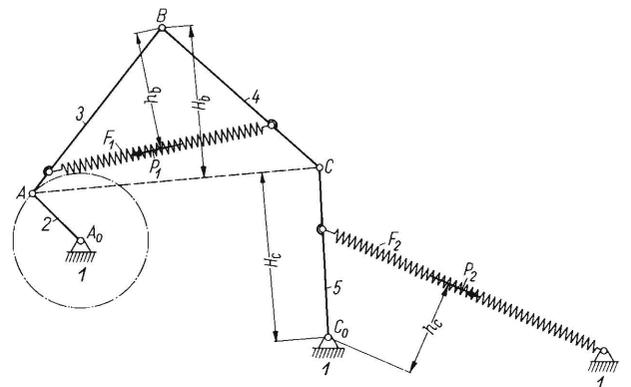


Bild 35. Ermittlung von Zwischenlagen des Kurbelschwinggetriebes nach Bild 32 bei gegebener Kurbellage $A_0 A$.

Man erhält ähnlich wirkende Kurbelschwinggetriebe wie bisher, auch wenn man nur eine Feder F anordnet, **Bild 36 bis 38**. Die Feder F wirkt zwischen dem Hebel BC und dem Gestell. Legt man für dieses Getriebe wiederum eindeutige Lagen der Antriebskurbel $A_0 A$ fest, so kann sich das übrigbleibende Gelenkviereck $ABCC_0$ nur in eine bestimmte Lage einstellen, die hier nicht mehr von der Größe der augenblicklich wirkenden Federkraft abhängig ist. Es muß lediglich dafür gesorgt werden, daß die Feder F in jeder Getriebestellung groß genug ist, um alle übrigen evtl. auftretenden, aber

vernachlässigbaren Kräfte zu überwinden. Bei gegebenem Gestell-Aufhängepunkt der Feder F muß die jeweilige Getriebestellung des Gelenkvierecks $ABCC_0$ so konstruiert werden, daß die Geraden AB und C_0C bzw. deren Verlängerungen sich auf der Federmittellinie im Punkt R schneiden. Die Konstruktion der einzelnen Getriebelagen bereitet in diesem Falle also nicht so große Schwierigkeiten wie bei dem Getriebe nach Bild 32 bis 34. Auch in Bild 35 bis 38 ist ein Anschlag G eingezeichnet, gegen den sich der Schwinghebel C_0C legen kann und durch den dann die strichpunktiert gezeichneten Teilkoppelkurven entstehen. Diese strichpunktierten Teilkoppelkurven sind für die Koppelpunkte des Hebels 3 Koppelkurven im Gelenkviereck A_0ABC , für die Koppelpunkte des Hebels 4 Kreisbögen um den Punkt C_A , das ist die Lage des Punktes C , wenn der Hebel C_0C am Anschlag G anliegt.

Es lassen sich als Sondergetriebe auch Kurbelschwinggetriebe darstellen, bei denen über einen bestimmten Bewegungsbereich hinweg zwei Federn, oder im Sonderfalle von Bild 36 bis 38 eine Feder, nicht genügen können, um eindeutige Getriebelagen zu erzeugen. Mit diesen bereits früher als Federastgetriebe bezeichneten Anordnungen [17] lassen sich Wirkungen erzielen, auf die in diesem Rahmen nicht besonders eingegangen werden soll.

Vielgliedrige Getriebe mit dem Freiheitsgrad $f = 2$

Bisher wurden nur Getriebe mit $f = 2$ und einer Gliederzahl $n = 5$ behandelt. Im Sinne einer Weiterentwicklung dieser Getriebe für höhere Ansprüche ist es jedoch zweckmäßig, sich eine Übersicht über alle möglichen Getriebe mit dem gleichen Freiheitsgrad und mit einer höheren Gliederzahl zu verschaffen. Nach dem fünfgliedrigen Getriebe ist, wie sich leicht aus der Gleichung für den Freiheitsgrad ableiten läßt, das nächste Getriebe für $f = 2$ das siebengliedrige Getriebe mit der Gliederzahl $n = 7$ und der Gelenkzahl $g = 8$. Dafür gibt es nur eine kine-

