

Zusammenfassung

Die tiefenregulierende Hydraulik mit einem einfachwirkenden Kolbensystem ist mit Arbeitsgeräten, die eine abwärts wirkende Zugkraft aufweisen, zusammengesaltet. Durch Zerlegung der von den Arbeitsgeräten — den Pflugscharen — herkommenden Kräfte in der Bodenebene lassen sich die bei der Arbeit auftretenden Radbelastungen leicht ermitteln. Die über ein Gelenkviereck am Schlepper angebrachten Pflüge werden durch den Arbeitszylinder der Hydraulik schlepperfest gehalten. Die Veränderung der Pflugkräfte dient zur Einregelung der Pflughöhe. Die Ermittlung des Öldruckes und die Größe der Impulskräfte werden gezeigt, der Aufbau der Hydraulik, ausgehend von der Fergusonschen Idee einer mit Saugdrosselung arbeitenden Kolbenpumpe über verschiedene zweipunktgeregelte Zahnradpumpen-Hydrauliken bis zu einer mit einer Zahnradpumpe arbeitenden, stetig regelnden Anlage wird beschrieben und schließlich ein kurzer Hinweis auf neuere Anlagen mit regelbarer Kolbenpumpen-Hydraulik gegeben.

Schrifttum

- [1] Getzlaff, G.: Messung der Kraftkomponenten an einem Pflugkörper. Grundl.d.Landtechnik Heft 1. Düsseldorf 1951. S. 16/24.
- [2] Skalweit, H.: Kräfte zwischen Schlepper und Arbeitsgerät. Grundl. d. Landtechnik Heft 1. Düsseldorf 1951. S. 25/36.
- [3] Getzlaff, G.: Über die Bodenkräfte beim Pflügen bei verschiedener Körperform und Bodenart. Grundlagen der Landtechnik Heft 3. Düsseldorf 1952. S. 60/70.
- [4] Skalweit, H.: Über die bei der Tiefenhaltung von Schlepperanbaugeräten auftretenden Kräfte. Grundlagen der Landtechnik Heft 3. Düsseldorf 1952. S. 100/118.
- [5] Skalweit, H.: Die Führungskräfte von Schlepper-Arbeitsgeräten bei den genormten Anbausystemen. Grundlagen der Landtechnik Heft 4. Düsseldorf 1953. S. 54/64.
- [6] Getzlaff, G.: Vergleichende Untersuchungen über die Kräfte an Normpflugkörpern. Grundlagen der Landtechnik Heft 5. Düsseldorf 1953. S. 16/35.

Stufenlos verstellbare Schaltwerksgetriebe auf der Grundlage ungleichförmiger Umlaufbewegungen

Von Kurt Hain, Braunschweig-Völkenrode

Die stufenlos verstellbaren Schaltwerksgetriebe werden gegenüber den anderen „stufenlosen“ Getrieben bisher nur in geringer Zahl und für niedrige Leistungen verwendet. Da die Schaltwerksgetriebe bei großen Leistungen mit hohem Wirkungsgrad arbeiten können und auch gewisse bauliche Vorteile aufweisen, wurden im Institut für landtechnische Grundlagenforschung mit finanzieller Unterstützung des Bundesministeriums für Ernährung, Landwirtschaft und Forsten drei verschiedene Versuchsgetriebe mit Ausnutzung ungleichförmiger Umlaufbewegungen und mit z. T. neuartigen Baugruppen entwickelt und gebaut. Mit diesen Getrieben wurden umfangreiche Messungen durchgeführt, deren Ergebnisse als Unterlage für die konstruktive Weiterentwicklung stufenlos verstellbarer Schaltwerksgetriebe dienen sollen.

Die stufenlose Verstellung der Drehzahl neuzeitlicher Arbeitsmaschinen wird mit der Forderung nach einer besseren Ausnutzung der Maschinen immer dringender. Vielfach gibt es in Abhängigkeit von den sich ändernden technologischen Bedingungen nur einen engen Bereich der optimalen Arbeitsdrehzahl, der durch stufenlose Drehzahländerung in möglichst kurzer Zeit und während des Ganges einstellbar sein soll. So wird in der Landtechnik, besonders für das Triebwerk des Ackerschleppers, ein stufenlos verstellbares Getriebe an Stelle des gestuften Zahnradgetriebes gefordert, um die Fahrgeschwindigkeit den Anforderungen der mit dem Schlepper verbundenen Geräte weitgehend anpassen zu können [1; 2]. Es liegen eingehende Untersuchungen über die erforderlichen Fahrgeschwindigkeiten bei verschiedenen landwirtschaftlichen Arbeiten [3; 4] sowie über die auftretenden Kräfte in den Schleppertriebwerken und deren Schwankungen [5; 6; 7] vor, so daß ausreichende Unterlagen für den Einsatz stufenlos verstellbarer Getriebe zur Verfügung stehen.

Eine stufenlose Drehzahlverstellung ist außerdem beim Mähdrescher wichtig, um dessen Fahrgeschwindigkeit möglichst gut an die Leistungsfähigkeit der Drescheinrichtung anpassen zu können [8; 9]. Ein weiteres Beispiel ist die Kraftübertragung zwischen Schlepper und Triebachsanhänger, für die ebenfalls ein stufenlos verstellbares Getriebe vorgeschlagen wurde [10].

Bei Kartoffelsammelernemaschinen kann eine stufenlos verstellbare Siebkettengeschwindigkeit zur Erzielung einer gleichmäßigen Siebleistung vorteilhaft sein [11].

Bei einer Reihe von Antrieben genügt eine mit Hilfe von Zahnrädern gestufte Verstellung, wie z. B. für die Fräswelle von Bodenfräsen [12] und die Verteilerwelle von Drillmaschinen. Hier wird ein stufenlos verstellbares Getriebe nur dann verwendet, wenn es hinsichtlich des Preises, des Platzbedarfes oder des Gewichtes gegenüber den Stufengetrieben im Vorteil ist. Ähnlich liegen die Verhältnisse bei Vorrichtungen für niedrige Geschwindigkeiten, wie z. B. beim Rollboden von Stallmiststreuern, bei dem sogar eine starke Ungleichförmigkeit der Geschwindigkeit in Kauf genommen werden kann. Die hierfür verwendeten Klinkensperwerke ergeben einfache und billige Getriebe, die nicht durch Getriebe für höhere Ansprüche ersetzt zu werden brauchen.

Die stufenlos verstellbaren Getriebe werden aber in Zukunft dann eine besondere Bedeutung gewinnen, wenn bestimmte Arbeitsvorgänge selbsttätig zu regeln sind, besonders bei Landmaschinen, deren Arbeitsgeschwindigkeiten gesteigert werden sollen [13; 14].

Kennzeichnung und Eigenschaften der Schaltwerksgetriebe

Die stufenlos verstellbaren mechanischen Getriebe werden gegenwärtig in der Hauptsache als Reibgetriebe, und zwar als Reibrad- oder Umhüllungs- bzw. Umschlingungsgetriebe, verwendet. Die Verstellung des Übersetzungsverhältnisses wird durch Verlagerung einer oder mehrerer Reibpaarungen zwischen Reibrädern bzw. zwischen Reibscheiben und Zugorganen erreicht. Die meisten Reibgetriebe dieser Art sind nur während des Laufes verstellbar.

Bei den Schaltwerksgetrieben wird eine gleichförmige Drehbewegung in eine hin- und hergehende oder in eine ungleichförmige Umlaufbewegung durch ungleichförmig übersetzende Getriebe umgeformt. Diese Zwischenbewegungen lassen sich leicht verstellen. Durch eine Anzahl parallel und gruppenweise auch hintereinander geschalteter Getriebe werden nur die Geschwindigkeitsspitzen der ungleichförmigen Bewegungen mit Hilfe von Einwegkupplungen (Freiläufen) auf die Abtriebswelle weitergegeben. Die abtriebsseitig entstehende Ungleichförmigkeit wird durch eine genügend große Anzahl von Einzelgetrieben

und Freiläufen den jeweiligen Anforderungen entsprechend herabgesetzt [15; 16].

Über stufenlos verstellbare Schaltwerksgetriebe gibt es eine umfangreiche Patentliteratur, jedoch sind nur wenige solcher Getriebe praktisch angewendet worden [17 bis 22]. Bei den stufenlos verstellbaren Schaltwerksgetrieben erfolgt in jeder Bewegungsperiode, im allgemeinen bei jeder Umdrehung der Antriebswelle, ein Klemmen und Lösen der Klemmkörper der Freiläufe, so daß in kurzer Betriebszeit eine hohe Lastwechselzahl berücksichtigt werden muß, für die es leider noch keine befriedigenden Berechnungsunterlagen gibt [23; 24]. Die konstruktiven Möglichkeiten der Schaltwerksgetriebe hinsichtlich ihrer Verstellung, der Anordnung der phasenversetzten Einzelgetriebe und z. T. in Verbindung mit Verzweigungsgetrieben wurden von *Allmann* untersucht. Gleichzeitig gibt er eine Übersicht über den neuesten Stand der stufenlos verstellbaren Schaltwerksgetriebe [25].

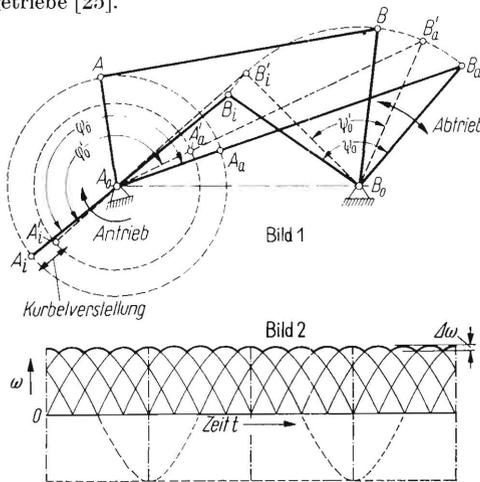


Bild 1. Teilgetriebe für ein stufenlos verstellbares Schaltwerksgetriebe mit Ausnutzung der hin- und herschwingenden Bewegung. Verstellbare Kurbellänge des Gelenkvierecks A_0ABB_0 und Freilauf in der Abtriebswelle B_0 .

Bild 2. Resultierender Geschwindigkeitsverlauf an der Abtriebswelle eines stufenlos verstellbaren Schaltwerksgetriebes mit acht parallel geschalteten Teilgetrieben nach Bild 1.

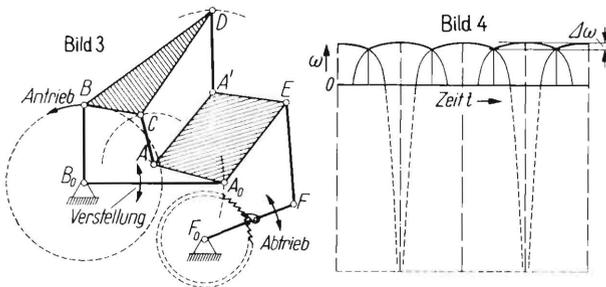


Bild 3 und 4. Stufenlos verstellbares Schaltwerksgetriebe mit Ausnutzung der hin- und hergehenden Schwingbewegungen von nur zwei Teilgetrieben. Verstellung durch einen im Gestell gelagerten Hebel.

Bild 4 zeigt den resultierenden Geschwindigkeitsverlauf in der Abtriebswelle.

Eine Eigenart der Schaltwerksgetriebe, die deren Verwendung für bestimmte Zwecke von vornherein entgegensteht, ist die Bewegungs- und Kraftübertragung durch die Freiläufe. Die Abtriebswelle ist nur in einer Richtung zwangläufig mit dem Getriebe verbunden und kann, z. B. durch kinetische Energie verursacht, voreilen. Es wurden hydraulische Kupplungen als Ersatz für mechanische Freiläufe vorgeschlagen, durch die unter gewissen Voraussetzungen ein Zwanglauf in beiden Drehrichtungen möglich ist [26].

Ein besonderer Vorteil der Schaltwerksgetriebe liegt aber in der Möglichkeit, die Verstellung in jeder beliebigen Größe auch im Stillstand vornehmen zu können. Außerdem kann die Verstellung in sehr kurzer Zeit und selbstverständlich auch während des Ganges erfolgen.

Wirkungsweise verschiedener Schaltwerksgetriebe

Man kann zwei grundsätzlich verschiedene Bauformen der stufenlos verstellbaren Schaltwerksgetriebe unterscheiden. Im ersten Falle wird eine gleichförmig umlaufende Antriebsbewegung durch parallel zueinander angeordnete Teilgetriebe in hin- und hergehende Schwingbewegungen umgewandelt, deren Schwingweiten sich stufenlos vom Schwingwinkel Null bis zu einem Maximalwert verstellen lassen. Diese Schwingbewegungen werden mit Überschneidungen nacheinander in nur einer Richtung über Freiläufe auf die Abtriebswelle übertragen.

Bild 1 zeigt das Schema eines verstellbaren Gelenkvierecks, das als Kurbelschwinge läuft, indem es eine umlaufende Kurbel A_0A und eine Schwinge B_0B hat. In den Totlagen $A_0A_1B_1B_0$ und $A_0A_aB_aB_0$ des Gelenkvierecks schließt die Schwinge zwischen ihrer inneren und äußeren Totlage B_0B_1 und B_0B_a den Schwingwinkel ψ_0 ein. Nach Verstellung der Kurbellänge von A_0A_1 auf A_0A_1' beschreibt die Schwinge den kleineren Schwingwinkel ψ_0' . Es ist wichtig, daß die Kurbel nach Verstellen der Kurbellänge bei Hin- und Rückgang der Schwinge verschiedenen große Kurbelwinkel durchlaufen kann. Der Schwingenbewegung von links nach rechts entsprechen die Kurbelwinkel φ_0 und φ_0' , die größer als 180° sind, womit eine bessere Überschneidung der Geschwindigkeitsspitzen verbunden sein kann. Es gibt Vorrichtungen zum Verstellen der Kurbellänge während des Ganges bis auf den Wert Null, wodurch der Schwingwinkel $\psi_0 = 0$ wird, d. h., die Abtriebswelle kommt zum Stillstand. **Bild 2** zeigt für acht parallel geschaltete Gelenkvierecke einen resultierenden Geschwindigkeitsverlauf an der Abtriebswelle, gekennzeichnet durch die Schwankung $\Delta\omega$ der Winkelgeschwindigkeit.

Man kann für die Erzeugung der hin- und hergehenden Bewegung auch Teilgetriebe verwenden, deren Geschwindigkeitskurve im Maximum flacher verläuft. In **Bild 3** ist ein solches, sogenanntes sechsgliedriges Zweistandgetriebe [27] mit dem Verstellhebel B_0A_0 und den nachgeschalteten Hebeln EF und F_0F dargestellt. Mit diesem Getriebe kann man einen Geschwindigkeitsverlauf nach **Bild 4** erzeugen, d. h. eine Schwingbewegung mit gestrecktem Maximum und insbesondere mit langsamem Hin- und schnellem Rückgang. Dadurch kommt man bei der Schwankung $\Delta\omega$ tatsächlich mit nur zwei Getriebeaggregaten und zwei Freiläufen aus [28].

