

Konstruktion des Krafthebergetriebes für konstante Kolbenkraft

Von Kurt Hain

Beim Entwurf eines Krafthebergetriebes ist es zweckmäßig, die Hebellängen so zu wählen, daß beim Heben des Gerätegewichtes in jeder Stellung des Getriebes eine möglichst konstante Kraft am Kraftheberkolben wirksam ist. Im allgemeinen ist dies bei den ausgeführten Krafthebergetrieben nicht der Fall, d.h. der Kraftverlauf am Kolben weist während des Hubvorganges Spitzenwerte auf. Bei gleichmäßigem Kraftverlauf kommt man mit geringeren Abmessungen des Krafthebers bei derselben Arbeitsleistung aus. An der Größe der Arbeit, die sich aus dem zu hebenden Gewicht und der Hubhöhe ergibt, kann selbstverständlich durch Änderungen des Getriebes nichts eingespart werden. Zu der Hubarbeit kommen noch die Reibungsverluste, deren anteilige Größe am Gesamtarbeitsaufwand den Wirkungsgrad des Krafthebergetriebes bestimmt. In den folgenden Ausführungen werden jedoch die Reibungsverluste mit Rücksicht auf die Einfachheit der Darstellung vernachlässigt. Wenn der Kraftheber in jeder Zwischenstellung des Getriebes die Last im Gleichgewicht halten soll, muß der Einfluß von Massenkräften beim Heben oder Senken außer Ansatz bleiben, d.h. die Abmessungen eines Getriebes für konstante Kolbenkraft können mit Hilfe der Statik gefunden werden.

Getriebe aus einfachen Hebeln, die durch Drehgelenke oder Kugelgelenke miteinander verbunden sind (Kurbelgetriebe, auch Gelenkgetriebe genannt), haben in jeder Getriebebestellung ein anderes Übersetzungsverhältnis [1]; im Gegensatz dazu bleibt bei Zahnradgetrieben das Übersetzungsverhältnis konstant, so daß mit Hilfe dieser Getriebeart keine konstante Kolbenkraft für verschiedene Getriebebestellungen erreicht werden kann. Im Nachstehenden sei das Übersetzungsverhältnis gekennzeichnet durch $i = M_G/M_K$, wenn M_G das durch die Last (Pfluggewicht usw.) hervorgerufene Drehmoment um den Momentanpol der Last und M_K das durch den Kraftheber an der Kraftheberwelle erzeugte Drehmoment sind, und die Reibungsverluste vernachlässigt werden.

Bei den Krafthebergetrieben am Ackerschlepper erzeugt das zu hebende Gewicht ein Drehmoment um eine reelle, körperlich vorhandene Achse oder wie bei der Dreipunktaufhängung, um einen ideellen, körperlich nicht ausführbaren Pol [2]. Dieses Drehmoment ändert sich von Getriebebestellung zu Getriebebestellung mit dem waagerechten Abstand des Gewichtsvektors vom Drehpol. Es soll durch eine am

Getriebe wirkende Kolbenkraft im Gleichgewicht gehalten werden. Es ist Aufgabe der folgenden Untersuchungen, das Krafthebergetriebe so zu bemessen, daß die Kolbenkraft über die ganze Hubbewegung hinweg möglichst konstant bleibt.

Auf das Verhältnis zwischen Lastmoment und Kolbenkraft wurde bereits früher eingegangen [3]. Dieses Verhältnis ist die sogenannte Drehschubstrecke $m = M_G/P$, wenn M_G das durch das Gerätegewicht entstehende Drehmoment und P die Kolbenkraft sind. Die Konstruktion des Getriebes für die Zuordnungen dieses Momentes und der Kolbenkraft kann auf verschiedene Weise vorgenommen werden. Es leuchtet ein, daß schon durch die Zuordnungen verschieden großer Teilstrecken der Kolben- und der Lastbewegung eine konstante Kolbenkraft erzielt werden kann. Läßt man den Schwerpunkt der Last nur einen kleinen Teilweg zurücklegen und ordnet diesem einen wesentlich größeren Teilweg des Kolbens zu, so wird während dieser Teilbewegung die Kolbenkraft wesentlich kleiner sein als das zu hebende Gewicht. Man müßte also gewissen Teilwegen der Last entsprechende Kolbenteilwege zuordnen. Die Lösung dieser Aufgabe wird im folgenden Abschnitt behandelt. Auf weitere Möglichkeiten, z.B. daß man die Drehschubstrecke m unmittelbar in ihrer Größe vorschreibt und dafür die Abmessungen des Getriebes bestimmt, soll später eingegangen werden.

Zuordnung von Hubbewegungen der Last und des Kolbens

In Bild 1 sei ein Gelenkviereck $A_0A_1C_1C_0$ (Dreipunktaufhängung) gegeben. In der Koppel A_1C_1 wirkt im Schwerpunkt S_1 das Gewicht G des zu hebenden Gerätes. Unterteilt man die gesamte Bewegung des Gestänges in verschiedene Teilbewegungen, z.B. gekennzeichnet durch entsprechende Zwischenlagen A_0A_1 , A_0A_2 , A_0A_3 und A_0A_4 des unteren Lenkers, die die Winkel φ_{12} , φ_{13} und φ_{14} einschließen, so gehören zu diesen Lagen des unteren Lenkers eindeutig Lagen C_0C_1 , C_0C_2 , C_0C_3 und C_0C_4 des oberen Lenkers mit gleichbleibender Koppellänge $A_1C_1 = A_2C_2 = A_3C_3 = A_4C_4$. Der Schwerpunkt S nimmt dabei die Lagen S_1 , S_2 , S_3 und S_4 ein. Von der Stellung 1 bis in die Stellung 2 ist das Gerätegewicht G im Schwerpunkt um die Höhe h_{12} gehoben worden, von der Stellung 2 bis zur Stellung 3 um die Höhe h_{23} und von der Stellung 3 bis zur Stellung 4 um die Höhe h_{34} . Es sind dabei folgende Teilarbeiten zum Heben des Gewichtes G aufzubringen:

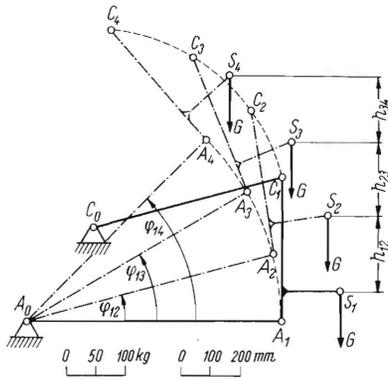


Bild 1. Gelenkviereck als Hubgetriebe zum Heben der Last G (Dreipunktaufhängung).

$$\begin{aligned} A_{12} &= G \cdot h_{12} \\ A_{23} &= G \cdot h_{23} \\ A_{34} &= G \cdot h_{34} \end{aligned}$$

Ordnet man nunmehr irgendwo am Getriebe einen Kraftheberkolben an (im Bild 1 nicht gezeichnet) und unterteilt den Gesamthub s des Kolbens im Zylinder in die Teilhübe s_{12} , s_{23} und s_{34} , so müssen die Teilarbeiten am Kolben gleich den entsprechenden Teilarbeiten an dem zu hebenden Gewicht sein. Bezeichnet man die entsprechenden mittleren Kolbenkräfte mit P_{12} , P_{23} und P_{34} , so muß sein:

$$\begin{aligned} A_{12} &= P_{12} \cdot s_{12} \\ A_{23} &= P_{23} \cdot s_{23} \\ A_{34} &= P_{34} \cdot s_{34} \end{aligned}$$

Bei der Forderung nach konstanter Kolbenkraft müßten

$$P_{12} = P_{23} = P_{34} = P$$

sein. Da außerdem die Summe der Teilhübe gleich dem Gesamthub s ist, ergeben sich folgende vier Gleichungen:

$$\begin{aligned} P \cdot s_{12} &= A_{12} \\ P \cdot s_{23} &= A_{23} \\ P \cdot s_{34} &= A_{34} \\ s_{12} + s_{23} + s_{34} &= s \end{aligned}$$

Da die Teilarbeiten A als Produkte aus dem Gewicht G und den Teilstrecken h bekannt sein sollen, so ergeben sich aus den vorstehenden vier Gleichungen für den Kolben folgende Teilhübe:

$$\left. \begin{aligned} s_{12} &= s \cdot \frac{A_{12}}{A_{12} + A_{23} + A_{34}} \\ s_{23} &= s \cdot \frac{A_{23}}{A_{12} + A_{23} + A_{34}} \\ s_{34} &= s \cdot \frac{A_{34}}{A_{12} + A_{23} + A_{34}} \end{aligned} \right\} \text{(für } P = \text{const)}$$

Wenn also der Gesamthub s des Kolbens gegeben ist, lassen sich mit Hilfe dieser Gleichungen die Teilkolbenhübe ausrechnen. Diese Betrachtungen gelten für einen beliebigen Einbau des Kraftheberzylinders in ein Hubgestänge. Es muß allerdings darauf hingewiesen werden, daß mit einer mittleren

Kolbenkraft während der Teilhübe gerechnet wird. Da das Übersetzungsverhältnis in diesen Getrieben sich, wie bereits erwähnt, stetig ändert, führen die getroffenen Annahmen nur zu Näherungslösungen, d.h. ein nach diesen Voraussetzungen konstruiertes Getriebe wird im allgemeinen nicht eine mathematisch genaue Kolbenkraft ergeben. Die Konstanz der Kolbenkraft wird aber, wie ohne weiteres einzusehen ist, um so besser erreicht werden können, je mehr Zwischenstellungen des Getriebes man nimmt, d.h. je kleiner man die Teilhübe h und Teilwege s vorsieht.