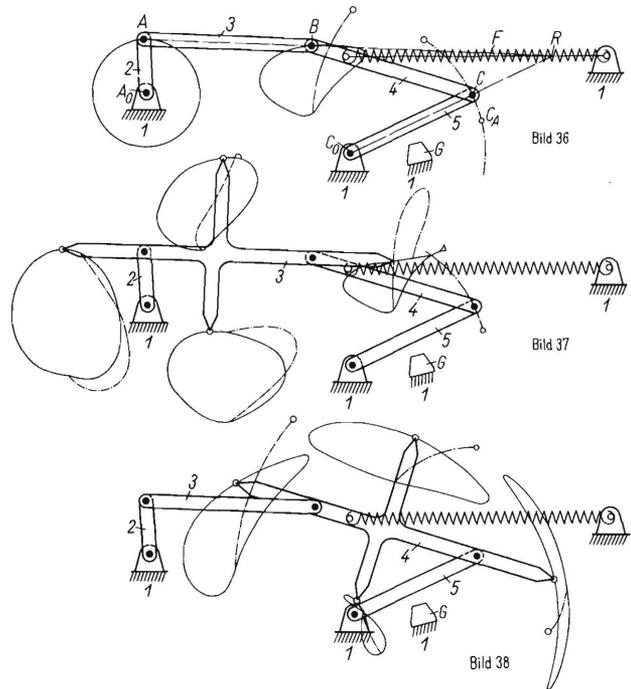


Bild 36 bis 38. Fünfgliedriges Kurbelschwinggetriebe mit verschiedenen Koppelkurvenformen und mit einer Belastungsfeder.

matische Kette nach Bild 39 mit zwei dreigelenkigen (ternären) und fünf zweigelenkigen (binären) Getriebegliedern. Aus dieser kinematischen Kette lassen sich durch die sogenannte kinematische Umkehrung, d.h. durch jeweils andere Wahl eines Getriebegliedes zum Gestell, die drei siebengliedrigen Getriebe in Bild 40, 41 und 42 ableiten.

Es gibt auch eine siebengliedrige kinematische Kette mit einem Doppelgelenk, Bild 43. Dieses Doppelgelenk kommt in der Kette nach Bild 39 dadurch zustande, daß man in einem dreigelenkigen Glied eine Strecke Null werden läßt, wodurch zwei Gelenke in eines zusammenfallen. Dieses so entstandene Doppelgelenk ist in Bild 43 durch zwei konzentrische Kreise dargestellt. In ihm sind drei Getriebeglieder gelenkig miteinander verbunden.

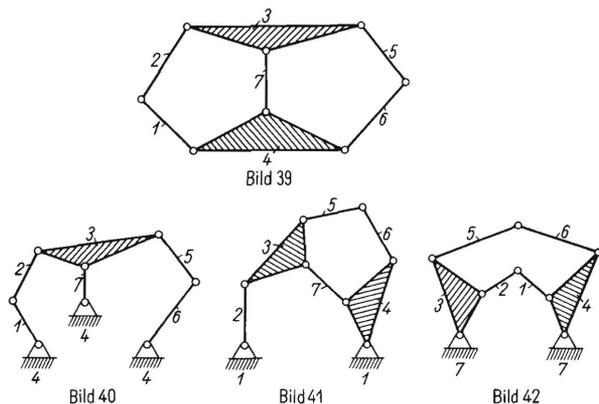


Bild 39. Siebengliedrige kinematische Kette mit acht Gelenken und mit Freiheitsgrad $f = 2$.

Bild 40 bis 42. Siebengliedrige Getriebe mit acht Gelenken und dem Freiheitsgrad $f = 2$, abgeleitet aus der kinematischen Kette nach Bild 39.

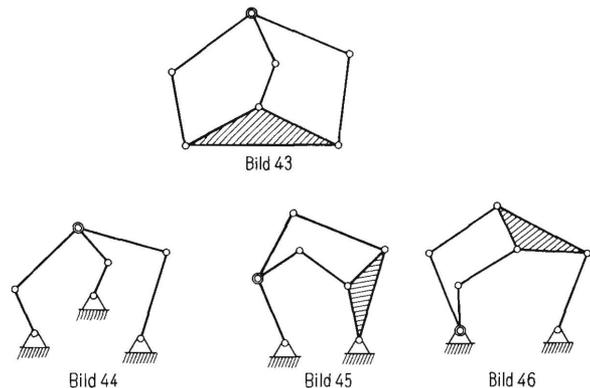


Bild 43. Siebengliedrige kinematische Kette mit sechs Gelenken und mit einem Doppelgelenk. Freiheitsgrad $f = 2$.

Bild 44 bis 46. Siebengliedrige Getriebe mit dem Freiheitsgrad $f = 2$, abgeleitet aus der kinematischen Kette nach Bild 43.

Aus der kinematischen Kette des Bildes 43 lassen sich wieder drei siebengliedrige Getriebe mit dem Freiheitsgrad $f = 2$ nach **Bild 44, 45 und 46** ableiten.