Die zweite Möglichkeit zur Gestaltung stufenlos verstellbarer Schaltwerksgetriebe besteht in der Ausnutzung ungleichförmiger Umlaufbewegungen. Eine solche Bewegung kann man z. B. mit einem Gelenkviereck erzeugen, das sich als Doppelkurbel bewegt, **Bild 5**. Bei gleichförmigem Umlauf der Kurbel A_0A läuft das Abtriebsglied B_0B ungleichförmig um, **Bild 6**. Bei einer Anzahl

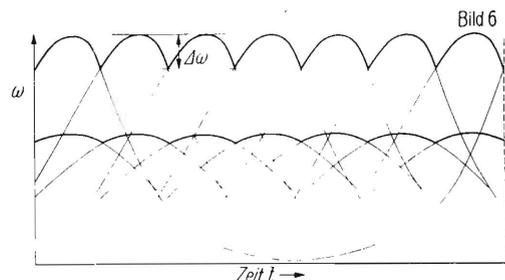
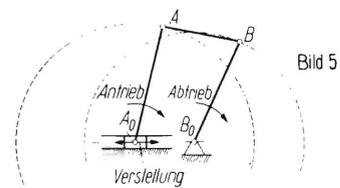


Bild 5 und 6. Stufenlos verstellbares Schaltwerksgetriebe mit Ausnutzung ungleichförmiger Umlaufbewegungen. Verstellung durch Verschieben des Gestellpunktes A_0 .

Bild 6 zeigt den resultierenden Geschwindigkeitsverlauf von sieben parallel geschalteten Teilgetrieben nach Bild 5.

gleichartiger, mit Phasenverschiebung parallel geschalteter Gelenkvierecke werden auch hier die Bewegungen im Maximalbereich durch Freiläufe auf die Abtriebswelle weitergeleitet, und es entstehen Schwankungen vom Betrag $\Delta\omega$. Die Verstellung des Getriebes kann z. B. durch Verschiebung des Gestellpunktes A_0 erfolgen, Bild 5. Beim Zusammenfallen von A_0 mit B_0 ist eine Direktübertragung mit $\Delta\omega = 0$ vorhanden [29].

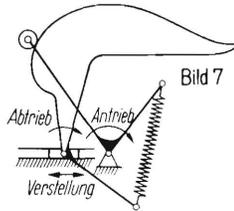


Bild 7

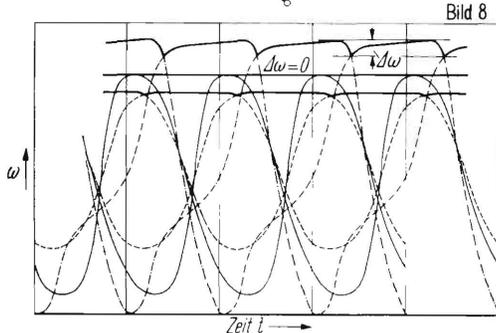


Bild 8

Bild 7. Dreigliedriges Kurvengetriebe als Teilgetriebe eines stufenlos verstellbaren Schaltwerksgetriebes mit Ausnutzung ungleichförmiger Umlaufbewegungen.

Bild 8. Resultierender Geschwindigkeitsverlauf an der Abtriebswelle eines stufenlos verstellbaren Schaltwerksgetriebes mit Teilgetrieben nach Bild 7.

Auch bei den Schaltwerksgetrieben mit Ausnutzung ungleichförmiger Umlaufbewegungen kann man zu einer geringeren Anzahl von Teilgetrieben bei gleichem $\Delta\omega$ kommen, wenn man Getriebe mit flachem Verlauf des Geschwindigkeitsmaximums verwendet. In **Bild 7** ist gezeigt, wie dies mit einem einfachen Kurvengetriebe erreicht werden kann. Der Kurvenkörper ist Abtriebsglied, sein Drehpunkt erhält die Verstellbewegung. Als Antriebsglied dient der Rollenhebel, der durch eine Feder zur Erzwingung der Rollenanlage gegen den Kurvenkörper angepreßt wird [30]. Die Winkelgeschwindigkeitsdiagramme für zwei solcher Teilgetriebe sind in **Bild 8** dargestellt. Bei der größten Verstellung entsteht der eingezeichnete Betrag von $\Delta\omega$. Die Kurvenscheibe wurde für eine mittlere Stufe mit $\Delta\omega = 0$ entworfen [29].

Vorteile der umlaufenden Schaltwerksgetriebe

Die beiden Bauarten der Schaltwerksgetriebe mit hin- und hergehenden Schwingbewegungen bzw. ungleichförmigen Umlaufbewegungen haben verschiedene Grenzen ihrer Verstellbereiche. Die Getriebe mit der Ausnutzung von schwingenden Bewegungen können — wie bereits erwähnt — von einem Maximalwert bis zur Abtriebsgeschwindigkeit Null verstellt werden. Bei den Getrieben mit ungleichförmigen Umlaufbewegungen ist dies nicht möglich, ihre unterste Grenze ist der Gleichlauf zwischen An- und Abtriebswelle, also das kleinste Übersetzungsverhältnis $i = 1:1$. Die oberste Grenze ist von dem durch das verwendete Teilgetriebe erreichbaren maximalen Übersetzungsverhältnis abhängig.

Die im folgenden beschriebenen Versuchsgetriebe wurden auf der Grundlage ungleichförmiger Umlaufbewegungen entworfen. Gegenüber den Getrieben mit Schwingbewegung sind einige Vorzüge zu verzeichnen. Die Teilgetriebe zur Erzeugung der ungleichförmigen Umlaufbewegungen weisen im allgemeinen wesentlich geringere Beschleunigungen als die Getriebe für Schwingbewegungen auf. Bei den letzteren muß wegen des Richtungswechsels in den Totlagen ein Anlagewechsel in den Gelenken stattfinden, bei dem ersteren braucht dies nicht zu sein, was geringere Massenkräfte mit ungefährlicheren Schwin-

gungerscheinungen zur Folge hat. Der Wegfall der Anlagewechsel führt zu günstigeren Getriebebeanspruchungen [31]. Alle beweglichen Gelenke haben nur hin- und herschwingende Relativbewegungen, die bei der Einstellung auf das Übersetzungsverhältnis $i = 1:1$ sogar zum relativen Stillstand kommen.

Da in den Umlaufgetrieben nur Voreilbewegungen am Abtrieb und damit in den Freiläufen entstehen, sind die Relativbewegungen zwischen den Innen- und Außenringen der Freiläufe sehr viel kleiner als bei Schwingbewegungen, bei denen sich die Geschwindigkeiten beim Hin- und Rückgang zur Gesamtrelativbewegung addieren. Damit sinken aber auch die Reibungsbeanspruchungen im Freilauf, verbunden mit Geräuschminderung und geringeren Erwärmungen.

Die Verstellung der Umlaufgetriebe läßt sich, wie aus den folgenden Konstruktionsbeschreibungen hervorgeht, schon bei viergliedrigen Teilgetrieben sehr einfach durchführen.

Eine bisher wenig beachtete Besonderheit der Umlaufgetriebe liegt in der Möglichkeit, An- und Abtriebswelle miteinander vertauschen zu können. In beiden Fällen erfolgt aber bei Verstellung eine Bewegungsumwandlung von einer niedrigen Antriebsdrehzahl in eine höhere Abtriebsdrehzahl, und im allgemeinen ist bei derselben Verstellung des Getriebes sogar ein verschieden großes Übersetzungsverhältnis wirksam. Dieses Phänomen erklärt sich daraus, daß bei der Vertauschung die reziproken Werte des Übersetzungsverhältnisses gelten und damit dessen Minimalwerte als Maximalwerte auftreten.

Konstruktion ungleichförmig umlaufender Schaltwerksgetriebe

Bei der Konstruktion der Versuchsgetriebe wurden drei grundsätzlich verschiedene Bauformen auf der Grundlage der Schaltwerksgetriebe mit ungleichförmigen Umlaufbewegungen verwirklicht [32]¹⁾.

Versuchsgetriebe I

Für das Versuchsgetriebe I wurde zunächst die Forderung nach Gleichachsigkeit der Antriebswelle A_0 mit der Abtriebswelle B_0 und nach einer möglichst geringen Anzahl von Freilauf-elementen zu erfüllen versucht. **Bild 9** zeigt den Längsschnitt A-A; die drei anderen Bilder sind Querschnitte durch das Getriebe. Mit der Antriebswelle A_0 ist ein Zahnrad Z_A fest verbunden, das in gleichzeitigem Eingriff mit vier gleich großen Zahnradern Z'_A steht, die die vier Antriebswellen A'_0 antreiben. Auf den Wellen A'_0 (Schnitt C-C) sitzen die Kurbeln A'_0A , die über die Koppeln AE die Kurbeln C_0E in dem so entstandenen Doppelkurbelgetriebe ungleichförmig antreiben. Diese Bewegung wird über die Achsen C_0 mit ihren Kurbeln C_0C über die Koppeln BC auf die Abtriebshebel B'_0B weitergeleitet (Schnitt D-D). Die Hebel B'_0B stehen mit den Außenringen zugehöriger Freiläufe F in fester Verbindung, während die Freilauf-Innenringel auf den Wellen B'_0 sitzen. Die vier Wellen B'_0 übertragen ihre Bewegungen über die Zahnradern Z'_B auf das mit der Hauptabtriebswelle B_0 fest verbundene Rad Z_B .

Die Zwischenwellen C_0 sind in einem Verstellstern St gelagert, der gleichachsig mit A_0 und B_0 um eine Achse D_0 mit Hilfe des Zahnsegmentes Z_R , der Schnecke S und des Handrades H verdreht werden kann. Wird nun der Verstellstern St so verdreht, daß die Achsen C_0 gleichachsig mit A'_0 und B'_0 stehen, arbeiten die Doppelkurbeln wegen des Zusammenfallens ihrer Stegpunkte A'_0 , C_0 und B'_0 als starre Hebel; in den Gelenken A, E, C und B treten überhaupt keine Bewegungen auf. Wird aber der Stern St mit seinen Wellen C_0 um D_0 so verdreht, daß kein Fluchten von C_0 mit A'_0 und B'_0 mehr vorhanden ist (Bild 9 und 10), dann arbeiten die Doppelkurbeln als ungleichförmig übersetzende Getriebe, d. h., bei gleichförmigem Umlauf von A_0 und A'_0 laufen C_0 und B'_0 ungleichförmig um. Die Bewegungen mit den jeweils höchsten Winkelgeschwindigkeiten werden in einer Richtung durch den entsprechenden Freilauf auf die Wellen B'_0

¹⁾ Für ihre Mitarbeit bei den Entwurfsarbeiten, der Durchführung und Auswertung der Versuche dankt der Verfasser auch an dieser Stelle den Herren Hermann Krönert, Rudolf Lyk, Hans-Dieter Wiemann und August-Wilhelm Zielstorff.

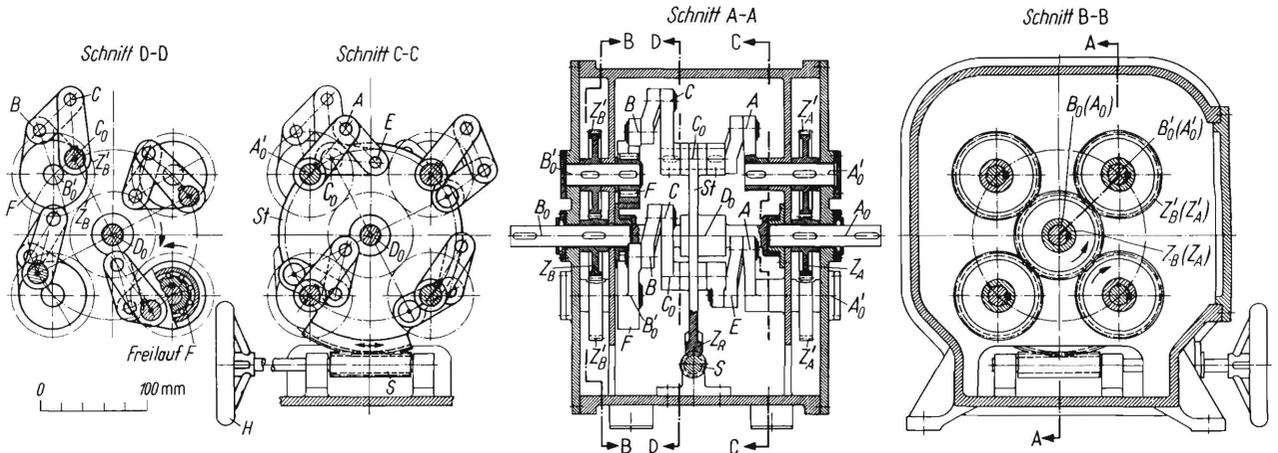


Bild 9. Stufenlos verstellbares Schaltwerksgetriebe (Ausführung I) mit vier parallel zueinander angeordneten Teilgetrieben aus je zwei hintereinander geschalteten Doppelkurbeln

A₀ Antriebswelle
B₀ Abtriebswelle

Versuchsgetriebe II

Bei der Konstruktion des Versuchsgetriebes II wurden gegenüber dem Getriebe I bauliche Vereinfachungen bei günstigeren Kräfteübertragungen erzielt. Die Kombination zwischen Hintereinander- und Parallelschaltung der Doppelkurbelgetriebe wurde fallen gelassen und nur die Parallelschaltung angewendet. **Bild 11.** Der besondere Vorteil dieses Getriebes liegt in einem Rotor R mit gleichmäßiger Versetzung der Gelenke A_I bis V_I für die Koppelhebel. Durch den Rotor hindurch führt die Abtriebswelle B₀, die die Innenringe sämtlicher Freiläufe F_I bis V_I trägt. Durch diese Anordnung konnte von der ungünstigen einseitigen Lagerung in den Koppelgelenken bei der Ausführung I auf eine zweiseitige Lagerung der Hebel übergegangen werden.

In Schnitt A-A ist das Getriebe II im Längsschnitt, in den anderen beiden Bildern im Querschnitt dargestellt. Der Antrieb erfolgt von der Welle C₀ und wird auf den Rotor R über die Zahnräder r₁ und r₂ mit halber Drehzahl (i = 1:2) weitergeleitet. Der Rotor R ist mit dem größeren Zahnrad r₂ fest verbunden und läuft beidseitig auf Lagerungen in den um C₀ schwenkbaren Seitenwänden mit den Zahnsegmenten z₁ und z₃. Diese beiden Seitenwände sind starr miteinander verbunden. Ihre Verstellung erfolgt über die Ritzel z₂ und z₄, die gemeinsam mit dem Schneckenrad S_R auf der Verstellwelle sitzen. Dieses Schneckenrad steht im Eingriff mit der Schnecke S, so daß mit dem Handrad H eine Schwenkbewegung des Rahmens z₁ — z₃ und damit des Rotors R eingeleitet werden kann.