Bekanntlich können an ein Getriebe mit größerer Gliederzahl höhere Anforderungen gestellt werden als an ein solches mit weniger Gliedern, d.h. bei einem Getriebe mit wenig Gliedern kann man die Gesamtbewegung in weniger Teilbewegungen unterteilen als bei einem Getriebe mit größerer Gliederzahl [4 bis 6].

Zahlenbeispiel:

Das Getriebe in Bild 1 sei in seinen Abmessungen gegeben (s. Maßstab). Es soll ein Gewicht $G = 100 \text{ kg}$ gehoben werden. Die Kurbel A_0A_1 hat einen Gesamtdrehbereich von $\varphi_{14} = 45^\circ$. Unterteilt man diesen Bereich in 3 gleiche Teile, so erhält man $\varphi_{12} = 15^\circ$ und $\varphi_{13} = 30^\circ$ und die Hubhöhen $h_{12} = 255 \text{ mm}$, $h_{23} = 240 \text{ mm}$, $h_{34} = 215 \text{ mm}$ des Schwerpunktes S . Die aufzubringenden Teilarbeiten sind also:

$$\begin{aligned} A_{12} &= G \cdot h_{12} = 25,5 \text{ kgm} \\ A_{23} &= G \cdot h_{23} = 24,0 \text{ kgm} \\ A_{34} &= G \cdot h_{34} = 21,5 \text{ kgm} \end{aligned}$$

Das Gewicht G soll mit Hilfe eines Krafthebers gehoben werden, dessen Kolbenweg $s = 200 \text{ mm}$ ist. Daraus findet man die Kolbenteilwege

$$\begin{aligned} s_{12} &= s \cdot \frac{A_{12}}{A_{12} + A_{23} + A_{34}} = 71,8 \text{ mm} \\ s_{23} &= s \cdot \frac{A_{23}}{A_{12} + A_{23} + A_{34}} = 67,5 \text{ mm} \\ s_{34} &= s \cdot \frac{A_{34}}{A_{12} + A_{23} + A_{34}} = 60,6 \text{ mm} \end{aligned}$$

Diese Zuordnung der φ -Winkel und der Kolbenteilwege s wurde den später beschriebenen Konstruktionsbeispielen zugrunde gelegt.

Kolbenkraft bei schwenkbarem Kraftheberzylinder

Das Heben des Gewichtes G im Schwerpunkt S soll nach Bild 2 mit Hilfe eines schwenkbaren Kraftheberzylinders vorgenommen werden. Im allgemeinen ist es erwünscht, daß der Drehpunkt des schwenkbaren Zylinders in der Kolbenschubrichtung liegt, um Seitenkräfte auf die Kolbenführung zu vermeiden. Legt man jedoch den Drehpunkt B_0 des schwenkbaren Zylinders außerhalb der verlängerten Zylinderachse, so hat man bei der Lösung der obi-

Wie in der vorhergehenden Arbeit [3] dargelegt wurde, liegt nunmehr eine Schubbewegung S_{56} des Kolbens 5 gegenüber dem Zylinder 6 und eine Drehbewegung D_{31} des Koppelgliedes 3 gegenüber dem Gestell 1 vor. Die Schubbewegung entspricht der Einwirkung der Kolbenkraft P , die Drehbewegung der Einwirkung des Moments $M_G = G \cdot r$. Schreibt man die beiden Bewegungen mit ihren Fußzeichen untereinander

$$\left. \begin{array}{l} S_{56} \\ D_{31} \end{array} \right] 16 - 35,$$

so erhält man durch die vertikale Zuordnung der Fußzeichen die sogenannte Kollineationsachse 16–35. Um die K -Achse 16–35 zeichnen zu können, braucht man die Pole 16 und 35. Die Doppelziffern der Pole kennzeichnen jeweils die reellen oder ideellen Drehpunkte der Relativbewegung zweier Glieder zueinander. Der Pol 16 bedeutet also den reellen Drehpunkt, um den das Getriebeglied 6 gegenüber dem Gestell 1 sich dreht, während der Pol 35 den augenblicklichen ideellen Drehpol kennzeichnet, um den sich das Glied 3 bei festgestelltem Glied 5 bzw. das Glied 5 bei festgestelltem Glied 3 dreht. Der Pol 16 der K -Achse ist unmittelbar als Drehpunkt des Zylinders gegeben. Der Pol 35 muß über den Zwischenpol 15 bestimmt werden. Nach folgendem Schema

15

12 – 25

16 – 56

ergeben sich zur Bestimmung des Poles 15 die Polgeraden 12–25 und 16–56, die beide so gekennzeichnet sein müssen, daß in jeder Doppelziffer je einmal die Ziffer 1 und 5 und eine weitere Ziffer z.B. 2 oder 6 erscheinen. Die Polgerade 12–25 liegt als Verbindung der zwei reellen Pole 12 und 25 unmittelbar vor. Der Relativpol 56 als Drehpunkt des Kolbens 5 relativ zur Führung 6 liegt im Unendlichen, da eine Geradföhrung vorliegt und somit der Halbmesser der Drehbewegung unendlich groß ist. Die Polgerade 16–56 erhält man also, wenn man vom reellen Pol 16 das Lot auf die Geradföhrungsrichtung fällt. Der Schnittpunkt der beiden so erhaltenen Polgeraden 12–25 und 16–56 ist der gesuchte Zwischenpol 15.

Den gesuchten Pol 35 erhält man nun nach dem Schema

35

13 – 15

23 – 25

als Schnittpunkt der Polgeraden 13–15 und 23–25; damit kann die K -Achse 16–35 gezeichnet werden.

Für die Ermittlung der Drehschubstrecke m für derartige Getriebe wurde folgende Merkregel aufgestellt [3]: Man fällt das Lot vom Drehpunkt des Abtriebsgliedes auf die Geradschubrichtung des Kolbens im Zylinder. Die Entfernung des Schnittpunk-

tes dieses Lotes mit der K -Achse vom Drehpunkt des Abtriebsgliedes stellt die Größe der Drehschubstrecke m dar. In unserem Beispiel schneidet das Lot im Drehpunkt 13 auf die Kolbenmittellinie die K -Achse 16–35 in R , womit R –13 die Drehschubstrecke m ist (Bild 4). Es ergibt sich für den Radius $r = 1980$ mm die Drehschubstrecke dieses Getriebes in dieser Stellung zu $m = 570$ mm.

Mit Hilfe von m kann nun nach der obigen Gleichung die Kolbenkraft P für eine gewählte Last $G = 100$ kg bestimmt werden:

$$P = \frac{G \cdot r}{m} = \frac{100 \cdot 1980}{570} = 347,5 \text{ kg}$$

Diese so ermittelte Kolbenkraft P muß natürlich dieselbe Größe haben, wie die mit Hilfe des Kräfteplanes nach Bild 3 ermittelte. Welchem der beiden Verfahren der Vorzug zu geben ist, kann nur von Fall zu Fall entschieden werden. Ergeben sich z.B. bei einem der beiden Verfahren schleichende Schnitte, d.h. zwei Geraden schneiden sich unter einem sehr kleinen Winkel, so wird man zweckmäßigerweise das andere Verfahren anwenden. Darüberhinaus ist es vorteilhaft, durch die gleichzeitige Anwendung beider Verfahren eine Kontrolle zur Hand zu haben.

Abmessungen des Krafthebergetriebes mit schwenkbarem Zylinder

In den folgenden Beispielen soll das Gelenkvier-eck A_0ACC_0 mit seinen Abmessungen gegeben sein, das Gewicht G greift, wie bereits beschrieben, im Schwerpunkt S an. Es sind die Abmessungen des nachgeschalteten Krafthebergetriebes so zu bestimmen, daß die gegebenen s -Strecken des Kolbens den h -Strecken des Schwerpunktes S zugeordnet sind. Zur Dimensionierung eines viergliedrigen Krafthebergetriebes kann man je drei solcher Teilstrecken in ihrer Größe vorschreiben und erhält auf verhältnismäßig einfache Art sämtliche Abmessungen des Getriebes. Zunächst sollen einige Beispiele mit Hilfe von Getriebesonderstellungen durchgeführt werden, während später auf diese Sonderstellungen verzichtet und der allgemeine Fall behandelt werden soll.