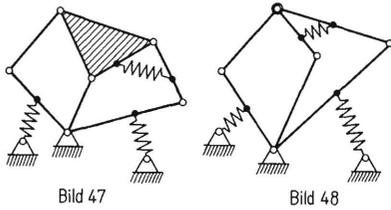


Bild 47 und 48. Sechsgliedriges, rückkehrendes Getriebe mit dem Freiheitsgrad $f = 2$. Getriebe in Bild 48 mit einem bewegten Doppelgelenk.

Sonderfälle der Getriebe mit dem Freiheitsgrad 2 ergeben sich durch die sogenannten rückkehrenden Getriebe, für die die Gleichung für den Freiheitsgrad nicht unmittelbar anzuwenden ist. **Bild 47 und 48** zeigen je ein derartiges rückkehrendes Getriebe, deren Gestell nur durch einen Gelenkpunkt dargestellt wird. Der Unterschied zwischen beiden besteht darin, daß das dreigelenkige Glied des Bildes 47 zu einem zweigelenkigen in Bild 48 entartet ist. Dadurch entsteht in Bild 48 ein sogenanntes Doppelgelenk. In diesem Doppelgelenk sind drei Getriebeglieder gelenkig miteinander verbunden. Die beiden Getriebe der Bilder 47 und 48 haben, wie bereits erwähnt, den Freiheitsgrad $f = 2$. Es müssen also, unabhängig voneinander, mindestens drei Kräfte in einem solchen Getriebe wirken, damit eine bestimmte Getriebeelage zustandekommt. Es ist aber bei den rückkehrenden Getrieben darauf zu achten, daß mindestens zwei Kräfte, in Bild 47 und 48 durch Federn versinnbildlicht, am Maschinengestell angreifen. Wäre dies nicht der Fall, so würde das gesamte Getriebe um den einzigen Gestellpunkt unter Einfluß nur einer vom Gestell aus wirkenden Kraft gedreht werden.

Die rückkehrenden Getriebe (Bild 47 und 48) stehen in gewisser Analogie zu den Umlaufrädergetrieben, so daß die bei diesen Getrieben gewonnenen Erkenntnisse teilweise auch hier angewendet werden können [18, 19, 20]. Zum Unterschied zu

den Rädergetrieben ist auch hier zu beachten, daß das Übersetzungsverhältnis zwischen beliebigen Punkten des Getriebes nicht konstant bleibt und daß dadurch gegenüber den reinen Rädergetrieben gewisse Erschwerungen in der Analyse und Synthese der ungleichförmig übersetzenden Getriebe in Kauf genommen werden müssen; dafür können aber auch höhere Ansprüche an diese Getriebe gestellt werden.

Nach den siebengliedrigen Getrieben mit $f = 2$ gibt es die neungliedrigen Getriebe mit der Gliederzahl $n = 9$ und der Gelenkzahl $g = 11$. Nach **Bild 49 bis 54** kann man insgesamt sechs kinematische Ketten mit diesen Zahlen aufstellen. Sollen die daraus abzuleitenden Getriebe, auf die in diesem Rahmen nicht eingegangen werden soll, tatsächlich bei drei unabhängig voneinander wirkenden Kräften für den allgemeinen Fall bestimmte Getriebestellungen einnehmen, so darf in einer solchen kinematischen Kette niemals als Teilpolygon ein Viereck auftreten, da ein solches Viereck in sich den Freiheitsgrad $f = 1$ hat und damit den Sinn des Gesamtgetriebes als Getriebe mit $f = 2$ verfälschen würde. Getriebe mit $f = 2$ ohne Gelenkvierecke sollen daher als "echte" Getriebe mit dem Freiheitsgrad $f = 2$ bezeichnet werden.

Es gibt auch neungliedrige kinematische Ketten mit elf Gliedern, die je ein Doppelgelenk, also eine Gelenkverbindung mit drei Getriebegliedern aufweisen. Es gibt insgesamt sechs derartige Ketten, die in **Bild 55 bis 60** dargestellt sind. Weiterhin gibt es auch neungliedrige Getriebe mit elf Gelenken, die zwei Doppelgelenke erhalten. Aus der Bezeichnung "Doppelgelenk" geht hervor, daß solche Gelenke bei der Berechnung des Freiheitsgrades mit der Zahl 2 einzusetzen sind. Hierfür gibt es drei kinematische Ketten nach **Bild 61 bis 63**. Schließlich sei auch noch die einzig mögliche kinematische Kette mit neun Gliedern und elf Gelenken gezeigt, die ein Dreifachgelenk hat. Dieses ist in **Bild 64** durch drei konzentrische Kreise gekennzeichnet und stellt die gelenkige Verbindung von vier Getriebegliedern dar.