Im Schnitt ist zu erkennen, daß der Rotor R mit der Achsmittle A₀ um die Achse C₀ von einer maximalen Exzentrizität bis zur Gleichachsigkeit mit der Abtriebswelle B₀ geschwenkt werden kann. In den Gelenken A_I bis V_I des Rotors R sind sechs Koppelhebel angelenkt, die die Rotordrehbewegung auf die Gelenke B_I bis V_I an den Außenringen der Freiläufe F_I bis V_I übertragen. Die Koppelhebel bilden mit dem Rotor und den

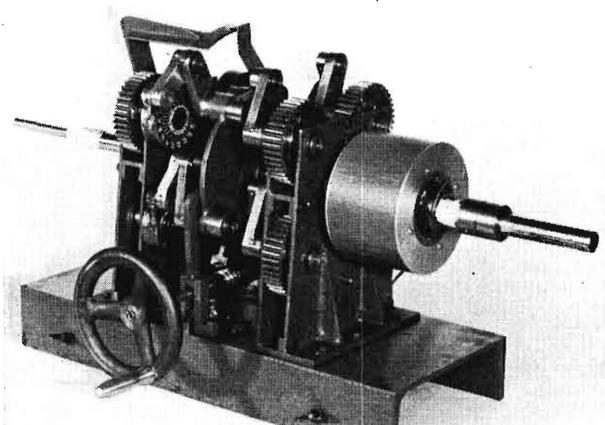


Bild 10. Lichtbild des stufenlos verstellbaren Schaltwerksgetriebes nach Bild 9.

Rechts die Antriebs-, links die Abtriebsseite; vorn das Handrad zum Verstellen des Übersetzungsverhältnisses.

und B₀ übertragen; die anderen Freiläufe übertragen zeitweise keine Bewegungen, und die zugehörigen Wellen B'₀ und B₀ eilen gegenüber der oben erwähnten nach. Je höher die Achsversetzung der Wellen C₀ (gegenüber A'₀ bzw. B'₀) ist, um so größer ist die resultierende Abtriebsgeschwindigkeit an der Welle B₀.

Das Getriebe I hat vier Teilgetriebe, von denen jedes zum anderen um 90° phasenversetzt ist und das aus je zwei hintereinander geschalteten Doppelkurbeln besteht. Die Freiläufe sind für ein Maximaldrehmoment von 3 kpm ausgewählt worden. Auf die kinematischen Verhältnisse wird später eingegangen. **Bild 10** zeigt ein Lichtbild dieses Versuchsgetriebes.

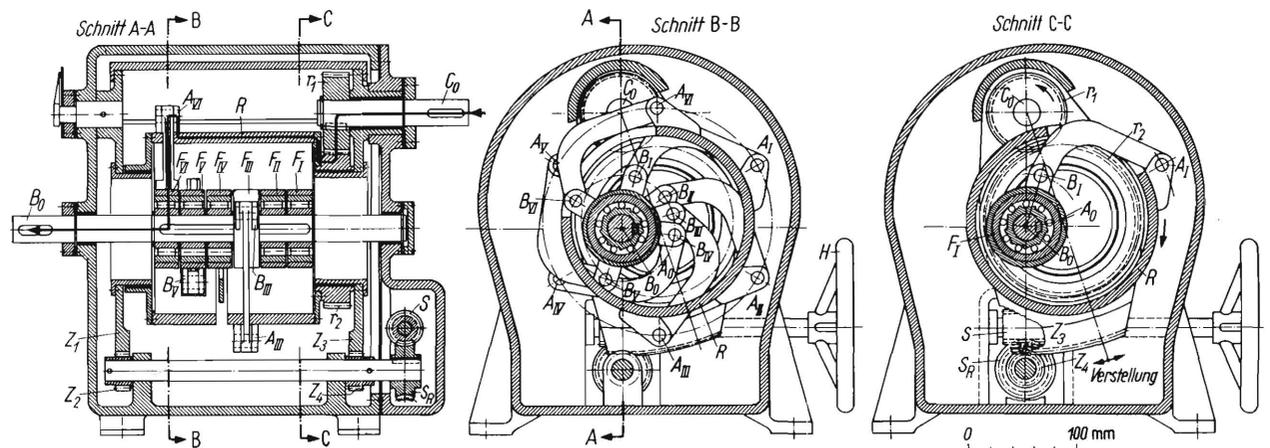


Bild 11. Stufenlos verstellbares Schaltwerksgetriebe (Ausführung II) mit sechs parallel zueinander angeordneten einfachen Doppelkurbel-Teilgetrieben.

Freilaufaußenringen je ein als Doppelkurbel gekennzeichnetes Gelenkviereck, das zur Umwandlung gleichförmiger Umlaufbewegungen des Rotors in ungleichförmige Umlaufbewegungen der Außenringe der Freiläufe dient. Die Innenringe der Freiläufe sind mit der Abtriebswelle B_0 fest verbunden.

Bei Gleichachsigkeit zwischen Rotorachse A_0 und Abtriebswelle B_0 bleiben sämtliche Freiläufe im Eingriff; es erfolgt eine Direktübertragung zwischen beiden Teilen mit dem Übersetzungsverhältnis 1:1. Nach Einstellung einer Exzentrizität des Rotors R zu der Abtriebswelle B_0 laufen die Freilaufaußenringe ungleichförmig um, wobei immer nur derjenige Freilauf eine Drehbewegung überträgt, in dem jeweils die größte Abtriebswinkelgeschwindigkeit gegenüber allen anderen Freiläufen vorhanden ist. Durch die nebeneinander angeordneten Getriebegruppen erhält die Abtriebswelle B_0 somit nacheinander Bewegungsimpulse, deren Summe im Mittel eine höhere Drehzahl ergibt als die der antreibenden Welle A_0 .

Bild 12 zeigt ein Lichtbild von dem ausgeführten Versuchsgetriebe II. Die rechts oben befindliche Antriebswelle (mit Schutzrohr) trägt das kleinere Rad des Zahnradvorgeleges; das größere Rad ist mit dem Rotor verbunden. Der Rotor hat Aussparungen, durch die die Koppelhebel der einzelnen Doppelkurbelgetriebe geführt sind. Die Abtriebswelle ist durch eine auf ihr befestigte Keilriemenscheibe erkennbar. Die gewählten Freiläufe können ein maximales Drehmoment von 5 kpm übertragen.

Gewisse Nachteile des Getriebes II liegen noch darin, daß (wie es in der Praxis oft gefordert wird) die Antriebswelle C_0 und die Abtriebswelle B_0 nicht gleichachsig angeordnet werden konnten. Zudem sollte ein solches Getriebe, schon aus wirtschaftlichen Gründen, möglichst ohne Zahnräder hergestellt werden können. Beide Gesichtspunkte wurden in dem nachstehend beschriebenen Versuchsgetriebe III verwirklicht.

Versuchsgetriebe III

Das Getriebe III ist in **Bild 13** dargestellt. Als grundsätzlich neu ist zu dieser Ausführung hervorzuheben, daß sowohl auf der Antriebswelle A_0 als auch auf der Abtriebswelle B_0 nebeneinanderliegende Freiläufe angeordnet sind. Das Getriebe besteht aus zwei hintereinander geschalteten Aggregaten, die durch den außermittig verstellbaren Rotor R miteinander gekoppelt sind.

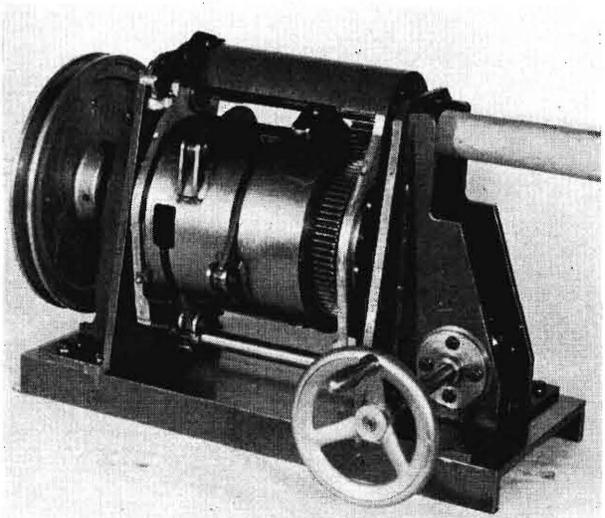


Bild 12. Lichtbild des ausgeführten stufenlos verstellbaren Schaltwerksgetriebes nach Bild 11.

Jedes Aggregat stellt für sich ein auf der beschriebenen Grundlage arbeitendes stufenlos verstellbares Schaltwerksgetriebe dar; das Gesamtübersetzungsverhältnis ergibt sich als Produkt der beiden Einzelübersetzungsverhältnisse. Dies hat im Vergleich zu Getriebe II den großen Vorteil, daß bei gleichem Verstellbereich die beiden Getriebegruppen um wesentlich geringere Exzentrizitäten verstellbar zu werden brauchen. Dabei werden auch die Beschleunigungen und damit die Massenkkräfte sehr viel kleiner, was wesentlich zur Herabsetzung schädlicher Schwingungserscheinungen beiträgt. Bei geringeren Verstellungen wird naturgemäß der Ungleichförmigkeitsgrad bei der Übergabe der Bewegung von einem Freilauf zum anderen kleiner bzw. kann man die Anzahl der Freiläufe herabsetzen. Da im Getriebe III in beiden hintereinander geschalteten Gruppen Freiläufe notwendig sind, ist die Gesamtzahl der Freiläufe und damit auch der Platzbedarf nicht größer als beim Getriebe II. Man kann die Aufgabenstellung auch so formulieren, daß durch das Hintereinanderschalten im Getriebe III ein größerer Verstellbereich als im Getriebe II angestrebt werden soll.

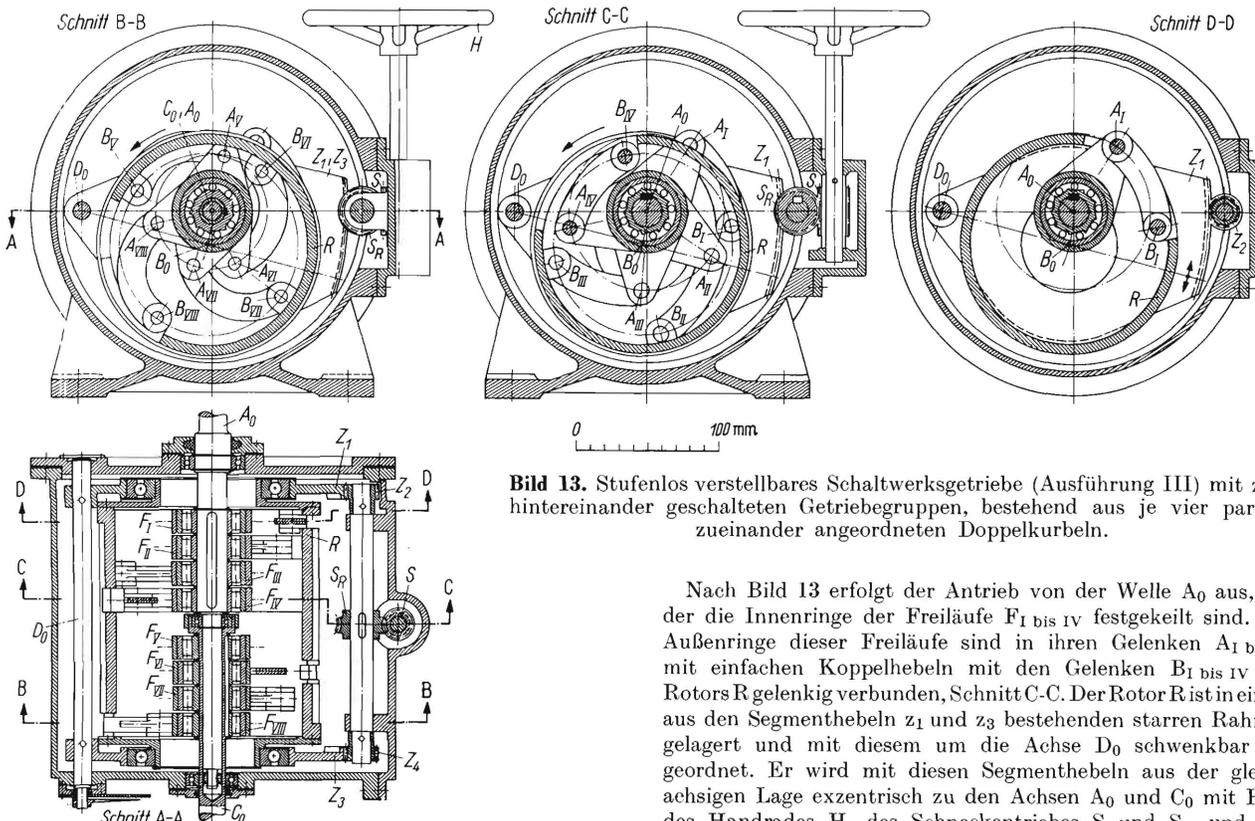


Bild 13. Stufenlos verstellbares Schaltwerksgetriebe (Ausführung III) mit zwei hintereinander geschalteten Getriebegruppen, bestehend aus je vier parallel zueinander angeordneten Doppelkurbeln.

Nach **Bild 13** erfolgt der Antrieb von der Welle A_0 aus, auf der die Innenringe der Freiläufe F_I bis F_{IV} festgekeilt sind. Die Außenringe dieser Freiläufe sind in ihren Gelenken A_I bis A_{IV} mit einfachen Koppelhebeln mit den Gelenken B_I bis B_{IV} des Rotors R gelenkig verbunden, Schnitt C-C. Der Rotor R ist in einem aus den Segmenthebeln Z_1 und Z_3 bestehenden starren Rahmen gelagert und mit diesem um die Achse D_0 schwenkbar angeordnet. Er wird mit diesen Segmenthebeln aus der gleichachsigen Lage exzentrisch zu den Achsen A_0 und C_0 mit Hilfe des Handrades H , des Schneckentriebes S und S_R und den

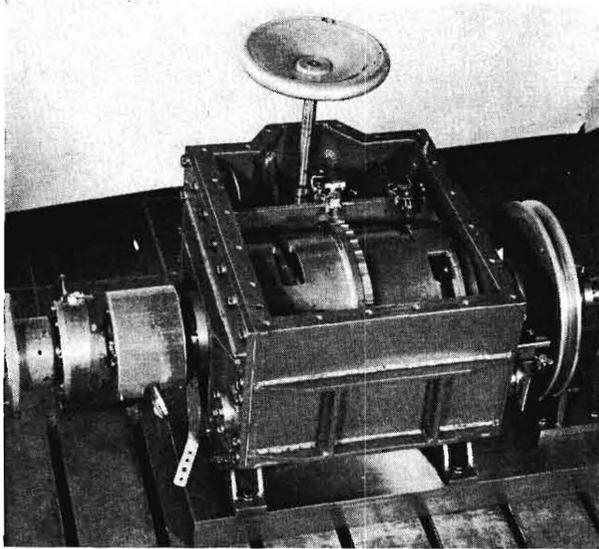


Bild 14. Lichtbild des ausgeführten stufenlos verstellbaren Schaltwerksgetriebes nach Bild 13.

Zahnrädern z_2 und z_4 verschwenkt, und damit kann die auf den Segmenthebeln befindliche Rotorachse B_0 exzentrisch zu den Achsen A_0 und C_0 bewegt werden. Der Rotor R gibt seine Bewegung über die Koppelhebel $A_V B_V$ bis $A_{VIII} B_{VIII}$ wie in der ersten Getriebegruppe auf die Freiläufe F_V bis F_{VIII} weiter, die als Einwegkupplungen nacheinander die Maximalwerte der Teilbewegungen auf die Abtriebswelle C_0 weiterleiten, Schnitt B-B.