In Bild 5 sind die drei bereits im ersten Abschnitt ermittelten Teilstrecken s_{12} , s_{13} und s_{14} den Teilwinkeln $\varphi_{12} = 15^\circ$, $\varphi_{13} = 30^\circ$, $\varphi_{14} = 45^\circ$ zugeordnet. Nun wählt man eine der s -Strecken, im Bild 5 z.B. die Strecke s_{13} , als Grundlinie eines gleichschenkligen Dreiecks, dessen Spitzenwinkel der Teilkurbelwinkel $\varphi_{13} = 30^\circ$ ist. Mit dem Punkt A_0 erhält man die Kurbellänge $A_0A_1' = A_0A_3'$; mit den Winkeln φ_{12} und φ_{14} ermittelt man die Punkte A_2' und A_4' . Errichtet man nun noch die Mittelsenkrechten auf $A_2'B_2$ und $A_4'B_4$, so ist deren Schnittpunkt B_0 der Drehpunkt des Kraftheberzylinders. Damit sind die Abmessungen des viergliedrigen Krafthebergetrie-

bes gegeben, das man nach Bild 6 mit seinem Drehpunkt A_0 hinter das Gelenkviereck A_0ACC_0 schalten kann, wobei das Getriebe mit dem Kraftheberzylinder, bezogen auf die Gestelllänge A_0B_0 beliebig um den Punkt A_0 geschwenkt werden kann. Es ergibt sich dann auf Grund dieser Drehung eine bestimmte Gelenkpunktentfernung AA' am Winkelhebel A_0AA' . Durch diese Drehungen kann man sich sehr gut den jeweiligen Platzverhältnissen anpassen.

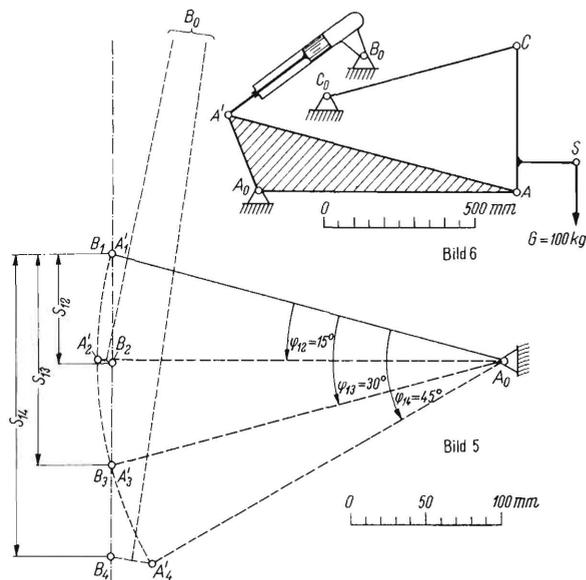


Bild 5. Konstruktion eines viergliedrigen Krafthebergetriebes mit schwenkbarem Zylinder für die Zuordnung gegebener s -Strecken zu gegebenen φ -Winkeln.

Bild 6. Einbau des Krafthebergetriebes nach Bild 5 in das Hubgetriebe.

Nach den bereits beschriebenen Verfahren wurden beim Heben des Gerätegewichtes von $G = 100$ kg die Kolbenkräfte P für das Getriebe des Bildes 6 bestimmt. Den Verlauf der Kolbenkräfte zeigt Bild 7. Die gesamte aufzubringende Arbeit ist

$$A = G (h_{12} + h_{23} + h_{34}) \\ = 100 (255 + 240 + 215) = 71000 \text{ kgmm.}$$

Bei einem Gesamtkolbenweg von $s_{14} = 200$ mm ergibt sich eine mittlere Kolbenkraft $P_m = 71000/200 = 355$ kg. In Bild 7 sieht man, daß der Verlauf der Kolbenkraft etwa um diesen Mittelwert sich bewegt. Bezogen auf den Mittelwert der Kolbenkraft ergibt sich eine maximale Abweichung nach oben von $\delta = 3\%$, einen für die Praxis recht günstigen Wert.

Bei der Konstruktion des Krafthebergetriebes mit schwenkbarem Zylinder nach Bild 6 hätte man auch jede andere s -Teilstrecke zum Zeichnen des gleichschenkligen Dreiecks in Bild 5 benutzen können. Da es sechs s -Teilstrecken $s_{12}, s_{13}, s_{14}, s_{23}, s_{24}$ und s_{34} gibt, erhält man insgesamt sechs verschiedene Möglichkeiten für die Konstruktion eines solchen viergliedrigen Krafthebergetriebes. Selbstverständlich führen nicht alle zu brauchbaren Getrieben und bei verwickelten Bewegungsgesetzen kann es sogar

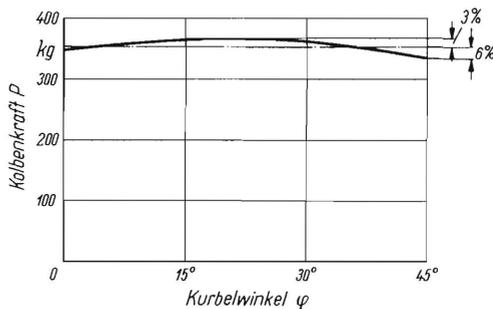


Bild 7. Verlauf der Kolbenkraft P beim Getriebe nach Bild 6 in Abhängigkeit vom Kurbelwinkel φ .

möglich sein, daß es überhaupt kein praktisch verwertbares Getriebe auf Grund dieser Konstruktion gibt.

Kolbenkraft bei festem Kraftheberzylinder

In Bild 8 ist wiederum das eigentliche Hubgetriebe A_0ACC_0 der Konstruktion zu Grunde gelegt worden, an das sich ein viergliedriges Krafthebergetriebe mit festem Zylinder anschließt. Die vier Glieder dieses nachgeschalteten Teilgetriebes sind: das Maschinengestell, die Kurbel A_0A' , die Koppelstange $A'B$ und der im festen Zylinder verschiebbare Kolben. Das Hubgetriebe A_0ACC_0 hat ebenfalls vier Glieder, nämlich das Gestell A_0C_0 , die Kurbel A_0A , die Koppel AC und eine zweite Kurbel C_0C . Da die beiden Teilgetriebe aber das Maschinengestell und den Winkelhebel A_0AA' gemeinsam haben, ergibt sich insgesamt ein sechsgliedriges Getriebe.

Die Kräfteermittlung für das Getriebe mit festem Zylinder ist in Bild 8 mit Hilfe eines Kräfteplanes

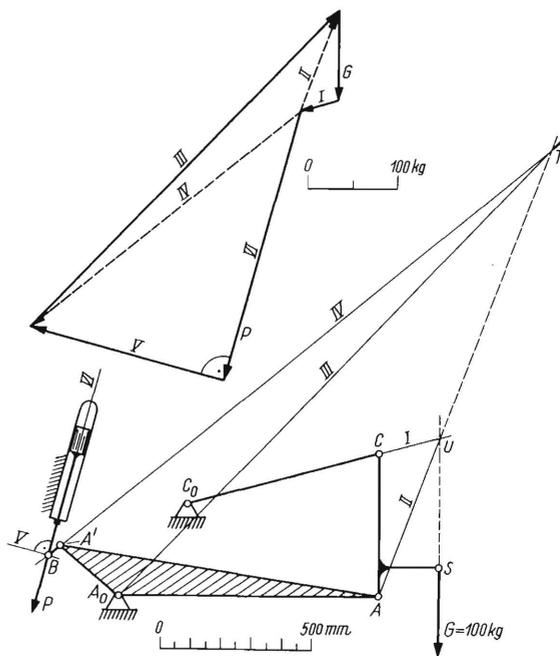


Bild 8. Bestimmung der Kolbenkraft P eines Krafthebergetriebes mit festem Zylinder bei gegebener Last G mit Hilfe eines Kräfteplanes.

um den Winkel φ_{14} im entgegengesetzten Sinn, wie sich das Getriebeglied A_0A' drehen soll von der Stellung 1 aus zurück. Damit wandert der Punkt B_2 nach $B_{2,1}$ und der Punkt B_4 nach $B_{4,1}$. Würde man auch den Punkt B_3 um den Winkel φ_{13} zurückdrehen, so würde er mit $B_{1,1}$ zusammenfallen. Dieses Zusammenfallen ist durch das Zeichnen des gleichschenkligen Dreiecks am Anfang der Konstruktion bedingt und ergibt eine sogenannte Punktlagenreduktion. Zeichnet man durch die drei Punkte $B_1, B_{2,1}$ und $B_{4,1}$ einen Kreis, so ergibt sich dessen Mittelpunkt A'_1 und damit auch die Kurbellänge $A_0A'_1$. Zeichnet man nunmehr um A_0 durch A'_1 einen Kreisbogen und bringt diesen mit Kreisbögen, die man um B_2, B_3 und B_4 mit $B_1A'_1$ als Halbmesser schlägt, zum Schnitt, so erhält man die Schnittpunkte A'_2, A'_3 und A'_4 . Auf Grund der Konstruktion muß sein:

$$\begin{aligned} \sphericalangle A'_1A_0A'_2 &= \varphi_{12} = 15^\circ \\ \sphericalangle A'_2A_0A'_3 &= \varphi_{23} = 15^\circ \\ \sphericalangle A'_3A_0A'_4 &= \varphi_{34} = 15^\circ \end{aligned}$$

Damit ist die beabsichtigte Zuordnung der Kolbenteilstrecken s zu den Kurbelwinkeln φ erreicht.