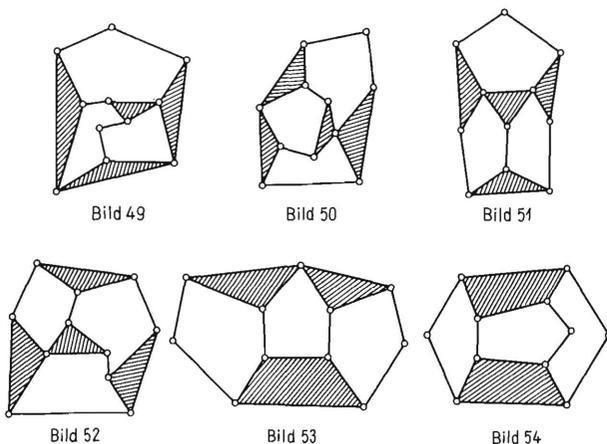


Bild 49 bis 54. Neungliedrige kinematische Ketten mit dem Freiheitsgrad $f = 2$.

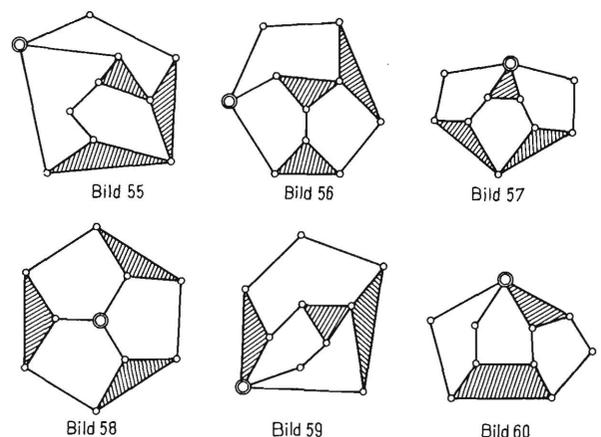


Bild 55 bis 60. Neungliedrige kinematische Ketten mit dem Freiheitsgrad $f = 2$ und je einem Doppelgelenk.

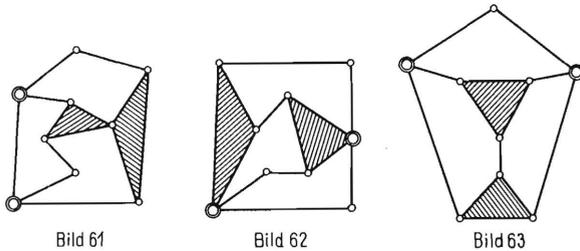


Bild 61 bis 63. Neungliedrige kinematische Ketten mit dem Freiheitsgrad $f = 2$ und je zwei Doppelgelenken.

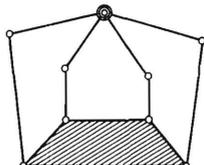


Bild 64. Neungliedrige kinematische Kette mit dem Freiheitsgrad $f = 2$ und einem Dreifachgelenk.

Bild 64

Zusammenfassung

Die, im Vorangegangenen angeführten, selbststellenden Getriebe ermöglichen Wirkungen, die mit Getrieben mit dem Freiheitsgrad $f = 1$, also mit zwangläufigen Getrieben nicht möglich sind. Es muß aber auch darauf hingewiesen werden, daß bei diesen selbststellenden Getrieben gewisse Gefahren zu berücksichtigen sind, die dadurch entstehen, daß die angenommenen äußeren Kräfte, die die Selbststellung ergeben, in ihrer Größe über den geplanten Bereich hinausgehen und damit unerwünschte Wirkungen verursacht werden können. Beim Entwurf dieser Getriebe sind diese unerwünschten Möglichkeiten zu berücksichtigen und u.U. durch feste Anschläge zwischen den Getriebe-gliedern auszuschalten. Diese Anschläge lassen dann den höheren Freiheitsgrad nur in gewissen Bewegungsbereichen zustandekommen, wodurch sich Getriebe mit geringerem Wirkungsgrad ergeben. Es sei in diesem Sinne auf das Beispiel des Frontladers (Bild 30) hingewiesen, dessen Getriebe im oberen Hubbereich nur aus einem einzigen bewegten Hebel und im unteren Bereich aus vier bewegten Hebeln besteht. Ähnliche Möglichkeiten ergeben sich auch für die Kurbelschwinggetriebe, die als fünfgliedrige Getriebe jeweils zu viergliedrigen Getrieben entarten, wenn, wie in den Bildern 32 bis 38 gezeigt wurde, ein Anschlag vorgesehen wird. Ein solcher Anschlag kann aber auch zwischen bewegten Gliedern, beispielsweise in Bild 32 durch zwei Anschläge zwischen den Hebeln AB und BC, dazu führen, daß bei Beanspruchungen der zwischen diesen beiden Hebeln wirkenden Feder über ihren Höchstwert hinweg die beiden Hebel AB und BC nur noch ein starres Getriebe-glied bilden und somit das ursprünglich fünfgliedrige Getriebe in ein viergliedriges Getriebe entartet.