Die Antriebswelle A_0 und die Abtriebswelle C_0 sind gleichachsrig gelagert. Beide stützen sich in zwei Wälzlagern gegenseitig ab. Wenn die Rotorachse B_0 mit den Achsen A_0 und C_0 zusammenfällt, wirken sämtliche Teilgetriebe als in einer Drehrichtung starre Kupplungen. Sobald aber eine Exzentrizität eingestellt wird, entstehen ungleichförmige Umlaufbewegungen, deren Spitzenwerte von den Freiläufen weitergeleitet werden und dadurch in der beschriebenen Weise eine Erhöhung der Abtriebsdrehzahl an der Welle C_0 bewirken.

Von der Welle A_0 wird über die Freilaufgruppen F_I bis F_{IV} bei exzentrischer Einstellung eine Drehzahlerhöhung des Rotors R bewirkt, dessen Drehzahl wiederum durch die Freilaufgruppen F_V bis F_{VIII} zu einer Erhöhung der Drehzahl der Abtriebswelle C_0 führt. Bei geringer exzentrischer Verstellung des Rotors R und damit geringen Ungleichförmigkeiten ergibt sich, wie bereits erwähnt, eine starke Drehzahlerhöhung durch die Hintereinanderschaltung der beiden Getriebegruppen. Ein zusätzlicher Vorteil ist, daß der Rotor R als Verstellglied nur innere Bewegungen weiterzuleiten hat, womit konstruktive Vereinfachungen verbunden sind. **Bild 14** zeigt die Ansicht des ausgeführten Getriebes III. Seine Freiläufe sind für ein Höchstdrehmoment von 8 kpm vorgesehen.

Versuchsgetriebe IV

Mit etwas höherem konstruktiven Aufwand ist es möglich, bei unverändertem Verstellbereich noch geringere Ungleichförmigkeiten und damit geringere Massenbeschleunigungen in den Teilgetrieben zu erzielen, ohne die Gesamtzahl der Freiläufe erhöhen zu müssen. In **Bild 15** ist das Getriebe IV dargestellt, bei dem wieder Antriebswelle A_0 und Abtriebswelle C_0 gleichachsrig gelagert sind und das aus vier hintereinander geschalteten Getriebegruppen besteht. In der ersten Getriebegruppe sind die Innenringe der Freiläufe F_I und F_{II} fest mit der Antriebswelle A_0 verbunden. Die Bewegung wird auf den Rotor R_I und von dort auf die Getriebegruppen mit den Freiläufen F_{III} und F_{IV} weitergeleitet, deren Innenringe zusammen mit den Innenringen der Freiläufe F_V und F_{VI} fest auf einer Zwischenwelle sitzen. Von den Freiläufen F_V und F_{VI} geht die Bewegung auf einen zweiten Rotor R_{II} , der im ersten Rotor R_I drehbar gelagert ist. Schließlich erhält die Abtriebswelle C_0 ihre Bewegungsimpulse vom Rotor R_{II} über die beiden letzten Teilgetriebe, deren Freilaufinnenringe F_{VII} und F_{VIII} mit Welle C_0 fest verbunden sind.

Der Rotor R_I und mit ihm der Rotor R_{II} werden mit Hilfe des Handrades H über die Schnecke S , das Schneckenrad S_R und die Ritzel z_2 und z_4 , die mit den Segmentverzahnungen z_1 und z_3 im Eingriff stehen, um die Achse D_0 verschwenkt. Fallen die Rotorachsen B_0 mit den Achsen A_0 und C_0 in eine Flucht, so ist eine direkte Übertragung über alle beweglichen Teile vorhanden, d. h., das Übersetzungsverhältnis 1:1 ist eingestellt. Bei Verschwenkung des Rotors R_I mit dem Rotor R_{II} werden in den einzelnen Getriebegruppen wieder die jeweiligen Höchstgeschwindigkeiten weitergeleitet, und es stellt sich ein Gesamtübersetzungsverhältnis ein, das dem Produkt aus den vier Einzelübersetzungsverhältnissen entspricht.

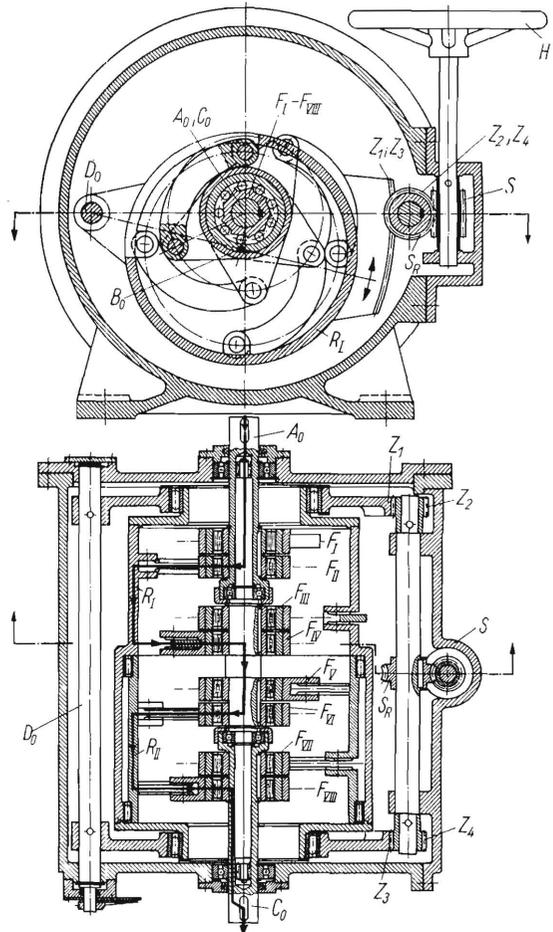


Bild 15. Stufenlos verstellbares Schaltwerksgetriebe (Ausführung IV) mit vier hintereinander geschalteten Getriebegruppen, bestehend aus je zwei parallel zueinander angeordneten Doppelkurbeln.

Da es bei den Versuchsgetrieben zunächst darauf ankam, grundsätzliche Betrachtungen über die Geschwindigkeiten und Kräfte ohne Berücksichtigung der Reibungsverluste anzustellen, wurden die ersten beiden Getriebe mit Gleitlager ausgerüstet. Das Versuchsgetriebe III dagegen erhielt Wälzlager, um damit auch Langzeitversuche durchführen zu können.

Kinematische Grundlagen der Schaltwerksgetriebe

Das **Versuchsgetriebe II** besteht aus sechs einfachen, parallel geschalteten Doppelkurbelgetrieben. Deshalb sollen zunächst für dieses Getriebe die kinematischen Grundlagen behandelt werden.

In **Bild 16** ist das Getriebeschema der Übersichtlichkeit wegen nur für drei Doppelkurbeln aufgezeichnet worden, die Untersuchtungen sind aber ohne weiteres sinngemäß auf sechs solcher Getriebe übertragbar. Bei drei Doppelkurbeln sind deren drei Antriebskurbeln a_I, a_{II} und a_{III} , die in Bild 11 durch den Rotor dargestellt werden, um je 120° zueinander versetzt. Bei einer durch den Verstellmechanismus, in Bild 16 durch den Hebel

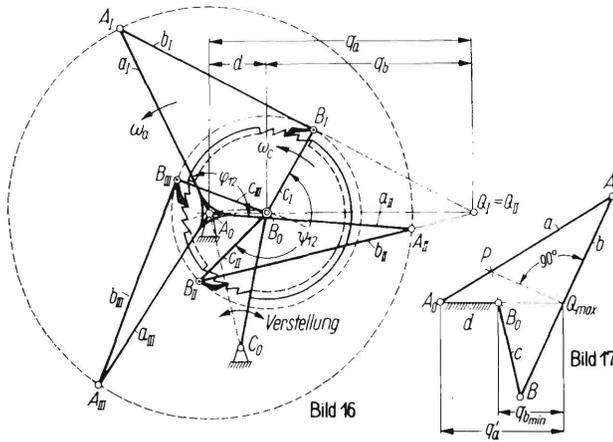


Bild 16 und 17. Schematische Darstellung des Versuchsgetriebes II nach Bild 11 mit drei Teilgetrieben. Übersetzungsverhältnisse im Augenblick der Bewegungsübergabe.

Bild 17 Stellung eines Teilgetriebes bei maximalem Übersetzungsverhältnis.

C_0B_0 gekennzeichnet, eingestellten Gestellänge $A_0B_0 = d$ stellen sich über die Koppeln b_I, b_{II} und b_{III} die Abtriebshebel c_I, c_{II} und c_{III} mit unterschiedlichen Winkellagen zueinander ein. Die Freiläufe sind hier durch Sperrklinken, die in ein Abtriebsperrrad eingreifen, schematisch dargestellt.

Das augenblickliche Übersetzungsverhältnis²⁾ wird durch den Quotienten aus Abtriebswinkelgeschwindigkeit ω_c und Antriebswinkelgeschwindigkeit ω_a ausgedrückt:

$$i' = \frac{\omega_c}{\omega_a} \quad \dots \dots (1)$$

Das Verhältnis i' läßt sich entsprechend Bild 16 geometrisch durch die Entfernungen q_a und q_b des Relativpoles Q_I von den Lagerpunkten A_0 und B_0 ausdrücken, wenn der Pol Q_I als Schnittpunkt des Gestells A_0B_0 mit der Koppel $b_I = A_1B_1$ definiert ist:

$$i' = \frac{q_a}{q_b} = \frac{\omega_c}{\omega_a} \quad \dots \dots (2)$$

Es gibt nun eine bestimmte Getriebelage, gekennzeichnet durch die Rotorlage $A_I A_{II} A_{III}$, in der die Abtriebswinkelgeschwindigkeiten der Hebel c_I und c_{II} gleich groß sind; die erstere fällt ab, die zweite steigt an. Dies entspricht der Übergabe der Abtriebsbewegung von einem Freilauf zum anderen. Diese Getriebelage läßt sich so konstruieren, daß die Relativpollagen Q_I und Q_{II} zusammenfallen, daß sich also die Koppeln $b_I = A_1B_1$ und $b_{II} = A_{II}B_{II}$ in einem Punkt $Q_I = Q_{II}$ auf dem Gestell A_0B_0 schneiden. Das sich hier aus den Strecken q_b und q_a ergebende Übersetzungsverhältnis soll mit i'_u bezeichnet werden.

Durchläuft die Antriebskurbel a von A_0A_{II} bis A_0A_I , also für die Dauer des tatsächlichen Zwanglaufes mit dem zugehörigen Freilauf den sogenannten Phasenversetzungswinkel φ_{12} , so legt die Abtriebsschwinge c von B_0B_{II} bis B_0B_I den geometrisch bestimmten Winkel ψ_{12} zurück. Damit ist das mittlere (durchschnittliche) Übersetzungsverhältnis:

$$i'_m = \frac{\psi_{12}}{\varphi_{12}} \quad \dots \dots (3)$$

Das in einem Gelenkviereck auftretende maximale Übersetzungsverhältnis i'_{max} läßt sich ebenfalls geometrisch darstellen [33; 34]. Nach Bild 17 entsteht i'_{max} , wenn der Relativpol Q seine Lage Q_{max} mit der kürzesten Entfernung q_{bmin} von B_0 einnimmt. In dieser Lage muß die Senkrechte, die man in Q_{max} auf $b = AB$ errichtet, durch den augenblicklichen Pol P als Schnittpunkt von $a = A_0A$ und $c = B_0B$ gehen. Das maximale Übersetzungsverhältnis ist:

$$i'_{max} = \frac{q'_a}{q_{bmin}} \quad \dots \dots (4)$$

²⁾ Die Bezeichnung i' wird hier gewählt, weil nach DIN 868 das Übersetzungsverhältnis $i (= 1/i')$ als das Verhältnis der Antriebsdrehzahl zur Abtriebsdrehzahl angegeben ist.

In Bild 18 sind für die drei Freiläufe in Bild 16 die drei sich überschneidenden Geschwindigkeitsverläufe erkenntlich. Da man bei derartigen kinematischen Betrachtungen meist mit gleichbleibender Antriebsgeschwindigkeit ω_a rechnet, kann man an Stelle der Winkelgeschwindigkeit ω_c auch die Übersetzungsverhältnisse i' auftragen. Für die Übertragung auf die Freiläufe sind die Werte i'_{max} und i'_u maßgebend. Trägt man den Verlauf der Übersetzungsverhältnisse über den Kurbelwinkel φ auf, so ist dieser bei gleichförmig umlaufender Kurbel a proportional der Zeit t , so daß an die Abszisse auch die Zeit als Maßstab angeschrieben werden kann.

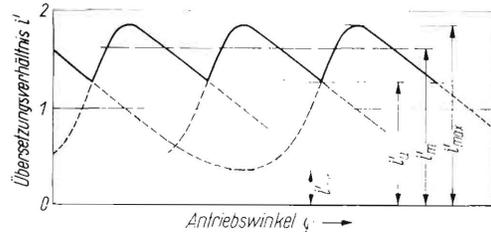


Bild 18. Resultierende Abtriebsgeschwindigkeit des Versuchsgetriebes II mit drei Teilgetrieben nach Bild 16 und 17. Bei konstanter Antriebsgeschwindigkeit ω_a kann an die Abszisse auch die Zeit als Maßstab und an die Ordinate die Abtriebsgeschwindigkeit ω_c angeschrieben werden.

Zur Berechnung des Ungleichförmigkeitsgrades ∂ wird immer für die mittlere Abtriebsgeschwindigkeit bzw. für das mittlere Übersetzungsverhältnis i'_m das algebraische Mittel aus i'_{max} und i'_u , also

$$i'_m = \frac{i'_{max} + i'_u}{2}$$

eingesetzt [35]. Da die mittlere Geschwindigkeit bzw. das mittlere Übersetzungsverhältnis aber eindeutig entsprechend Gl. (3) aus dem Getriebeschema abgegriffen werden kann, sollte dieser wahre Wert auch zur Berechnung des Ungleichförmigkeitsgrades verwendet werden [36]. Dann gibt es einen oberen Ungleichförmigkeitsgrad ∂_a und einen unteren Ungleichförmigkeitsgrad ∂_u , die einander im allgemeinen nicht gleich sind. Die Summe beider ergibt den Gesamtungleichförmigkeitsgrad ∂_{ges} :

$$\partial_a = \frac{i'_{max} - i'_m}{i'_m} \quad \dots \dots (5)$$

$$\partial_u = \frac{i'_m - i'_u}{i'_m} \quad \dots \dots (6)$$

$$\partial_{ges} = \partial_a + \partial_u = \frac{i'_{max} - i'_u}{i'_m} \quad \dots \dots (7)$$

Die vier Teilgetriebe des Versuchsgetriebes I bestehen — wie bereits erwähnt — aus je zwei hintereinander geschalteten Doppelkurbelgetrieben (Bild 9). Nach Bild 19 steht in der Stellung I des Getriebes die Antriebskurbel $a_I = A_0A_I$ über die Koppel $b_I = A_1B_1$ mit dem Zwischenhebel $c_I - c'_I = B_1B_0B'_I$ in gelenkiger Verbindung, der wiederum über die Koppel $e_I = B'_IF_I$ den Abtriebshebel $f_I = A_0F_I$ antreibt. Da Antriebshebel a_I und Abtriebshebel f_I in demselben Gestellpunkt A_0 gelagert sind, liegt ein sogenanntes rückkehrendes Getriebe vor. Die Verstellung erfolgt durch Verschieben von Punkt B_0 , und wenn dieser mit A_0 zusammenfällt, ist Gleichgang zwischen An- und Abtrieb, also ein Übersetzungsverhältnis $i' = 1$ vorhanden.