In Bild 11 ist gezeigt, wie das so entwickelte viergliedrige Krafthebergetriebe mit festem Zylinder durch den Hubtrieb A_0ACC_0 verbunden werden kann. Das gesamte viergliedrige Krafthebergetriebe kann

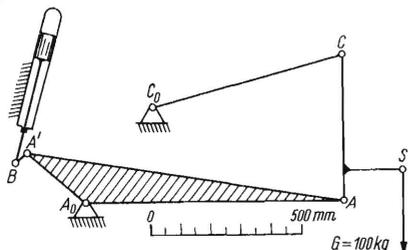


Bild 11. Einbau des Krafthebergetriebes nach Bild 10 in das Hubgetriebe.

man wiederum beliebig um den Gestellpunkt A_0 drehen und sich damit in einfacher Weise den gegebenen Platzverhältnissen anpassen. Je nach der Drehung des Krafthebergetriebes um A_0 gegenüber dem Hubgetriebe ändert sich auch die Gelenkpunktdistanz AA' .

In Bild 12 ist der Verlauf der Kolbenkraft P über dem Kurbelwinkel φ aufgezeichnet. Der Verlauf der Kolbenkraft P zwischen den Stellungen des Kurbelwinkels $15^\circ, 30^\circ$ und 45° ist nahezu konstant, nur in der Anfangsstellung 0 kommt eine etwas geringere Kolbenkraft zur Wirkung. Die Abweichung des Größtwertes vom Mittelwert der Kolbenkraft beträgt hierbei $\delta = 1\%$.

In Bild 13 ist das zweite Verfahren für die Konstruktion des viergliedrigen Krafthebergetriebes mit festem Zylinder gezeigt. Man wählt wiederum eine der 6 möglichen s -Teilstrecken, z.B. $s_{24} = s_{14} - s_{12} = 200 - 71,8 = 128,2$ [mm] als Grundlinie eines

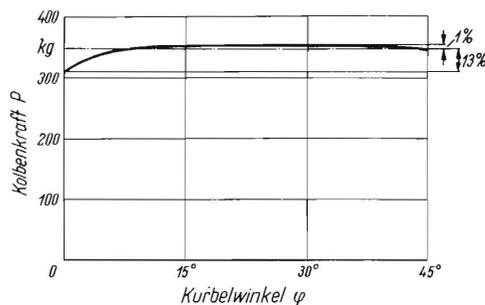


Bild 12. Verlauf der Kolbenkraft P beim Getriebe nach Bild 11 in Abhängigkeit vom Kurbelwinkel φ .

gleichschenkligen Dreiecks. Dieser Teilstrecke muß der Kurbelwinkel $\varphi_{24} = 30^\circ$ zugeordnet werden, so daß man das gleichschenklige Dreieck mit s_{24} als Grundlinie und φ_{24} als Spitzenwinkel zeichnen kann. Um den Spitzenpunkt A_0 dieses gleichschenkligen Dreiecks zeichnet man einen Kreis durch A'_2 und A'_4 und erhält mit Hilfe der Winkel φ_{12} und φ_{13} die Kurbelpunkte A'_1 und A'_3 . In Richtung der Grundlinie $A'_2A'_4$ bzw. parallel dazu verschiebt man nun den Punkt A'_2 um die Strecke s_{12} bis $A'_{2,1}$ und den Punkt A'_3 um die Strecke s_{13} bis $A'_{3,1}$, und zwar im entgegengesetzten Sinn wie sich der Kolbengelenkpunkt B dem Verlauf des Winkels φ entsprechend bewegen würde. Würde man auch den Punkt A'_4 um die Strecke s_{14} in entsprechender Weise verschieben, so würde er mit $A'_{2,1}$ zusammenfallen. Es ergibt sich also wieder eine sogenannte Punktlagenreduktion.

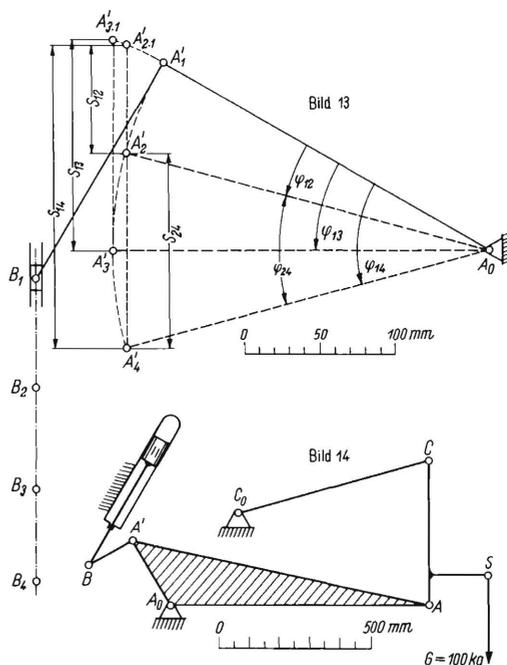


Bild 13. Konstruktion des viergliedrigen Krafthebergetriebes mit festem Zylinder für die Zuordnung gegebener s -Strecken zu gegebenen φ -Winkeln. Grundlage der Konstruktion: gleichschenkliges Dreieck über der Kolbenteilstrecke s_{24} .

Bild 14. Einbau des Krafthebergetriebes nach Bild 13 in das Hubgetriebe.

tion auf Grund des bei der Konstruktion gewählten gleichschenkligen Dreiecks. Zeichnet man durch die drei Punkte A'_1 , $A'_{2,1}$ und $A'_{3,1}$ einen Kreis, so ist dessen Mittelpunkt der Gelenkpunkt B_1 . Die Bewegungsrichtung des Kolbens ist die durch B_1 gehende Parallele zu der Basislinie $A'_2A'_4$ des gezeichneten gleichschenkligen Dreiecks. Auf dieser Parallelen erhält man die Schnittpunkte B_2 , B_3 und B_4 , wenn man um A'_2 , A'_3 und A'_4 Kreisbögen mit dem Halbmesser $B_1A'_1$ schlägt. Auf Grund der durchgeführten Konstruktion muß sein:

$$B_1B_2 = s_{12}, B_2B_3 = s_{23}, B_3B_4 = s_{34}.$$

In Bild 14 ist das so entwickelte viergliedrige Krafthebergetriebe wieder hinter das eigentliche Hubgetriebe A_0ACC_0 geschaltet, wobei man auch hier durch eine beliebige Drehung des Getriebes um den Gestellpunkt A_0 sich den gegebenen Platzverhältnissen anpassen kann. In Bild 15 ist für dieses

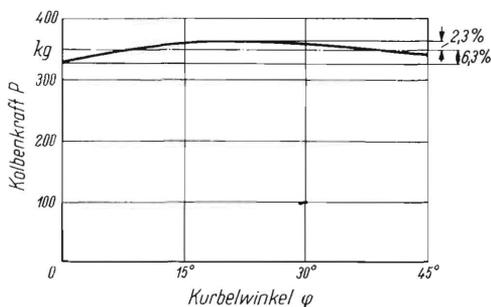


Bild 15. Verlauf der Kolbenkraft P beim Getriebe nach Bild 14 in Abhängigkeit vom Kurbelwinkel φ .

Getriebe der Verlauf der Kolbenkraft P über dem Kurbelwinkel φ aufgezeichnet; es ergibt sich eine Abweichung des Größtwertes vom Mittelwert von $\delta = 2,3\%$.