Bei Getrieben mit dem Freiheitsgrad $f = 2$ werden in vielen Fällen nicht nur drei, sondern mehr äußere Kräfte wirken, wenn beispielsweise die Eigen-gewichte der Getriebe-glieder und die Reibungs-mo-

mente in den Gelenken zu berücksichtigen sind. Die theoretischen Untersuchungen werden dadurch umständlicher. Man kann die Bewegungs- und Kraft-verhältnisse dann aber immer noch beherrschen, sofern man die auftretenden Kräfte und Momente kennt. Die zeichnerischen Untersuchungen können in Teiluntersuchungen aufgespalten werden, indem man z.B. bei vier auftretenden Kräften zunächst nur deren drei und danach die vierte mit zwei der vorhergehenden untersucht und aus diesen beiden Teiluntersuchungen die vektoriellen Additionen durchführt.

Schrifttum

- [1] Jante, A.: Zur Mechanik des Differentials. ATZ 45 (1942) 5/11 und 32/33.
- [2] Altmann, F.G.: Ausgleichgetriebe für Kraftfahrzeuge. Z. VDI 84 (1940) 545/551.
- [3] Wiegand, E.: Ein neues selbstsperrendes Ausgleichgetriebe. ATZ 43 (1940) 224/225.
- [4] Altmann, F.G.: Ausgleichgetriebe für Kraftfahrzeuge. Rundschau dt. Techn. 20 (1940) Nr. 38, S. 3/4.
- [5] Altmann, F.G.: Fortschritte auf dem Gebiete der Schneckengetriebe. Z. VDI 83 (1939) 1245/49 und 1271/73.
- [6] Ströhäcker, P.: Ausgleich- Übersetzungsgetriebe für mehrachsgetriebene Kraftfahrzeuge. ATZ 41 (1938) 607/609.
- [7] — Ein neues Hochleistungs- Ausgleichgetriebe. ATZ 34 (1931) 665/666.
- [8] Kraus, R.: Verstellbare Kurbelschwinggetriebe. Maschinbau/Betrieb. Beilage Getriebetechnik 10 (1942) H. 1, S. 33/35.
- [9] Kraus, R.: Kurbelschwinggetriebe mit Zeitverstellung für Hin- und Rückgang der Schwinge. Masch.bau/Betrieb. Beilage Getriebetechnik 10 (1942) H. 2, S. 81/83.
- [10] Kraus, R.: Kurbeltriebe mit Hub- und Zeitverstellung. Masch.bau/Betrieb. Beilage Getriebetechnik 10 (1942) H. 4, S. 173/175.
- [11] Hain, K.: Stufenlos verstellbare, gleichförmige Geradschub - Bewegungen mit schnellem Rückgang. Werkstatttechn. u. Masch. bau 40 (1950) 358/360.
- [12] Hain, K.: Spangebende Kurvenkörper - Herstellung mit Hilfe von Koppelkurvenführungen. Werkstatt u. Betrieb 84 (1951) 249/252.
- [13] Lohse, P.: Zur Konstruktion von im Lauf verstellbaren Gelenkgetrieben. Konstruktion 6 (1954) 392 bis 399.
- [14] Beyer, R.: Zur Geometrie ebener Bewegungen bei Getrieben mit doppeltem Antrieb. Feinwerktechn. 56 (1952) 64/66.
- [15] Bethmann, H.: Die Hebezeuge. Braunschweig 1944, S. 104.
- [16] Dietz, H.: Die Berechnung von Backenbremsen. Z. VDI 81 (1937) 1441.
- [17] Hain, K.: Federn in schwingenden Getrieben. Z. VDI 96 (1954) 250/254.
- [18] Poppinga, R.: Stirnrad - Planetengetriebe. Stuttgart 1949.
- [19] Strauch, H.: Die Umlaufrädergetriebe. München 1950.
- [20] Wolf, A.: Die Grundgesetze der Umlaufgetriebe. Braunschweig 1954.

Eingegangen am 15.7.1955

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

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