Bei vier parallel angeordneten Teilgetrieben sind die Antriebskurbeln $a_I, a_{II}, a_{III}, a_{IV}$ um je 90° zueinander versetzt; dieser Winkel φ bestimmt auch den Augenblick der Übergabe der Bewegung von einem Freilauf zum anderen. Bild 19 zeigt die Getriebestellungen I und II zweier Teilgetriebe in dem Augenblick, in dem bei beiden das gleiche Übersetzungsverhältnis i'_u auftritt. Das Gesamtübersetzungsverhältnis i'_I ergibt sich aus den Einzelübersetzungsverhältnissen der beiden hintereinander geschalteten Gelenkvierecke [37]. Im ersten Gelenkviereck findet man den Relativpol Q_{bI} als Schnittpunkt von A_1B_1 mit A_0B_0 , im nachgeschalteten Gelenkviereck den Relativpol Q_{eI} als

Schnittpunkt von B_1F_1 mit A_0B_0 . Man zeichnet durch A_0 und B_0 zwei beliebige Parallelen und trägt auf der durch A_0 gehenden Parallele eine Strecke $A_0D = „1“$ ab. Die Gerade $Q_{eI}D$ schneidet die andere, durch B_0 gehende Parallele in G_1 . Die Verbindung von Q_{bI} mit G_1 schneidet A_0D in E . Mit A_0E ist das Übersetzungsverhältnis i'_{II} gegeben:

$$i'_{II} = \frac{\omega_{rI}}{\omega_a} = \frac{A_0E}{A_0D} = \frac{A_0E}{„1“} \dots (8).$$

Die Übergabe von einem Freilauf zum anderen findet statt, wenn $i'_{II} = i'_{III}$ ist. In der Getriebebestellung II sind also die Pole Q_{bII} und Q_{eII} zu bestimmen. In Bild 19 liegt Q_{eII} als Schnittpunkt von $B'_{II}F_{II}$ mit A_0B_0 außerhalb der Zeichenebene. Um eine Verbindungsgerade von Q_{eII} mit D zu erhalten, braucht man nur ein Hilfsdreieck A_0HD mit beliebiger Lage von H auf $B'_{II}F_{II}$ und dazu ein ähnliches Dreieck $A_0H'D'$ mit A_0 und H' auf A_0B_0 und $B'_{II}F_{II}$ zu zeichnen, und hat mit $D'D$ die Gerade von Q_{eII} nach D . Diese Gerade schneidet B_0G_1 in G_{II} . Der Schnittpunkt von $A_{II}B_{II}$ mit A_0B_0 ergibt den Pol Q_{bII} . Verbindet man diesen Pol mit G_{II} , so muß diese Gerade durch E gehen, damit in den Lagen I und II die Übersetzungsverhältnisse einander gleich sind.

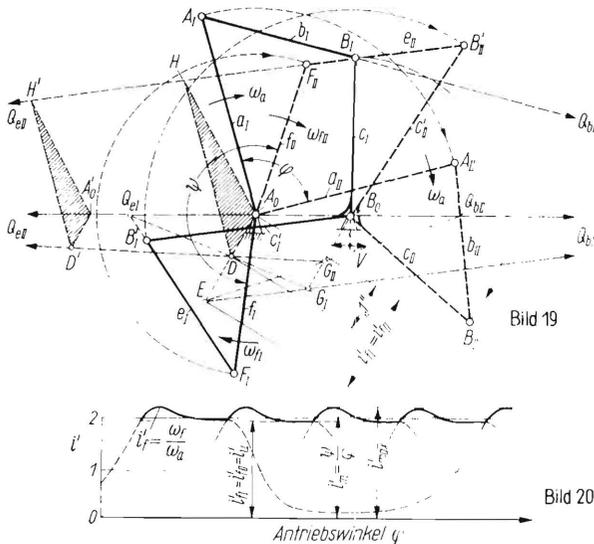


Bild 19 und 20. Schematische Darstellung des Versuchsgetriebes I nach Bild 9. Übersetzungsverhältnisse im Augenblick der Bewegungsübergabe von einem Teilgetriebe zum anderen.

Bild 20: Resultierende Abtriebsgeschwindigkeit dieses Getriebes mit vier Teilgetrieben.

Die Übereinstimmung von $i'_{II} = i'_{III}$ läßt sich nur durch Probieren erreichen, indem man verschiedene Getriebeagen I und II mit unterschiedlichen Stellungen der Kurbellagen a_I und a_{II} zum Gestell A_0B_0 aufzeichnet. Dem Kurbelwinkel φ entspricht ein genau bestimmbarer Antriebswinkel ψ und das mittlere Übersetzungsverhältnis ist auch hier nach Gl. (3) definiert.

Das Hintereinanderschalten der Gelenkvierecke wurde so gewählt, daß ein möglichst kleiner Ungleichförmigkeitsgrad zustande kommt. Die i' -Kurven haben im Maximalbereich einen flachen Verlauf, so daß mit vier Getriebeaggregaten eine verhältnismäßig gut geglättete Abtriebsgeschwindigkeit, entsprechend **Bild 20**, entsteht.

Das **Versuchsgetriebe III** (Bild 13) hat zwei hintereinander geschaltete Getriebegruppen, die sich dadurch voneinander unterscheiden, daß bei der ersten Gruppe ein Satz Freiläufe am Antrieb und in der zweiten Gruppe ein zweiter solcher Satz am Abtrieb angeordnet sind. Dies führt zunächst zu einer Bewegung des Rotors im Inneren des Getriebes, die sich bei vier Freiläufen aus vier Impulsen zusammensetzt. Diese Bewegung des Rotors c ist in **Bild 21** aus dem Verlauf des Übersetzungsverhältnisses $i'_c = \omega_c/\omega_a$ (ω_a = Antriebswinkelgeschwindigkeit) abzulesen. Sie wird vom Rotor aus in der zweiten Getriebegruppe wiederum über vier Freiläufe auf die Abtriebs-

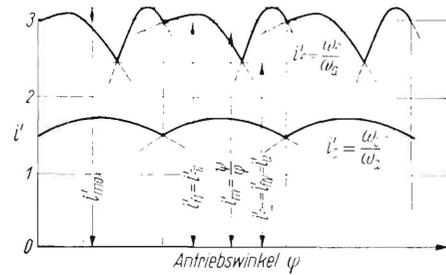


Bild 21. Resultierende Abtriebsgeschwindigkeit und Rotorgeschwindigkeiten des Versuchsgetriebes III nach Bild 13.

welle mit je vier Impulsen weitergeleitet. Auf diese Weise entsteht eine resultierende Abtriebsgeschwindigkeit ω_r , die dem Übersetzungsverhältnis $i'_r = \omega_r/\omega_a$ (ω_r = Abtriebswinkelgeschwindigkeit) proportional ist. Die Abtriebsgeschwindigkeit setzt sich bei einer Umdrehung des Rotors aus vier periodisch wiederkehrenden Doppelkuppen zusammen (Bild 21)³⁾. Die Bewegungsübergabe $i'_{II} = i'_{III}$ ist durch die erste Getriebegruppe, die Übergabe $i'_{III} = i'_{IV}$ durch die zweite Getriebegruppe bedingt.

Tafel 1 zeigt einen Vergleich der theoretischen Ungleichförmigkeitsgrade für die drei Versuchsgetriebe, wobei in allen drei Fällen das gleiche mittlere Übersetzungsverhältnis $i'_m = 2,0$ zugrunde gelegt wurde.

Tafel 1. Ungleichförmigkeitsgrade der drei Versuchsgetriebe.

	Versuchsgetriebe				
	Ausführung I	Ausführung II		Ausführung III	
		6 Freiläufe	2 Freiläufe	Rotor	2 x 4 Freiläufe
				Abtrieb	
i'_m	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0
δ_a	6,0%	8,0%	40,0%	4,5%	3,0%
δ_u	2,8%	11,0%	43,5%	6,1%	7,1%
δ_{ges}	8,8%	19,0%	83,5%	10,6%	10,1%

Doppelkurbelgelenkvierecke

Für die stufenlos verstellbaren Schaltwerksgetriebe bieten sich vor allem wegen ihres einfachen Aufbaues die Doppelkurbelgetriebe an. Es kommt nun darauf an, die für die jeweilige Anordnung günstigsten Doppelkurbeln zu finden. Das Hauptziel beim Versuchsgetriebe I war die Erzeugung einer möglichst gleichförmigen Abtriebsbewegung bei möglichst wenigen Freiläufen. Das maximal erreichbare Übersetzungsverhältnis hängt von der größten Verstellung, also von der größten Gestellänge A_0B_0 ab. Mit wachsender Gestellänge wird bei gleichbleibenden Abmessungen der übrigen Getriebeglieder die Güte der Bewegungsübertragung herabgesetzt. Diese Übertragungsgüte kann sehr einfach durch den sogenannten Übertragungswinkel μ gekennzeichnet werden [38], der im Gelenkviereck der Winkel zwischen Abtriebsglied und Übertragungskoppel ist. Wird dieser Winkel 0° oder 180° , so ist keine Übertragung möglich. Die Übertragung ist bei $\mu = 90^\circ$ am günstigsten. Es ist zweckmäßig, den Winkel μ immer als spitzen Winkel, entweder als Innen- oder Außenwinkel, zu messen und dessen Abweichung von 90° zur Beurteilung heranzuziehen.

Bei der Doppelkurbel kommen bei einer Umdrehung der Antriebskurbel A_0A zwei Sonderwerte μ_{1min} und μ_{2min} dann zustande, wenn sich die Kurbel A_0A mit dem Gestell A_0B_0 deckt, **Bild 22.** Ein Doppelkurbelgetriebe wird als übertragungsgünstigstes Getriebe bezeichnet, wenn in diesen beiden Lagen $A_0A_1B_1B_0$ und $A_0A_2B_2B_0$ beide Extremwerte gleich sind: $\mu_{1min} = \mu_{2min}$. Für jeden Winkel μ_{min} gibt es unendlich viele Doppelkurbeln, die auf den Winkel ψ_u zwischen den Lagen B_0B_1 und B_0B_2 des Abtriebshebels bezogen werden [39]. Die Lage A_0ABB_0 kennzeichnet das Zustandekommen des größten Übersetzungsverhältnisses dann, wenn die Polgerade PQ im Punkt Q senkrecht auf der Koppel AB steht (vgl. Bild 17).

³⁾ Einzelheiten über die kinematischen Zusammenhänge im Versuchsgetriebe III werden in den VDI-Berichten Nr. 77 veröffentlicht werden.

um auch in diesem Extremfall die Drehmomente und Bewegungen mit den theoretischen Werten vergleichen zu können. Das Bild zeigt am oberen Rand die Zeitmarken t , ferner die sinusförmige Kurve des Meßgenerators für die Bestimmung der durchlaufenen Winkel φ^* bzw. der Winkelgeschwindigkeit $\omega_a = d\varphi^*/dt$ der Antriebswelle sowie eine ebensolche Kurve für die Bestimmung des durchlaufenen Winkels ψ^* bzw. der Winkelgeschwindigkeit $\omega_c = d\psi^*/dt$ der Abtriebswelle⁴⁾. Da sich im Getriebe II zwischen Antriebswelle und Rotor (Bild 11) ein Zahnradpaar mit dem Übersetzungsverhältnis 2:1 befindet, entspricht die Entfernung zwischen zwei Amplitudenspitzen bei der φ^* -Kurve einem am Rotor durchlaufenen Winkel von $4,5^\circ$, bei der ψ^* -Kurve einem Winkel von 9° . Der Verlauf des Antriebsdrehmomentes ist aus der Kurve M_a und derjenige des Abtriebsdrehmomentes aus der Kurve M_c zu erkennen.

Nimmt man die gemessene Zeit $t_{\varphi} = 360^\circ$ für eine Umdrehung des Rotors (80 Spitzen der Kurve φ^*) und die gemessene Zeit $t_{\psi} = 360^\circ$ für eine Umdrehung der Abtriebswelle (40 Spitzen der Kurve ψ^*), so erhält man das mittlere, gemessene Übersetzungsverhältnis:

$$i^*_{m} = \frac{\omega_c}{\omega_a} = \frac{t_{\varphi} = 360^\circ}{t_{\psi} = 360^\circ} \dots \dots \dots (9).$$

Man kann aber auch für eine bestimmte Länge die zugehörigen Winkel, z. B. $\varphi^* = 360^\circ$ und $\psi^* = 474^\circ$ (oder auch nur die zugehörigen Zahlen der Amplitudenspitzen) zueinander ins Verhältnis setzen und erhält

$$i^*_{m} = \frac{\psi^*}{\varphi^*} \dots \dots \dots (10).$$

Zunächst sollen die wesentlichen Unterschiede zwischen den beiden genannten Belastungsarten aufgezeigt werden. In **Bild 26** sind für zwei Freiläufe des Versuchsgetriebes II der gemessene Abtriebswinkel ψ^* und das gemessene Übersetzungsverhältnis $i^* = \omega_c/\omega_a$ den theoretischen Werten ψ und i' gegenübergestellt worden. Die Belastung findet durch einen Bremsgenerator, also mit Schwungmasse, statt. Es ist zu erkennen, daß i' zu Beginn größer als i^* auftritt, daß hier also, wie auch aus ψ und ψ^* ersichtlich ist, ein geringer Schlupf eintritt, d. h., daß die tatsächliche Abtriebswinkelgeschwindigkeit kleiner ist als der theoretische Wert. Dann aber setzt ein anwachsendes Voreilen der Abtriebswelle, bedingt durch die Schwungmasse des Bremsgenerators, ein.

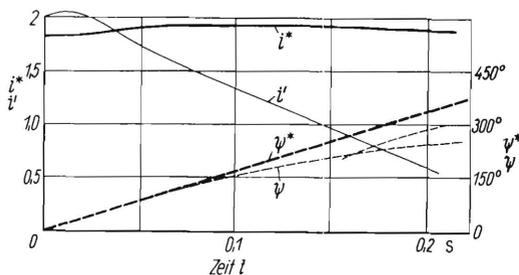


Bild 26. Schlupf und Überholbewegungen im Versuchsgetriebe II bei Belastung durch einen Bremsgenerator (mit Schwungmasse).

Grundsätzlich anders liegen die Verhältnisse bei Belastung durch eine Reibungsbremse mit sehr geringer Masse, **Bild 27 und 28**. Das Oszillogramm läßt gegenüber Bild 25 sofort die starke Veränderlichkeit der Zeitabschnitte für die Winkelintervalle $\psi^* = 9^\circ$ und damit der Abtriebswinkelgeschwindigkeit ω_c erkennen. Das gemessene Übersetzungsverhältnis i^* pendelt relativ zum theoretischen Verlauf i' nach oben und unten, d. h., es wechseln sich stetig Vor- und Nacheilen ab. Wesentlich ist aber, daß in Bild 28 hinsichtlich der Abtriebswinkelgeschwindigkeit, wenn überhaupt, nur ein geringes Voreilen auftritt. Die Schwankungen zwischen Voreilen und Nacheilen brauchen nicht unbedingt als Schlupf in den Freiläufen aufzutreten; sie können auch durch elastische Verformungen in den Teilgetrieben bedingt sein.

⁴⁾ Im folgenden werden alle gemessenen Winkel und Übersetzungsverhältnisse mit einem * versehen; die theoretisch sich ergebenden Werte bleiben dagegen ohne Stern.