Konstruktion viergliedriger Krafthebergetriebe ohne Getriebesonderstellungen

Für die Maßbestimmung der viergliedrigen Krafthebergetriebe, die den hydraulischen Kraftheber als Antriebselement hatten, wurden bisher Getriebesonderstellungen verwendet. Bei den bisher gezeigten Verfahren fielen durch das Zeichnen des gleichschenkligen Dreiecks beim Verschwenken oder Verschieben der entsprechenden Gelenkpunkte immer zwei dieser Punkte in einen zusammen, so daß eine sogenannte Punktlagenreduktion eintrat. Durch diese Reduktion von vier Punkten auf drei konnte man immer einen eindeutigen Kreis durch diese zeichnen. Es ist zweckmäßig, immer zunächst mit diesen Sonderstellungen und den entsprechenden Verfahren zu arbeiten. Führen diese zu keinem befriedigenden Ergebnis, so ist es ratsam, die folgenden allgemeinen Konstruktionen durchzuführen, bei denen vier Punkte so zu suchen sind, daß sie auf einem Kreis liegen. Ähnliche Konstruktionen sind für das Gelenkviereck bereits seit längerer Zeit be-

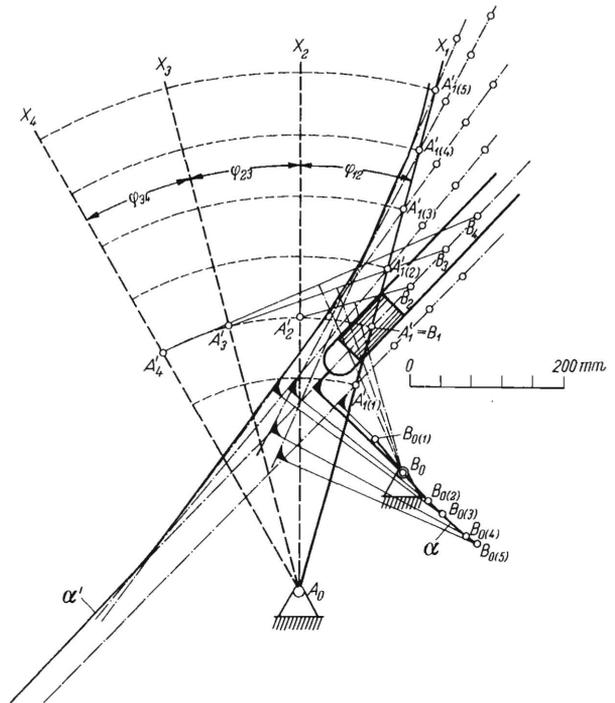


Bild 16. Punktweise Konstruktion der Kurven α und α' für unendlich viele viergliedrige Krafthebergetriebe mit schwenkbarem Zylinder.

kannt. Sie fußen auf dem Entwurf der sogenannten Kreispunkt- und Mittelpunktkurve [7]. Dieses Verfahren wird im Folgenden angewandt.

Nach Bild 16 geht man von dem von A_0 ausgehenden Strahlbüschel A_0X_1 , A_0X_2 , A_0X_3 , A_0X_4 mit den angenommenen Winkeln $\varphi_{12} = \varphi_{23} = \varphi_{34} = 15^\circ$ aus. Auf dem Strahl A_0X_1 wählt man einen beliebigen Punkt A'_1 , zeichnet durch diesen Punkt um A_0 einen Kreisbogen und erhält auf den jeweiligen Strahlen die Schnittpunkte A'_2 , A'_3 , A'_4 . Durch A'_1 zeichnet man in zunächst beliebiger Richtung eine Gerade und auf ihr die Punkte $B_1 = A'_1$, B_2 , B_3 und B_4 mit den Abständen $B_1B_2 = s_{12} = 71,8$ mm, $B_2B_3 = s_{23} = 67,6$ mm und $B_3B_4 = s_{34} = 60,6$ mm. Verbindet man A'_2 mit B_2 , A'_3 mit B_3 und A'_4 mit B_4 , so schneiden sich im allgemeinen die drei Mittelsenkrechten auf A'_2B_2 , A'_3B_3 und A'_4B_4 nicht in einem Punkt B_0 . Es gibt aber eine (die in Bild 16 gezeichnete) Richtung für die Gerade B_1B_4 , für die die Forderung zutrifft, daß sich die drei genannten Mittelsenkrechten in einem einzigen Punkt B_0 schneiden. Eine solche Geradenführungsrichtung und die dazu gehörige Lage des Gestellpunktes B_0 stellt eine Lösung der Aufgabe insofern dar, als sich beim Verschieben des Kolbens im schwenkbaren Zylinder um die s -Teilstrecken die Kurbel A_0A' um die zugehörigen Kurbelwinkel φ dreht.

Auf dem Strahl A_0X_1 in Bild 16 sind für weitere Punkte $A'_{1(1)}$ bis $A'_{1(5)}$ angenommen und hier mit entsprechenden Geradschubrichtungen die jeweiligen Gestellpunkte $B_{0(1)}$ bis $B_{0(5)}$ ermittelt worden. Es liegen dann die Punkte $B_{0(1)}$ bis $B_{0(5)}$ auf einer

Kurve α , und die durch die A'_1 -Punkte gelegten bevorzugten Geradschubrichtungen hüllen eine zweite Kurve α' ein. Somit gibt es auf der Kurve α unendlich viele Punkte B_0 , denen auf dem Strahl A_0X_1 unendlich viele Punkte A'_1 zugeordnet werden können. Die Geradschubrichtungen für Zwischenlagen von A'_1 erhält man, wenn man von dem jeweiligen A'_1 -Punkt die Tangente an die Kurve α' zeichnet.

In Bild 16 ist nur ein kurzer Ast der Kurven α und α' dargestellt. Man kann ja für jeden Punkt A'_1 die Geradschubrichtung um volle 360° drehen und wird bei dieser Drehung mehrere B_0 -Punkte finden, in denen sich die entsprechenden drei Mittelsenkrechten schneiden. Liegen derartige Punkte B_0 im Unendlichen, so bedeutet dies, daß der Kraftheberzylinder sich nicht mehr um einen endlichen Punkt dreht, sondern in Richtung einer Geraden verschoben werden muß, die senkrecht auf den sich im Unendlichen schneidenden Mittelsenkrechten steht. Auf derartige Getriebe soll jedoch in diesem Rahmen nicht näher eingegangen werden.

Ähnliche Konstruktionen mit unendlich vielen Lösungen lassen sich auch für viergliedrige Krafthebergetriebe mit festem Zylinder ausführen, was an zwei Beispielen mit den gleichen angenommenen Maßen dargestellt werden soll. In Bild 17 zeichnet man wiederum ein Strahlenbüschel A_0X_1 bis A_0X_4 mit den eingeschlossenen Winkeln $\varphi_{12} = \varphi_{23} = \varphi_{34} = 15^\circ$. Auf dem Strahl A_0X_1 nimmt man einen Punkt A'_1 an und zeichnet durch diesen Punkt um A_0 den Kreis, der auf den anderen A_0X -Strahlen die Punkte A'_2 , A'_3 und A'_4 ergibt. In einer zunächst beliebig angenommenen Richtung, aber parallel zueinander, trägt man

- von A'_2 die Strecke $s_{12} = 71,8$ mm bis $A'_{2,1}$
- von A'_3 die Strecke $s_{13} = 139,4$ mm bis $A'_{3,1}$
- von A'_4 die Strecke $s_{14} = 200,0$ mm bis $A'_{4,1}$

ab. Im allgemeinen liegen die vier Punkte A'_1 , $A'_{2,1}$, $A'_{3,1}$ und $A'_{4,1}$ nicht auf einem Kreis. Man kann dies aber erreichen, wenn man die Richtung der von den

Punkten A'_1 , A'_2 , A'_3 und A'_4 aus angetragenen parallelen s -Strecken verändert. Diese Richtung, die z.B. durch den mit dem Strahl A_0X_1 eingeschlossenen Winkel gekennzeichnet sei, kann man von 0° – 360° verändern, und man wird mehrere Punktgruppen A'_1 , $A'_{2,1}$, $A'_{3,1}$, $A'_{4,1}$ finden, die jeweils auf einem Kreis liegen. In Bild 17 ist ein solcher Fall herausgezeichnet, d.h. der Punkt B_1 ist der Mittelpunkt des Kreises durch diese vier Punkte. Damit sind aber bereits sämtliche Abmessungen des viergliedrigen Krafthebergetriebes gefunden. Legt man nämlich durch B_1 die Parallele zu $A'_4A'_{4,1}$, so müssen in entgegengesetzter Richtung, wie man von den A'_2 die Strecken s_{12} usw. angetragen hat, von B_1 aus die Strecken $B_1B_2 = s_{12}$, $B_1B_3 = s_{13}$ und $B_1B_4 = s_{14}$ angetragen werden. Es muß dann sein:

$$A'_1B_1 = A'_2B_2 = A'_3B_3 = A'_4B_4.$$

Diese Konstruktion kann man für weitere Punkte $A'_{1(1)}$ bis $A'_{1(18)}$ durchführen und erhält hierfür die Punkte $B_{1(1)}$ bis $B_{1(18)}$. Die B_1 -Punkte liegen auf der Kurve α und auf dem Kurvenast α' . Die von den B_1 -Punkten ausgehenden Kolbenmittellinien hüllen eine Kurve β und einen weiteren in Bild 17 nicht gezeichneten Kurvenast β' ein. Wegen der besseren Übersicht sind nur kurze Abschnitte der Kurvenäste gezeichnet worden; es wären noch weitere Kurvenstücke auffindbar. Besondere Beachtung verdient der Umstand, daß auf dem Strahl A_0X_1 mehrere A'_1 -Punkte gleichzeitig zu verschiedenen B_1 -Punkten gehören, wie aus dem Verlauf der Kurven α und α' zu ersehen ist. Es gibt also nach dieser Konstruktion unendlich viele Lösungen der gestellten Aufgabe. Man kann zwischen den untersuchten Punkten sehr gut interpolieren, indem man auf der Kurve α einen beliebigen Zwischenpunkt B_1 annimmt, den dazugehörigen Punkt A'_1 auf dem Strahl A_0X_1 entsprechend inter-