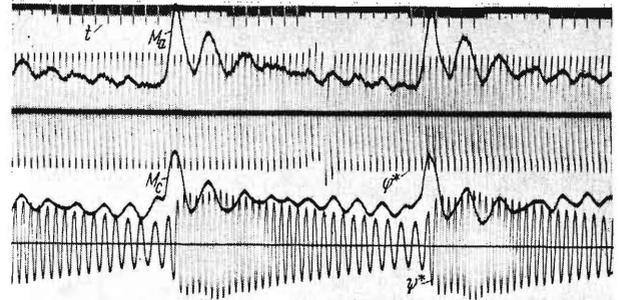


Bild 27. Oszillogramme von den Drehmomenten und den Bewegungsverhältnissen in der An- und Abtriebswelle des Schaltwerksgetriebes II bei Belastung durch eine Reibbremse.

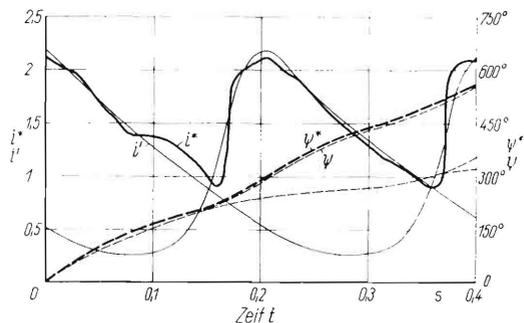


Bild 28. Schlupf und Überholbewegungen im Versuchsgetriebe II bei Belastung durch eine Reibbremse.

In **Bild 29 und 30** sind für das Versuchsgetriebe II die mittleren Übersetzungen i'_m (theoretisch) und i^*_m (gemessen) in Abhängigkeit von den Verstellungen des Getriebes (verschiedene Gestellänge d) aufgetragen worden. Die mittleren Übersetzungen sind bei Belastung mit Generator durch den Index G, diejenigen mit Reibungsbremse mit dem Index R gekennzeichnet. In Bild 29 sind die Verhältnisse für sechs Freiläufe und in Bild 30 für zwei Freiläufe dargestellt. Sie sind den entsprechenden theoretischen Verläufen i'_m gegenübergestellt worden. Um diese theoretischen Verläufe mit dem im Getriebe bei Leerlauf vorhandenen mittleren Übersetzungsverhältnissen zu vergleichen, wurden bei den einzelnen Einstellstufen bei einer möglichst großen Anzahl von Umdrehungen von Hand an der Antriebswelle die zugehörigen Umdrehungen an der Abtriebswelle gezählt und dabei überraschend gute Übereinstimmungen erzielt.

Aus Bild 29 ist ersichtlich, daß die bei der Belastung durch die Reibbremse entstandene Kurve i^*_{mR} unter der theoretischen Kurve i'_m liegt und ein durchschnittlicher Schlupf vorhanden ist, der sich z. B. bei einer Gestellänge $d = 25$ mm zu 2,3% und bei $d = 35$ mm zu 4,5% errechnet. Bei Generatorbelastung mit Schwungmasse ist dagegen ein Voreilen der Abtriebswelle von 2,5 bzw. von 2% vorhanden. Die Kurven für zwei Freiläufe (Bild 30) zeigen sowohl bei i^*_{mG} als auch bei i^*_{mR} ein Voreilen. Aus Bild 28 war ersichtlich, daß Schlupf und Voreilen sich während einer Umdrehung bzw. während einer Eingriffsperiode abwechseln; die Kurve i^*_{mR} in Bild 30 zeigt aber, daß im Mittel über mehrere Perioden hinweg das Voreilen überwiegt. Gegenüber der Kurve i^*_{mR} mit denselben Bremslastbedingungen (Bremsdrehmoment $M_c = 3$ kpm) reicht also u. U. die geringe Schwungmasse der Bremstrommel aus, um den zeitweise auftretenden Schlupf zu übersteigen. Bei sechs Freiläufen sind die Stöße und damit die Rückprallbeschleunigungen nicht so groß, so daß hier der Kontakt in den Freiläufen länger erhalten bleibt. Aussagen über die tatsächlichen Vorgänge im Freilauf selbst können im Rahmen der vorliegenden Untersuchungen nicht gemacht werden.

Das Versuchsgetriebe I hat vier Teilgetriebe mit vier Freiläufen. Sein Ungleichförmigkeitsgrad ist mit 8,8% der niedrigste aller drei Versuchsgetriebe, weil hier durch Hintereinanderschalten je zweier Doppelkurbeln ein flacher Verlauf im Maximum der Abtriebswinkelgeschwindigkeit angestrebt wurde. **Bild 31** zeigt, daß sowohl das Übersetzungsverhältnis i^*_{mG} bei Dreh-

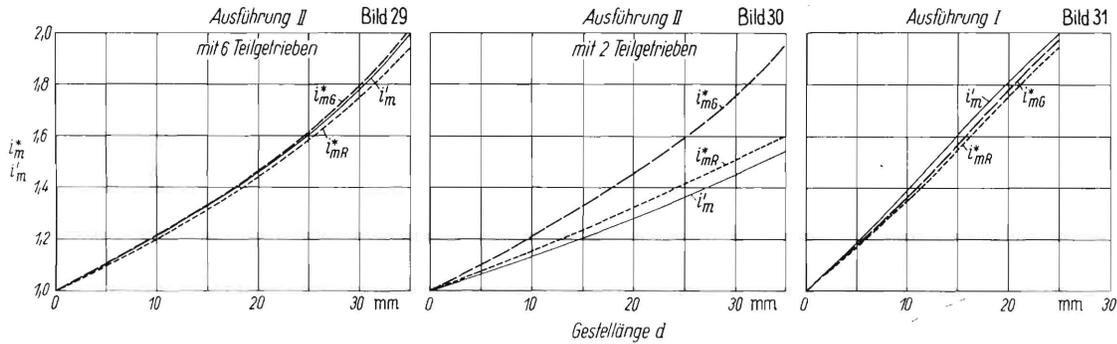


Bild 29 und 30. Vergleich der mittleren Übersetzungen i'_m (theoretisch) und i^*_m (gemessen) in Abhängigkeit von den Verstellungen bzw. von der Gestelllänge d bei dem Versuchsgetriebe II mit zwei oder sechs Teilgetrieben.

- i^*_{mG} mittlere gemessene Übersetzung bei Generatorbelastung (Bremsmoment $M_c = 3 \text{ kpm}$)
- i^*_{mR} mittlere gemessene Übersetzung bei Reibbremsbelastung (Bremsmoment $M_c = 3 \text{ kpm}$)
- i'_m mittlere theoretische Übersetzung

massenbelastung als auch i^*_{mR} bei Bremsbelastung unter dem theoretischen Wert i' liegen, daß hier also in beiden Fällen ein Nacheilen und damit ein Schlupf eintritt. Die Beschleunigungen der Schwungmasse sind hier so gering, daß der Schlupf überwiegt.

In Bild 32 sind für das Versuchsgetriebe III die Vergleiche zwischen den Übersetzungsverhältnissen dadurch erweitert worden, daß für drei verschiedene Bremsmomente die Verläufe i^*_{mG} (Generatorbelastung) und i^*_{mR} (Reibbremsbelastung) ermittelt wurden. Sämtliche Kurven für die Generatorbelastungen zeigen ein Voreilen an; bei Bremsbelastungen ist bei den größeren Bremsmomenten ein Schlupf vorhanden, der sich mit größer werdender Gestelllänge in ein Voreilen umwandelt.

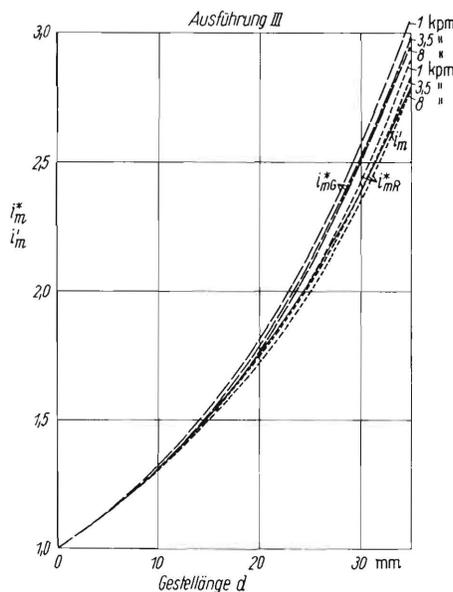


Bild 32. Vergleich der mittleren Übersetzungen i^*_m und i'_m bei dem Versuchsgetriebe III.

Die Kurven der Übersetzungsverhältnisse zeigen, daß Schlupf- und Überholvorgänge von der Art der Belastung, von dem Bewegungsgesetz der Teilgetriebe, von der Anzahl der Freiläufe und damit vom Ungleichförmigkeitsgrad abhängen.

Wirkungsgrad

Die Versuchsgetriebe I und II sind mit Gleitlagern, das Versuchsgetriebe III mit Wälzlagern ausgerüstet worden. Deshalb können keine Vergleiche bezüglich der absoluten Werte des Wirkungsgrades angestellt werden. Um so aufschlußreicher ist aber der Verlauf des Wirkungsgrades bei verschiedenen Einstellungen und Belastungen des Getriebes.

Bild 31. Vergleich der mittleren Übersetzungen i'_m und i^*_m bei dem Versuchsgetriebe I mit vier Freiläufen.

- i^*_{mG} bei $M_c = 2,3 \text{ kpm}$ (Generatorbelastung)
- i^*_{mR} bei $M_c = 2,9 \text{ kpm}$ (Reibbremsbelastung)

Der Wirkungsgrad ist aus den Oszillogrammen leicht zu bestimmen. Aus dem Verlauf des Antriebsdrehmomentes M_a und des Abtriebsdrehmomentes M_c , Bild 33, werden durch Planimetrieren die mittleren Werte M_{am} und M_{cm} und daraus die jeweils aufgenommene und abgegebene Arbeit der Getriebe ermittelt.

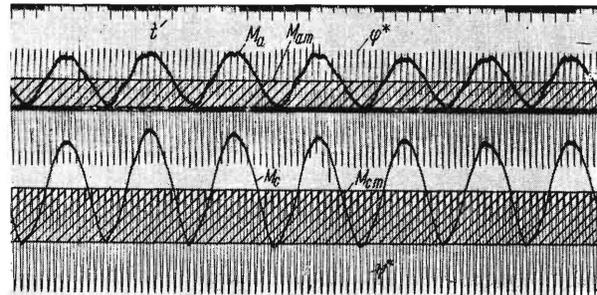


Bild 33. Oszillogramm des Versuchsgetriebes II zur Bestimmung des Wirkungsgrades $\eta = M_c \omega_c / M_a \omega_a$.

In Bild 34 ist für das Versuchsgetriebe II der Wirkungsgrad in Abhängigkeit von dem bei den Versuchen sich ergebenden mittleren Übersetzungsverhältnis i^*_m aufgetragen, und zwar für drei verschiedene, an der Abtriebswelle wirkende mittlere Bremsmomente. Auffallend ist der starke Abfall des Wirkungsgrades bei kleiner Belastung, ganz besonders aber der Umstand, daß der Wirkungsgrad bei einem Übersetzungsverhältnis von 1:1 niedriger ist als bei einem höheren. Der Wirkungsgrad steigt mit dem Übersetzungsverhältnis bis zu einem Maximum an und fällt danach wieder ab. In welchem Maße

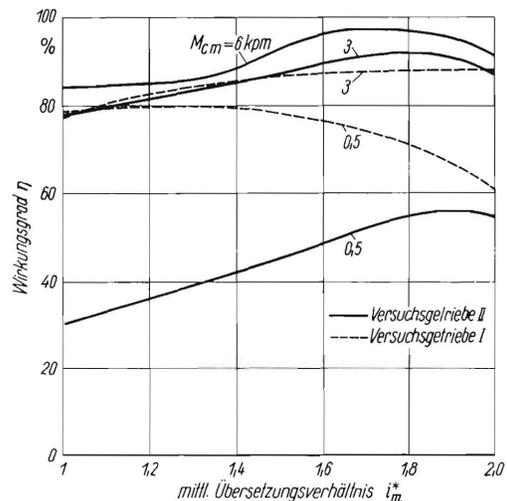


Bild 34. Wirkungsgrad η der Versuchsgetriebe II und I in Abhängigkeit von dem jeweils eingestellten Übersetzungsverhältnis i^*_m und für verschiedene statische Bremsmomente M_c .

- Versuchsgetriebe II mit 6 Freiläufen
- - - Versuchsgetriebe I mit 4 Freiläufen

hierbei das mit der Verstellung veränderliche Bewegungsgesetz der Teilgetriebe (Doppelkurbeln) einen Einfluß hat, muß einer späteren, eingehenden Untersuchung vorbehalten bleiben. Da bei ungleichförmig übersetzenden Getrieben im allgemeinen der Wirkungsgrad keine allzu große Rolle spielt, gibt es über dessen Ermittlung nur wenige Untersuchungen [41]. Die hier behandelten stufenlos verstellbaren Schaltwerksgetriebe dienen aber zur unmittelbaren Leistungsweiterleitung, weshalb es wichtig wird, durch entsprechende Meßverfahren die Größe des Wirkungsgrades als Unterlage für die Konstruktion kennenzulernen. Beim Versuchsgetriebe I in Bild 34 verlaufen die Kurven für 0,5 kpm und für 3 kpm grundsätzlich verschieden, indem die erstere von $i^*_m = 1$ an abfällt und die zweite ansteigt.

Belastungsfaktor der Freiläufe

Das wichtigste Merkmal der Schaltwerksgetriebe ist die aus einer Anzahl von Bewegungsspitzen zusammengesetzte Abtriebsbewegung. Zur Beurteilung eines solchen Getriebes ist außer dem Geschwindigkeitsverlauf dieser Abtriebsbewegung die Ungleichförmigkeit des Drehmomentverlaufes von besonderer Bedeutung. Bild 35 und 36 zeigen für das Versuchsgetriebe II die Drehmomentverläufe M_a und M_c in An- und Abtriebswelle, wenn einmal sechs Freiläufe (Bild 35) und zum anderen drei Freiläufe (Bild 36) an der Bewegungsübertragung beteiligt sind. In beiden Fällen ist das Getriebe durch den Bremsgenerator belastet und wird mit der gleichen Drehzahl $n_a = 150$ U/min angetrieben.

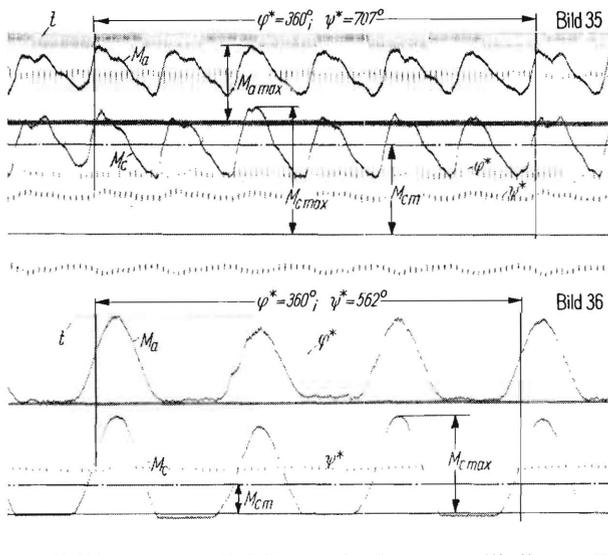


Bild 35 und 36. Oszillogramme von dem Versuchsgetriebe II mit 6 Freiläufen und 3 Freiläufen. Belastung durch Bremsgenerator. Bild 35: 6 Freiläufe; $i^*_m = 1,96 = \psi^*/\varphi^*$ Bild 36: 3 Freiläufe; $i^*_m = 1,56$

Zunächst ist zu erkennen, daß bei derselben Einstellung des Getriebes (gleiche Gestellänge) das mittlere Übersetzungsverhältnis von $i^*_m = 1,96$ bei sechs Freiläufen, auf $i^*_m = 1,56$ bei drei Freiläufen herabgesetzt wird. Außerdem ist bei sechs Freiläufen eine geringere Drehmomentschwankung zu erkennen als bei drei Freiläufen. Die Freiläufe selbst werden durch das Abtriebsdrehmoment M_c beansprucht. Das Getriebe überträgt eine Leistung gleich dem Produkt aus dem mittleren Drehmoment M_c und der Abtriebsgeschwindigkeit ω_c . Wenn nun ein Getriebe für eine bestimmte Leistung bzw. ein bestimmtes Drehmoment auszulegen ist, sind u. a. die Spitzenbelastungen der Freiläufe höher als dem mittleren Abtriebsdrehmoment entspricht. Deshalb ist es beim Entwurf von Schaltwerksgetrieben notwendig, das Verhältnis von Spitzenbelastung zu mittlerer Belastung zu kennen. Zu diesem Zweck wird der Belastungsfaktor β^* als Verhältniszahl des maximalen Abtriebsdrehmomentes zum entsprechenden mittleren Drehmoment definiert:

$$\beta^* = \frac{M_{cmax}}{M_{cm}} \quad \dots \dots (11)$$

Schaltwerksgetriebe müssen für einen um β^* höheren Leistungsdurchfluß konstruiert werden als der mittleren, übertragenen Leistung entspricht. Der Belastungsfaktor ist im Bild 37 für das Versuchsgetriebe II bei Generatorbelastung in Abhängigkeit vom mittleren Übersetzungsverhältnis i^*_m zu erkennen. Das Bild zeigt den Belastungsfaktor für sechs und drei Freiläufe und einer Generatorbelastung von 6 und 3 kpm. Bei drei Freiläufen war eine höhere Belastung und auch eine Übersetzung über $i^*_m = 1,6$ nicht mehr zulässig⁵⁾.

Es fällt besonders auf, daß bei sechs Freiläufen und einer Belastung von 3 kpm das Maximum bereits bei $i^*_m = \sim 1,4$ erreicht ist und die Kurve danach abfällt, was bei den beiden anderen Betriebsfällen nicht zutrifft.

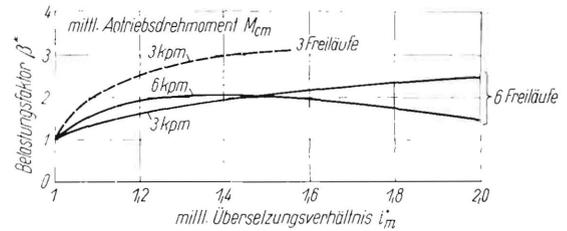


Bild 37. Verlauf des Belastungsfaktors $\beta^* = M_{cmax}/M_{cm}$ in Abhängigkeit vom mittleren Übersetzungsverhältnis i^*_m bei dem Versuchsgetriebe II mit 6 bzw. 3 Freiläufen bei verschiedener Generatorbelastung M_{cm} .

Die Antriebsdrehzahl beträgt bei 3 und 6 Freiläufen $n_a = 150$ U/min

Das Versuchsgetriebe I hat gegenüber dem Getriebe II einen niedrigeren Ungleichförmigkeitsgrad; deshalb sind auch die Belastungsfaktoren geringer, Bild 38. Die Kurven zeigen die Belastungsfaktoren des Getriebes mit vier Freiläufen bei Generator- und Reibbremsbelastung für je ein mittleres Drehmoment von 0,5; 1,5 und 3 kpm, ferner die Kurven für dasselbe Getriebe mit zwei Freiläufen, Reibbremsbelastung und für je ein mittleres Drehmoment von 0,5; 1,0 und 1,8 kpm. Die Drehzahlen der Antriebswelle lagen für alle Messungen bei $n_a = 200$ U/min.

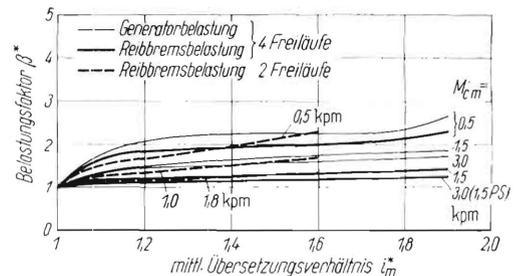


Bild 38. Verlauf des Belastungsfaktors β^* in Abhängigkeit von i^*_m bei dem Versuchsgetriebe I mit 4 bzw. 2 Freiläufen.

Die Antriebsdrehzahl beträgt bei 4 und 2 Freiläufen $n_a = 200$ U/min

Das Versuchsgetriebe III (Bild 13) wurde ebenfalls mit Generatorbelastung (Schwungmasse), Bild 39, sowie mit Reibbremsbelastung, Bild 40, vermessen. Die Antriebsmomente sind mit M_a , die Abtriebsmomente mit M_f bezeichnet. Die Stellungsanzeigen der Schriebe S_R geben mit ihren Abständen je eine Umdrehung des Rotors R an. Die besonderen Merkmale zwischen den beiden Belastungsarten sind der starke periodische Abfall des Abtriebsmomentes M_f bei Generatorbelastung (Bild 39) bis auf Null gegenüber der Reibbremsbelastung (Bild 40) und die gleichförmiger verlaufende Abtriebswinkelgeschwindigkeit ω_f in Bild 39 gegenüber der höheren Ungleichförmigkeit des Bildes 40. Bild 41 und 42 zeigen die Belastungsfaktoren β^* für das Versuchsgetriebe III, bei dem sowohl auf der Antriebs- als auch

⁵⁾ Die angegebene Belastung ist mit dem mittleren Drehmoment am Abtrieb identisch. Da aber bei den Messungen ein genaues, vergleichbares mittleres Drehmoment gar nicht einstellbar ist, sind alle hier gezeigten Belastungsfaktoren durch zeichnerische Interpolation aus einer größeren Anzahl von Meßschrieben ermittelt worden.

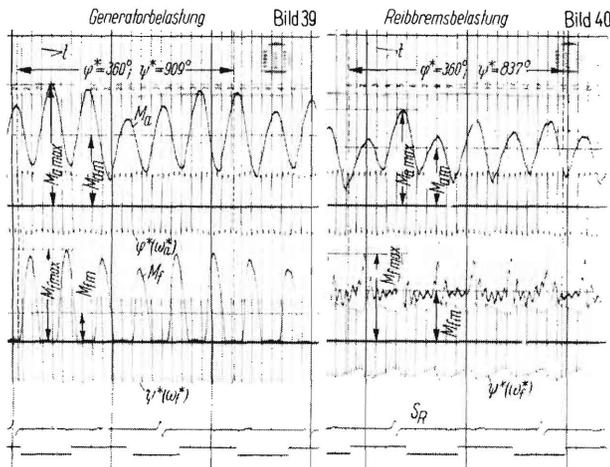


Bild 39 und 40. Oszillogramme des Versuchsgetriebes III bei Generator- und Reibbremsbelastung.

auf der Abtriebswelle Freiläufe angeordnet sind. Für beide Gruppen von Freiläufen sind durch die Bewegungsübergabe von einem Teilgetriebe zum nächsten periodisch wiederkehrende Belastungsspitzen vorhanden, die die Freiläufe aufnehmen müssen. In Bild 41 sind die Ergebnisse mit Generatorbelastung und in Bild 42 diejenigen mit Reibbremse dargestellt. Die Kurven in Bild 41 (Generatorbremsbelastung) und 42 (Reibbremsbelastung) zeigen die Belastungsfaktoren in Abhängigkeit von den mittleren Übersetzungsverhältnissen.

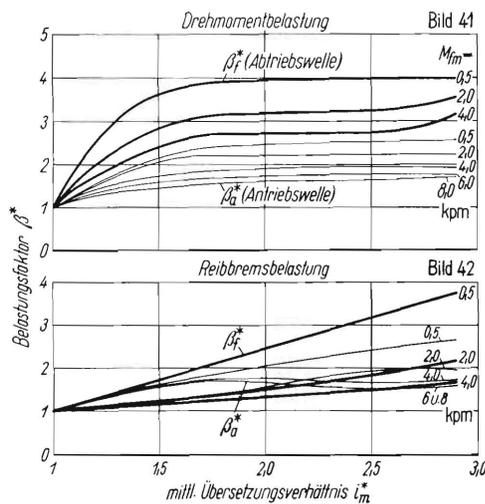


Bild 41 und 42. Der Belastungsfaktor der Antriebs- und Abtriebswelle im Versuchsgetriebe III bei Generator- und Reibbremsbelastung in Abhängigkeit von dem mittleren Übersetzungsverhältnis (d. h. bei veränderlicher Einstellung).

Der Belastungsfaktor stellt eine wichtige Grundlage zur Auslegung stufenlos verstellbarer Schaltwerksgetriebe dar; er ist im allgemeinen um so niedriger, je kleiner der Ungleichförmigkeitsgrad ist. Bei allen Vergleichskurven des Belastungsfaktors ist das Absinken dieser Verhältniszahl mit steigender Belastung besonders hervorzuheben. Dies bedeutet, daß Schaltwerksgetriebe bei gleichem Aufbau und bezogen auf den jeweiligen Drehmomentenmittelwert um so weniger überdimensioniert zu werden brauchen, je höher die maximalen Drehmomente liegen. Entscheidend beim Entwurf der Getriebe sind die höchsten Beanspruchungen; deshalb interessiert der Belastungsfaktor eigentlich nur für die höheren Drehmomente. Da aber für die Freiläufe noch keine brauchbaren Unterlagen bezüglich der Dauerbeanspruchung in Schaltwerksgetrieben und den in sehr kurzer Folge auftretenden Kräften vorliegen, wurden hier auch die kleineren Drehmomente berücksichtigt.

Ein weiteres wichtiges Merkmal aus den Vergleichskurven der Belastungsfaktoren ist der Einfluß der Belastungsart. In allen

Vergleichskurven ist zu erkennen, daß bei der Reibbremsbelastung die Belastungsfaktoren niedriger liegen als bei Belastungen mit der Generatorbremse. Dies bedeutet aber allgemein, daß bei gleichen mittleren Drehmomenten in Schaltwerksgetrieben die Stoßbelastungen umso geringer sind, je kleinere Massen auf der Abtriebsseite angetrieben werden. Darüber hinaus ist der verschiedenartige Anstieg der Belastungsfaktoren mit zunehmender Übersetzung bemerkenswert. Bei Reibbremsbelastung erfolgt mit zunehmender Übersetzung in den meisten Fällen ein stetiger, fast geradliniger Anstieg, bei Belastungen mit Generator ein schneller Anstieg mit nachfolgendem, nahezu konstantem Belastungsfaktor. Eine Ausnahme bilden in Bild 42 die antriebsseitigen Belastungsfaktoren β_a^* des Getriebes III bei Bremslast und hohen Belastungen. Die Ursache ist darin zu suchen, daß die Antriebsfreiläufe die Rotormasse anzutreiben haben und wie bei der Generatorbelastung unter der Wirkung einer Schwungmasse stehen.

Drehmomente in An- und Abtriebswelle

Beim Versuchsgetriebe III interessiert nun noch, in welchem Maße die Abtriebsfreiläufe weniger als die Antriebsfreiläufe beansprucht werden. Da die Übersetzung immer $i' \geq 1$ ist, muß das mittlere Abtriebsdrehmoment infolge des Getriebewirkungsgrades immer kleiner als das Antriebsdrehmoment sein.

$$\text{Es ist} \quad \eta = \frac{N_f}{N_a} = \frac{M_{fm} \cdot \omega_{fm}}{M_{am} \cdot \omega_{am}}$$

$$\text{und} \quad i_m^* = \frac{\omega_{fm}}{\omega_{am}},$$

$$\text{also} \quad i_m^* = \frac{M_{am} \eta}{M_{fm}} \dots \dots (12).$$

In Bild 43 sind für das Getriebe III aus einigen Oszillogrammen die mittleren und maximalen Drehmomente an An- und Abtriebswelle bei Generator- und bei Reibbremsbelastung in Abhängigkeit von der Übersetzung zusammengestellt. Daraus ist ersichtlich, daß bei Generatorbelastung im höheren Verstellbereich die maximalen Antriebsmomente etwa das 1,5fache der

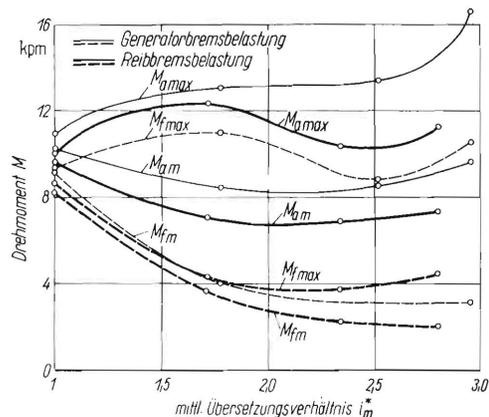


Bild 43. Die mittleren und maximalen Drehmomente in Antriebs- und Abtriebswelle des Versuchsgetriebes III in Abhängigkeit von dem mittleren Übersetzungsverhältnis bei Generator- und Reibbremsbelastung.

- M_{amax} maximales Drehmoment an der Antriebswelle
- M_{am} mittleres Drehmoment an der Antriebswelle
- M_{fmax} maximales Drehmoment an der Abtriebswelle
- M_{fm} mittleres Drehmoment an der Abtriebswelle

maximalen Abtriebsmomente, bei Reibbremsbelastung aber das etwa 2,6fache betragen. Bei kleineren Übersetzungen liegt dieses Verhältnis niedriger, d. h., die maximalen Abtriebsmomente erreichen nahezu die Werte der maximalen Antriebsmomente. Im allgemeinen unterliegen die Abtriebsfreiläufe geringeren Belastungen als die Antriebsfreiläufe. Bei Schaltwerksgetrieben mit einseitig angeordneten Freiläufen, wie z. B. bei Getriebe II, sollten also die Freiläufe auf der Abtriebsseite eingebaut werden, wenn keine anderen Gründe dagegen sprechen.

Zusammenfassung und Ausblick

Stufenlos verstellbare Schaltwerksgetriebe sind bisher nur in wenigen Typen hergestellt worden, obwohl im Patentschrifttum viele verschiedenartige Ausführungen beschrieben werden. Im sonstigen Schrifttum gibt es nur kurze Hinweise auf die Vor- und Nachteile dieser Getriebe; ausführliche Meßergebnisse sind nicht bekannt geworden.

Ein immer wieder angeführter Nachteil der am meisten behandelten Schaltwerksgetriebe mit Ausnutzung hin- und hergehender Bewegungen besteht in den auftretenden hohen Beschleunigungen und damit hohen Massenkraften in den Teilgetrieben. Dagegen können bei Schaltwerksgetrieben mit Ausnutzung ungleichförmiger Umlaufbewegungen diese Massenkraften wesentlich herabgesetzt werden. Auf diesem Prinzip beruhend, wurden drei verschiedene Versuchsgetriebe gebaut und an ihnen umfangreiche Messungen durchgeführt.