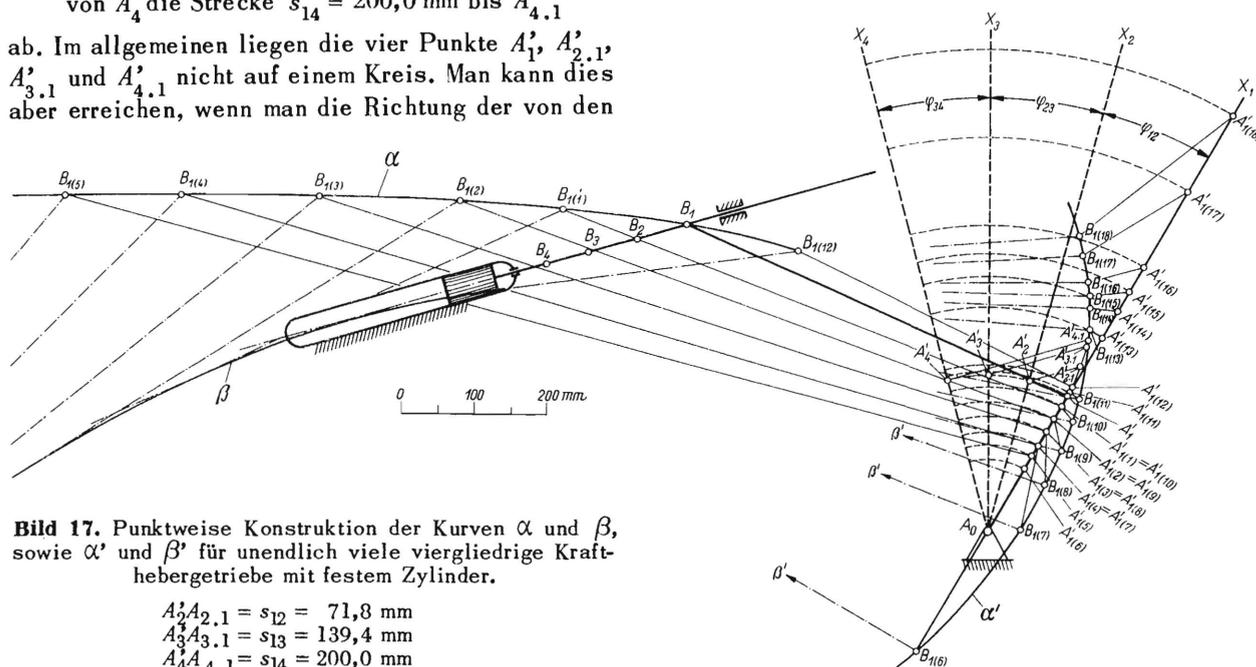


Bild 17. Punktweise Konstruktion der Kurven α und β , sowie α' und β' für unendlich viele viergliedrige Krafthebergetriebe mit festem Zylinder.

- $A'_2A'_{2,1} = s_{12} = 71,8$ mm
- $A'_3A'_{3,1} = s_{13} = 139,4$ mm
- $A'_4A'_{4,1} = s_{14} = 200,0$ mm

als Schnittpunkt der Polgeraden 13–15 mit der Polgeraden 23–25. Den Zwischenpol 17 findet man nach dem Schema

$$\begin{array}{r} 17 \\ \hline 15 - 57 \\ 18 - 78 \end{array}$$

als Schnittpunkt der Polgeraden 15–57 mit der Polgeraden 18–78. Die letztere ist einfach die Senkrechte im Punkt 18 auf der Geradschubrichtung des Kolbens, weil der Pol 78 als Relativpol zwischen dem Kolben 7 und dem Zylinder 8 im Unendlichen liegt. Schließlich ergibt sich der Pol 37 nach dem Schema

$$\begin{array}{r} 37 \\ \hline 13 - 17 \\ 35 - 57 \end{array}$$

als Schnittpunkt der Polgeraden 13–17 und 35–57. Die Kolbenkraft P errechnet sich, wie in den vorhergehenden Beispielen aus der Gleichung $P = G \cdot r/m$.

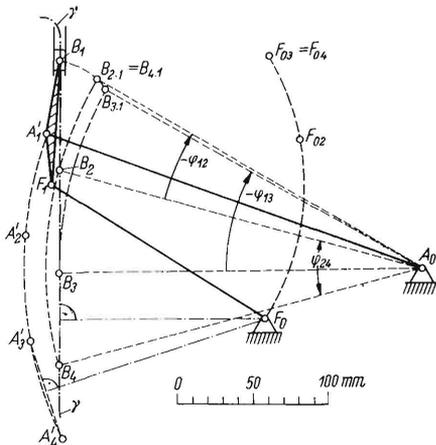


Bild 21. Konstruktion eines Kraftheber-Gelenkvierecks mit Geradföhrung des Koppelpunktes B , dessen Teilwege s vorgegebenen Teilwinkeln φ zugeordnet sind. Grundlage der Konstruktion: gleichschenkliges Dreieck über der Kolbenstrecke s_{24} .

Abmessungen mehrgliedriger Krafthebergetriebe ohne Kolbenquerkräfte

Bei dem Entwurf eines Getriebes nach Bild 19 muß man ein Gelenkviereck $A_0A'FF_0$ konstruieren, bei dem der Koppelpunkt B angenähert eine Gerade beschreibt. Um aber auch eine Zuordnung der möglichst konstant zu haltenden Kolbenkraft zu dem zu hebenden Gewicht G zu erhalten, müssen wiederum die Kolbenteilwege nach den eingangs errechneten Werten eingehalten werden. In **Bild 21** ist die Konstruktion eines Gelenkvierecks für diese Anforderungen dargestellt. Es werden wiederum vier Getriebesonderstellungen verwendet, die zu Punkt-lagenreduktionen föhren. Auf ein näheres Eingehen auf derartige Konstruktionen kann in diesem Rahmen verzichtet werden [7]. Man beginnt die Konstruktion, indem man sich die Kolbenteilstrecken $B_1B_2 = s_{12} = 71,8$ mm, $B_2B_3 = s_{23} = 67,6$ mm und $B_3B_4 = s_{34} =$

60,6 mm aufzeichnet. Über einer der Kolbenteilstrecken, z.B. über B_2B_4 als Grundlinie, zeichnet man ein gleichschenkliges Dreieck mit dem Spitzenwinkel $\varphi_{24} = 30^\circ$ und erhält als Spitzenpunkt den Gestellpunkt A_0 . Um A_0 verdreht man die Punkte B_2 und B_3 um die Winkel φ_{12} und φ_{13} im entgegengesetzten Sinne, wie sich die Kurbel A_0A' drehen soll. Dadurch erhält man die Punkte $B_{2,1}$ und $B_{3,1}$. Würde man den Punkt B_4 ebenfalls um A_0 um seinen entsprechenden Winkel φ_{14} verdrehen, so würde $B_{4,1}$ mit $B_{2,1}$ zusammenfallen. Durch die drei Punkte $B_{2,1}$, $B_{2,1}$ und $B_{3,1}$ zeichnet man den Kreis mit dem Mittelpunkt A'_1 und hat damit die Kurbellänge $A_0A'_1$ erhalten. Ermittelt man auf dem Kreis um A_0 durch A'_1 die Punkte A'_2, A'_3, A'_4 mit der gleichen Entfernung $B_1A'_1$ von B_2, B_3 und B_4 , so müssen die Winkel $A'_1A_0A'_2 = A'_2A_0A'_3 = A'_3A_0A'_4 = \varphi_{12} = \varphi_{23} = \varphi_{34} = 15^\circ$ sein. Nun fehlt noch die Bestimmung der Lenkerlänge F_0F . Zu diesem Zweck faßt man zwei Punkt-paare, z.B. B_3 und B_4 sowie A'_3 und A'_4 , mit gleichen Indexziffern zusammen und bringt die Mittelsenkrechten auf B_3B_4 und auf $A'_3A'_4$ zum Schnitt in F_0 . Man macht

$$\begin{aligned} \Delta B_1F_0A'_1 &= \Delta B_3F_0A'_3 \\ \Delta B_1F_0A'_1 &= \Delta B_4F_0A'_4 \\ \Delta B_1F_0A'_1 &= \Delta B_2F_0A'_2 \end{aligned}$$

und erhält damit die Punkte F_{02}, F_{03} und F_{04} . Wegen der Wahl des Punktes F_0 als Schnittpunkt der Mittelsenkrechten fallen hierbei die Punkte F_{03} und F_{04} in einem Punkt zusammen, d.h. es ist wiederum eine Punkt-lagenreduktion zustande gekommen. Zeichnet man nun den Kreis durch die drei Punkte $F_0, F_{02}, F_{03} = F_{04}$, so erhält man als dessen Mittelpunkt den Punkt F_1 und hat damit das Gelenkviereck $A_0A'_1F_1F_0$. Der Kolbenpunkt B wandert auf einer durch die vier Punkte B_1, B_2, B_3 und B_4 gegebenen Geraden, wobei die zwischen diesen Punkten liegenden Strecken mit den vorgeschriebenen Teilkolbenstrecken s übereinstimmen. Dieses Gelenkviereck kann man nun wie in **Bild 22** als Ganzes beliebig um den Gestellpunkt A_0 verdrehen und sich so den zur Verfügung stehenden Platzverhältnissen anpassen. Der Zylinderdrehpunkt B_0 kann irgendwo auf der Verlängerung der durch die B -Punkte gegebenen Geraden liegen. Es ist zweckmäÙig, die Koppelkurve γ in **Bild 21** über den eigentlichen Betriebsbe-

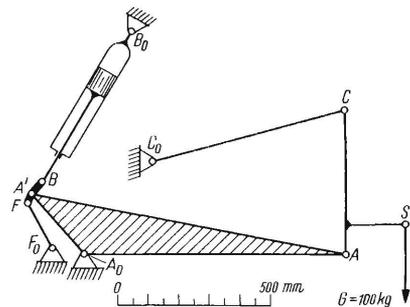


Bild 22. Einbau des Getriebes mit schwenkbarem Zylinder nach **Bild 21** in das Gesamtgetriebe.

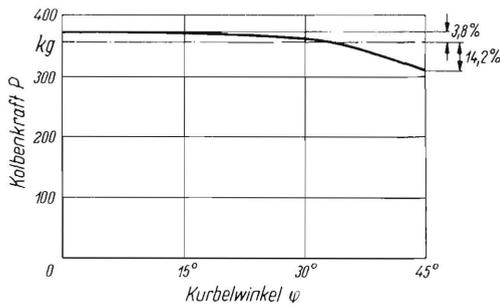


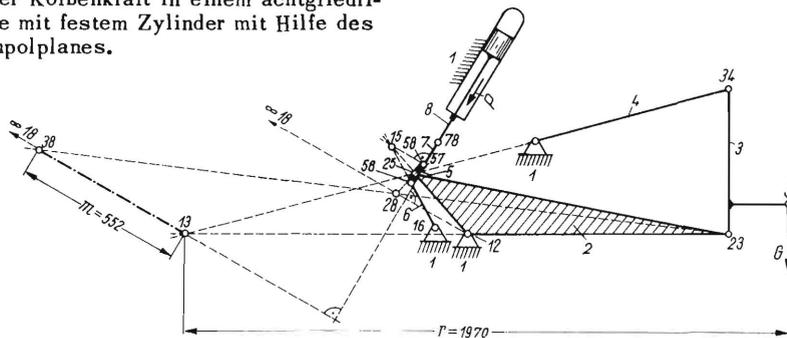
Bild 23. Verlauf der Kolbenkraft P beim Getriebe nach Bild 22 in Abhängigkeit vom Kurbelwinkel φ .

reich, also über B_1 und B_4 hinweg, zu verfolgen, um zu vermeiden, daß diese Kurve kurz hinter B_1 oder B_4 einen scharfen Knick beschreibt. Es ist vielmehr anzustreben, daß die Kurve y über beide Punkte hinweg noch in grober Annäherung gerade verläuft.

Die Kolbenkraft ist nach **Bild 23** in den ersten drei Getriebestellungen nahezu konstant, während sie bei $\varphi = 45^\circ$ absinkt. Die Abweichung der größten von der mittleren Kolbenkraft beträgt $\delta = 3,8\%$.

Das gleiche Gelenkviereck $A_0A'FF_0$ kann auch bei der Anordnung eines festen Zylinders, **Bild 24**, verwendet werden. Zum Ausgleich geringer Abweichungen von der mathematisch genauen Geradföhrung des Punktes B muß ein kurzer Lenker BD mit beliebiger Länge angeordnet werden. Die Kolbengeradföhrungsrichtung liegt nach wie vor in der Verlängerung der Bewegungsgeraden des Punktes B . Es leuchtet ein, daß auch hierbei nur geringe Kolbenquerkräfte auftreten können und diese auch nur

Bild 25. Ermittlung der Kolbenkraft in einem achtgliedrigen Krafthebergetriebe mit festem Zylinder mit Hilfe des Drehpolplanes.



dann, wenn entsprechende Abweichungen der Bewegung des Punktes B von einer Geraden auftreten. Die Kräfteermittlung für dieses Getriebe mit festem Zylinder ist wie in Bild 19 für den schwenkbaren Zylinder durchzuführen. Zum Unterschied ist hier als Wirkungslinie VI die Mittellinie des Lenkers BD anstelle der Mittellinie des schwenkbaren Zylinders in Bild 19 einzusetzen. Mit guter Annäherung ist dann auch die Kraft VI im Lenker BD mit der Kolbenkraft gleichzusetzen. Bei Abweichungen des Punktes B von seiner Geradföhrungsrichtung ergibt sich eine Schrägstellung des Lenkers BD von

der Geradschubrichtung des Kolbens, und es müßte die Kraft VI in die Richtung des Kolbenweges und senkrecht dazu zerlegt werden. Im allgemeinen kann man jedoch auf diese zusätzliche Zerlegung verzichten.

Die Ermittlung der Kolbenkraft bei dem mehrgliedrigen Krafthebergetriebe mit festem Zylinder kann auch mit Hilfe der Drehschubstrecke nach **Bild 25** vorgenommen werden. Da sowohl das Gewicht G an dem Getriebeglied 3 als auch der Kol-

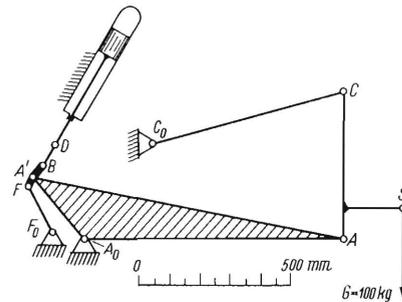


Bild 24. Einbau eines Krafthebergelenkvierecks nach Bild 21 mit festem Zylinder in das Gesamtgetriebe.

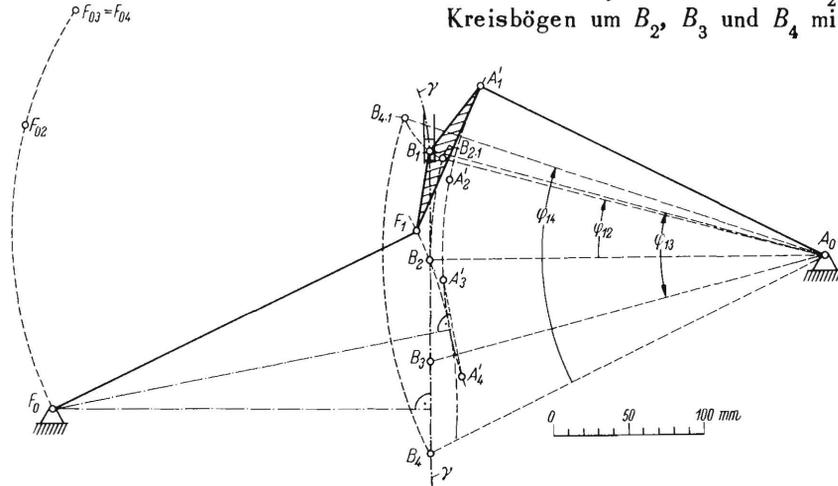
ben 8 sich relativ zum Gestell 1 bewegen, braucht man nur den Relativpol 38 nach dem Schema

$$\left. \begin{array}{l} S_{31} \\ D_{81} \end{array} \right\} 38$$

zu bestimmen und diesen mit dem augenblicklichen Pol 13, um den das Drehmoment $G \cdot r$ wirksam ist, zu verbinden und hat damit die Drehschubstrecke m . Den Pol 38 findet man über einige Zwischenpole: Zunächst ergibt sich der Pol 15 als Schnittpunkt der beiden Polgeraden 16–56 und 12–25. Danach

konstruiert man den Pol 58 als Schnittpunkt der beiden Polgeraden 57–78 und 15–18. Die letztere Polgerade ergibt sich als das Lot, das man von 15 auf die Kolbengeradföhrung des Kolbens 8 mit guter Annäherung also auf den Lenker 7 fällt. Aus dem Pol 58 ergibt sich der Pol 28 als Schnittpunkt der Polgeraden 25–58 mit der Polgeraden 12–18, wobei die letztere sich als das Lot von 12 auf die Geradschubrichtung des Kolbens ergibt, weil der Pol 18 als Relativpol zwischen Kolben und Zylinder im Unendlichen liegen muß. Schließlich erhält man den für die Drehschubstrecke m notwendigen Pol 38 als

Schnittpunkt der beiden Polgeraden 23–28 und 13–18. Die letztere Polgerade ist wiederum das Lot, das man von 13 auf die Kolbenmittellinie fällt. Die Kolbenkraft ist dann, wie in allen früheren Fällen, $P = G \cdot r/m$.



Da sowohl für den schwenkbaren, als auch für den festen Zylinder das gleiche Gelenkviereck $A_0A'FF_0$ mit dem geradgeführten Punkt B verwendet wurde, muß für das vorstehende Getriebe mit festem Zylinder mit guter Annäherung der Verlauf der Kolbenkraft derselbe sein wie in Bild 23 für den schwenkbaren Zylinder.

Eine zweite Lösung für dieselbe Aufgabe, einen Koppelpunkt B in einem Gelenkviereck mit den s -Teilstrecken geradzuführen, ist in **Bild 26** gezeigt. Die Konstruktion beginnt in diesem Falle mit einem gleichschenkligen Dreieck, das die Grundlinie $B_1B_3 = s_{13} = 139,4$ mm und den Spitzenwinkel φ_{13} hat. Auch hier muß wieder sein: $B_1B_2 = s_{12} = 71,8$ mm, $B_2B_3 = s_{23} = 67,6$ mm, $B_3B_4 = s_{34} = 60,6$ mm. Man dreht den Punkt B_2 um A_0 um den Winkel φ_{12} im entgegengesetzten Sinne, wie sich die Kurbel A_0A' drehen soll, und erhält den Punkt $B_{2,1}$. In der gleichen Weise verdreht man den Punkt B_4 um A_0 und um den Winkel φ_{14} . Dadurch erhält man den Punkt $B_{4,1}$. Würde man den Punkt B_3 um den entsprechenden Winkel φ_{13} drehen, so würde er wegen der Kon-

struktion des gleichschenkligen Dreiecks mit B_1 zusammenfallen. Damit ist also wieder eine Punktlagenreduktion zustande gekommen. Zeichnet man den Kreis durch die drei Punkte $B_{1,1}$, $B_{2,1}$ und $B_{4,1}$, so erhält man dessen Mittelpunkt A'_1 und damit die Kurbellänge $A_0A'_1$. Auf dem Kreis um A_0 durch A'_1 müssen sich jetzt die Punkte A'_2 , A'_3 und A'_4 durch Kreisbögen um B_2 , B_3 und B_4 mit dem Halbmesser

Bild 26. Konstruktion eines Kraftheber-Gelenkvierecks mit Geradföhrung des Koppelpunktes B , dessen Teilwege s vorgegebenen Teilwinkeln φ zugeordnet sind. Grundlage der Konstruktion: gleichschenkliges Dreieck über der Kolbenstrecke s_{13} .

$B_1A'_1$ ergeben. Zur Bestimmung der Gliedlänge F_0F kann man wieder wie in Bild 21 den Gestellpunkt F_0 als Schnittpunkt der beiden Mittelsenkrechten auf B_3B_4 und auf $A'_3A'_4$ nehmen. Genau wie in Bild 21 erhält man nun die Punkte F_{02} , F_{03} und F_{04} durch folgende Dreieckskonstruktionen:

$$\begin{aligned} \Delta B_1F_{03}A'_1 &= \Delta B_3F_0A'_3 \\ \Delta B_1F_{04}A'_1 &= \Delta B_4F_0A'_4 \\ \Delta B_1F_{02}A'_1 &= \Delta B_2F_0A'_2 \end{aligned}$$

Der Kreis durch die drei Punkte F_{02} , F_{03} und F_{04} ergibt den Mittelpunkt F_1 und damit alle noch fehlenden Abmessungen des Gelenkvierecks $A_0A'FF_0$ mit dem sich geradlinig bewegenden Koppelpunkt B , dessen s -Teilstrecken den φ -Teilwinkeln derart zugeordnet sind, dass sich eine annähernd konstante Kolbenkraft ergibt. Die annähernd gerade Föhrung zwischen den Punkten B_1 und B_4 setzt sich über diese beiden Punkte hinaus fort, wie die beiden

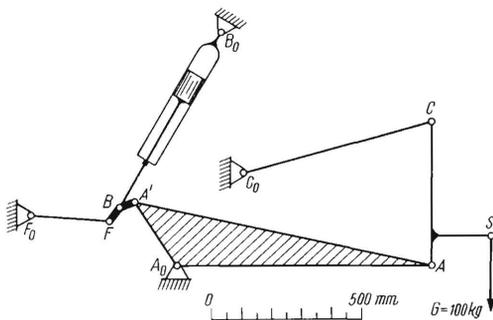


Bild 27. Einbau des Getriebes mit schwenkbarem Zylinder nach Bild 26 in das Gesamtgetriebe.

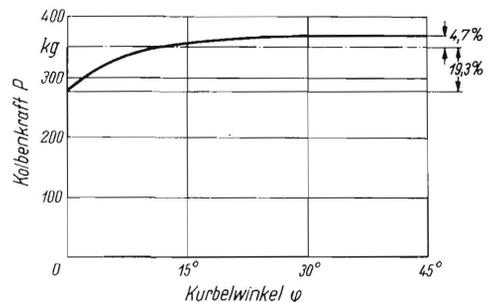


Bild 28. Verlauf der Kolbenkraft P beim Getriebe nach Bild 27 in Abhängigkeit vom Kurbelwinkel φ .

Kurvenstücke γ in Bild 26 zeigen, sodass keine Klemmstellungen des Gesamtgetriebes durch scharfe Abbiegungen von dieser Richtung eintreten.

Bild 27 zeigt den Anbau des Gelenkvierecks $A_0A'FF_0$ an das vorgegebene Gelenkviereck A_0ACC_0 mit Hilfe eines um B_0 schwenkbaren Zylinders, wobei auch hier der Gestellpunkt B_0 in der Verlängerung der geradlinigen Bahn des Koppelpunktes B liegt. Der Verlauf der Kolbenkraft P über den Kurbelwinkeln φ ist in Bild 28 mit einer Abweichung des Grösstwertes vom Mittelwert von $\delta = 4,7\%$ gezeigt.

Das gleiche Krafthebergetriebe läßt sich auch mit festem Zylinder ausbilden, wenn man in Bild 29, eine kurze Koppel BD zum Ausgleich etwaiger Ungenauigkeiten in der Geradföhrung anordnet und

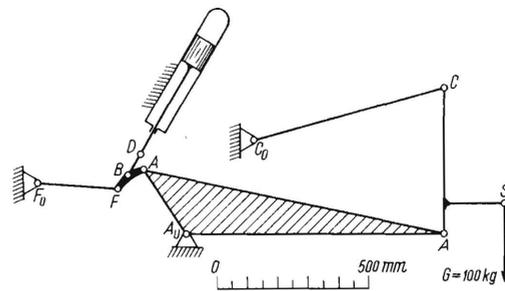


Bild 29. Einbau des Getriebes mit festem Zylinder nach Bild 26 in das Gesamtgetriebe.

außerdem die Kolbenbahn in die Verlängerung der Geradföhrung des Punktes B legt. Der Verlauf der Kolbenkraft P über dem Kurbelwinkel φ für dieses Getriebe ist nahezu der gleiche wie in Bild 28.

Schrifttum

- [1] Hain, K.: Das Übersetzungsverhältnis in periodischen Getrieben von Landmaschinen. Landtechn. Forsch. 3 (1953) S. 97–108.
- [2] Hain, K.: Die Entwicklung von Anbausystemen für Schleppergeräte aus sechsgliedrigen kinematischen Ketten. In: Grndlgn. d. Landtechn. Heft 4, Düsseldorf 1953, S. 65–71.
- [3] Hain, K.: Kräfte und Bewegungen in Krafthebergetrieben. (In diesem Heft).
- [4] Kraus, R.: Wertigkeitsbilanz und ihre Anwendung auf eine Geradföhrung für Messgeräte. FWT 56 (1952), H. 3, S. 57–63.
- [5] Kraus, R.: Die Wertigkeitsbilanz als Hilfsmittel im Getriebebau. VDI-Tagungsheft 1, Düsseldorf 1953, S. 195/196.
- [6] Brader, C.: Zur Analyse und Synthese ebener, vielgliedriger Gelenkgetriebe. Diss. Braunschweig 1951.
- [7] Hain, K.: Angewandte Getriebelehre. Hannover 1952, S. 285 ff. und 351 ff..

Eingegangen am 20. 4. 1955

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

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