Die Hebel der vier Teilgetriebe des Versuchsgetriebes I (Bild 9 und 10) sind einseitig gelagert, deshalb eignet sich dieses Getriebe nur für geringe Kräfte. Durch das Hintereinanderschalten zweier Doppelkurbeln und je einem Freilauf auf der Abtriebsseite kann man aber einen flachen Verlauf im Geschwindigkeitsmaximum und damit geringe Ungleichförmigkeiten erzielen, d. h., man kann mit wenigen Teilgetrieben auskommen. Das maximal erreichbare Übersetzungsverhältnis ist dabei aber begrenzt.

Das Versuchsgetriebe II (Bild 11 und 12) besteht aus einfachen, parallel geschalteten Doppelkurbeln mit doppelt gelagerten Hebeln und je einem abtriebsseitigem Freilauf. Mit diesem Getriebe können beliebig große Kräfte übertragen werden. Das Übersetzungsverhältnis ist allerdings wegen der einfachen Doppelkurbeln begrenzt. Zur schnellen Übersicht wurde deshalb ein Diagramm (Bild 23) der Übertragungsgünstigsten Doppelkurbeln mit ihrem maximalen Übersetzungsverhältnis gezeigt. Für das Getriebe II ist wegen der Verstellung der Übersetzung ein Zahnradpaar notwendig.

Neue Wege wurden bei der Entwicklung des Getriebes III (Bild 13 und 14) beschritten, indem am Abtrieb und am Antrieb Freiläufe angeordnet sind. Dadurch wird das Zahnradpaar des Getriebes II überflüssig. Da hier auf einfache Weise zwei Schaltwerksgetriebe in Hintereinanderschaltung arbeiten, ist eine Gesamtübersetzung erreichbar, die sich als Produkt der Einzelübersetzungen errechnet. Auch bei diesem Getriebe sind sämtliche Hebel doppelt gelagert, so daß es sich zur Übertragung beliebig großer Kräfte eignet. Die Gesamtzahl der Freiläufe ist bei gleichen Verhältnissen, wie im Getriebe II, nicht größer, dafür werden aber die Ungleichförmigkeiten und damit die Massenkraften kleiner, d. h., die Drehzahlen dieses Getriebes können wesentlich höher liegen.

Im Entwurf wurde noch ein Getriebe IV gezeigt (Bild 15), das ohne eine Erhöhung der Gesamtzahl der Freiläufe aus vier hintereinander geschalteten Einzelgetrieben besteht und eine noch geringere Ungleichförmigkeit aufweist. Gegenüber dem Getriebe III läßt dieses Getriebe ein im Quadrat höheres Gesamtübersetzungsverhältnis zu.

Die Verstellung ist bei allen Getrieben der hier behandelten Art sehr einfach vom Übersetzungsverhältnis 1:1 bis zu einem Maximalwert auszuführen. Wie der Verstellbereich eines jeden stufenlos verstellbaren Getriebes beliebig vergrößert werden kann, wenn es in einem Zweig eines Zahnraddifferentials angeordnet wird, so können auch die hier gezeigten Getriebe auf Null und bis zu jedem beliebigen Maximalwert verstellt werden. Es ist mit solchen Getrieben sogar möglich, eine Änderung der Drehrichtung der Abtriebswelle bei gleichsinnig weiterlaufender Antriebswelle zu erzielen.

Hinsichtlich des Einsatzes von Schaltwerksgetrieben sind neben den zu übertragenden Leistungen noch die praktisch zulässigen Ungleichförmigkeiten der Winkelgeschwindigkeiten und der Drehmomente von Bedeutung. Es ist zu vermuten, daß Schwankungen der Winkelgeschwindigkeit im allgemeinen eher zulässig sind als Drehmomentschwankungen. Je größere Ungleichförmigkeiten dieser Art man in Kauf nehmen kann,

um so geringer ist die Zahl der Teilgetriebe und Freiläufe und um so einfacher und billiger werden die Getriebe. Es empfiehlt sich, stufenlos verstellbare Getriebe dieser Art serienmäßig in Baukastenweise herzustellen, um die Zahl der nebeneinanderliegenden Teilgetriebe den praktischen Anforderungen entsprechend variieren zu können.

Als Teilgetriebe zur Erzeugung von verstellbaren pulsierenden Abtriebsbewegungen wurden für die drei Versuchsgetriebe Doppelkurbeln, also einfache Gelenkvierecke, verwendet. Für diesen Zweck gibt es auch noch andere Getriebe, z. B. Kurvengetriebe, Bandgetriebe oder auch kombinierte Getriebe aus Kurbel- und Zahnradgetrieben [29], mit denen die Ungleichförmigkeit und damit die notwendige Zahl der Einzelaggregate beachtlich herabgesetzt werden können. Das ist eine Frage des Aufwandes, des Platzbedarfes und der übertragbaren Leistung.

Die stufenlos verstellbaren Schaltwerksgetriebe lassen sich für beliebig große Kräfte konstruieren. Ihre Schwachstelle liegt in den Freiläufen, die ja bei jeder Umdrehung einen mehr oder weniger großen Stoß aufnehmen müssen. Deshalb können die in den Katalogen der Freiläufe angegebenen Maximalbelastungen nicht voll ausgenutzt werden. Wie groß die Belastbarkeit bei den Schaltwerksgetrieben ist, müßte durch Dauerversuche geklärt werden. Das Versuchsgetriebe III ist mit Freiläufen für ein Höchstdrehmoment von 8 kpm ausgerüstet. Dieses Getriebe wurde im Dauerbetrieb etwa 50 Stunden abtriebsseitig mit einem Bremsmoment von 6 kpm bei einem Übersetzungsverhältnis von $i_m = 2,5$ belastet. Die Zwischenmessungen, sowie die Aufzeichnungen am Ende des Versuches zeigten keine erkennbaren Unterschiede gegenüber dem Ausgangszustand.

Eine Herabsetzung der Freilaufbeanspruchungen ist bei gleicher Leistung durch höhere Drehzahlen möglich. Außerdem können die Klemmkörper auf einem möglichst großen Durchmesser zum Klemmen gebracht werden. In beiden Fällen steigt die Relativgeschwindigkeit zwischen Klemmkörpern und Klemmringsen im Freilauf an. Man müßte also diese Relativgeschwindigkeit bis zur höchstzulässigen Reibbeanspruchung steigern, um zu den geringsten Stoßbelastungen bei der Mitnahme zu kommen. Von den Freilauf-Herstellerwerken werden Freiläufe mit Höchstmomenten bis über 1000 kpm bei zulässigen Höchstdrehzahlen bis $n = 500/\text{min}$ angeboten, so daß auch Schaltwerksgetriebe bis zu entsprechenden Leistungen entwickelt werden können.

Schrifttum

- [1] Meyer, H.: Probleme und Aussichten stufenloser Getriebe für Ackerschlepper. *Landbauforschung* 9 (1959) S. 87/94.
- [2] Meyer, H.: Die Bedeutung eines stufenlosen Getriebes für den Ackerschlepper und seine Geräte. *Grundlagen der Landtechnik* Heft 11. Düsseldorf 1959. S. 5/12.
- [3] Meyer, H.: Probleme der Schlepperentwicklung. *Grundlagen der Landtechnik* Heft 9. Düsseldorf 1957. S. 10/19.
- [4] Meyer, H., u. H. H. Coenenberg: Welche Stufung der Fahrgeschwindigkeiten sollte der Schlepper haben? *Landtechn.* 14 (1959) S. 710/13.
- [5] Gerlach, A.: Über die Kräfte in Zahnradgetrieben von Schleppern. *Grundlagen der Landtechnik* Heft 7. Düsseldorf 1956. S. 107/10.
- [6] Coenenberg, H. H.: Die Triebwerke der Ackerschlepper. *Techn. u. Landw.* 7 (1955) S. 566/69 und 8 (1956) S. 254/56.
- [7] Coenenberg, H. H.: Die Belastungen von Motor, Fahrgetriebe und Zapfwelle bei Ackerschleppern. *Grundlagen der Landtechnik* Heft 16. Düsseldorf 1963. S. 16/30.
- [8] Segler, G.: Funktionsgerechtes Konstruieren im Landmaschinenbau. *Grundlagen der Landtechnik* Heft 6. Düsseldorf 1955. S. 5/18.
- [9] Dolling, C.: Der Drehmoment- und Leistungsbedarf von Mähreschertrommeln im Feldbetrieb. *Grundlagen der Landtechnik* Heft 6. Düsseldorf 1955. S. 27/34.
- [10] Schröter, K.: Die Kraftübertragung zum Triebachsanhänger. *Landtechnik* 13 (1958) S. 57/62.
- [11] Zabeltitz, Chr. von: Entwurf einer Kartoffelsammelerntemaschine. Dipl.-Arbeit Juli 1960. Inst. f. Landmasch. TH Braunschweig.

- [12] *Söhne, W., u. R. Thiel*: Technische Probleme bei Bodenfräsen. Grundl. d. Landtechn. Heft 9. Düsseldorf 1957. S. 39/49.
- [13] *Batel, W., u. R. Thiel*: Über die selbsttätige Regelung an Landmaschinen. Grundlagen der Landtechnik Heft 14. Düsseldorf 1962. S. 5/13.
- [14] *Thiel, R.*: Regelungssysteme zur selbsttätigen Nachführung von landwirtschaftlichen Werkzeugen und Maschinen. Grundl. d. Landtechn. Heft 16. Düsseldorf 1963. S. 31/39.
- [15] *Simonis, F. W.*: Stufenlos verstellbare Getriebe. 2. Aufl. Berlin-Göttingen-Heidelberg: Springer-Verlag 1959.
- [16] *Berthold, H.*: Stufenlos verstellbare Getriebe. Berlin: Verlag Technik 1954.
- [17] *Simonis, F. W.*: Gesichtspunkte für die Auswahl des bestgeeigneten stufenlos verstellbaren Getriebes. TZ. f. prakt. Metallbearb. **56** (1962) S. 375/79.
- [18] *Bock, A.*: Stufenlos regelbare, mechanische Geschwindigkeitsumformer. Sonderheft Maschinengetriebe. Berlin: VDI-Verlag 1931. S. 12/22.
- [19] *Bock, A.*: Fortschritte in der Konstruktion stufenlos regelbarer Übersetzungsgetriebe. Reuleaux-Mitt. **5** (1937) S. 581/86.
- [20] *Altmann, F. G.*: Stufenlos regelbare Schaltwerksgetriebe. VDI-Z. **84** (1940) S. 333/38.
- [21] *Altmann, F. G.*: Stufenlos verstellbare mechanische Getriebe. Konstruktion **4** (1952) S. 161/66.
- [22] *Altmann, F. G.*: Stufenlos verstellbare mechanische Getriebe. VDI-Tagungsheft 1, Getriebetechnik (1953) S. 1/10.
- [23] *Stölzle, K., u. S. Hart*: Freilaufkupplungen. Berlin—Göttingen—Heidelberg: Springer-Verlag 1961.
- [24] *Niemann, G.*: Maschinenelemente. Bd. 2, Getriebe. Berlin—Göttingen—Heidelberg: Springer-Verlag 1961.
- [25] *Altmann, F. G.*: Schaltwerksgetriebe mit stufenlos einstellbarer Übersetzung. Maschinenbautechnik **12** (1963) S. 347/56.
- [26] *Langosch, O.*: Schaltwerksgetriebe mit hydrostatischen Kupplungen. T. Z. f. prakt. Metallbearb. **56** (1962) S. 195/200.
- [27] *Hain, K.*: Angewandte Getriebelehre. 2. Aufl. Düsseldorf: VDI-Verlag 1961.
- [28] *Hain, K.*: Stufenlos regelbares Freilauf-Schaltgetriebe für eine Drillmaschine. VDI-Z. **93** (1951) S. 231/32.
- [29] *Hain, K.*: Stufenlos verstellbare mechanische Getriebe, Schaltgetriebe. Vortrag: 16. Tag. d. Landmaschinen-Konstrukteure, Braunschweig-Völkenrode 5. 3. 1958.
- [30] *Kiper, G.*: Möglichkeiten und Grenzen des einfachen Kurvengetriebes mit umlaufenden Gliedern für Antrieb und Abtrieb. Maschinenbautechnik **5** (1956) S. 575/82.
- [31] *Dizioglu, B.*: Kraftschlüssigkeit in einfachen Getrieben. Forsch. Ingenieurwesen **28** (1962) S. 169/78.
- [32] *Hain, K.*: Schaltwerksgetriebe auf der Grundlage ungleichförmiger Umlaufbewegungen. Vortrag: 20. Tag. d. Landmasch.-Konstrukteure, Braunschweig-Völkenrode 5. 4. 1962.
- [33] *Freudenstein, F.*: On the maximum and minimum velocities and the accelerations in four-link mechanisms. ASME Transactions **78** (1956) S. 779/87.
- [34] *Meyer zur Capellen, W.*: Die Extrema der Übersetzungen in ebenen und sphärischen Kurbeltrieben. Ing.-Arch. **27** (1960) S. 352/64.
- [35] *Thomas, W.*: Rechnerische Bestimmung des Ungleichförmigkeitsgrades stufenlos regelbarer Schaltwerksgetriebe. VDI-Z. **95** (1953) S. 189/91.
- [36] *Kiper, G.*: Zur Ungleichförmigkeit periodischer Umlaufgetriebe. VDI-Forschungsheft 461. Düsseldorf 1957. S. 10/11.
- [37] *Hain, K.*: Das Übersetzungsverhältnis in periodischen Getrieben von Landmaschinen. Landtechn. Forsch. **3** (1953) S. 97/108.
- [38] *All, H.*: Der Übertragungswinkel und seine Bedeutung für das Konstruieren periodischer Getriebe. Werkstatttechnik **26** (1932) S. 61/64.
- [39] *Hain, K.*: Übertragungsgünstigste unsymmetrische Doppelkurbel-Getriebe. VDI-Forschh. 491. Düsseldorf 1957. S. 23/25.
- [40] *Thiel, R.*: Messung schnell veränderlicher Winkelgeschwindigkeiten. Arch. f. Techn. Messen V 145-10; V 145-11 (1962).
- [41] *Kraus, R.*: Zur graph.-rechnerischen Bestimmung des Wirkungsgrades von Getrieben. Reuleaux-Mitt. **2** (1934) S. 57/58.

Der Entwicklungsstand der Mähdrescher unter Berücksichtigung der neuen Mähdreschertypen von Massey-Ferguson

Von Franz Herbsthofer, Eschwege

Auf der Smithfield-Show (1961) in London wurde von der Firma Massey-Ferguson nach einer sehr langen Entwicklungszeit erstmals ein neuer Mähdreschertyp gezeigt, der — so empfindet es jedenfalls der Verfasser — einen gewissen Abschluß der herkömmlichen Mähdrescherbauart darstellt. Es sind nicht nur die neue Form, sondern sehr viele Details, die diese von uns entwickelte Maschine auszeichnen. Im folgenden sollen deshalb die einzelnen Baugruppen des Mähdreschers einer kritischen Betrachtung unterzogen werden.

Es ist schon mehr als 100 Jahre her, daß Mähdrescher im Prinzip in der gleichen Form, wie wir sie heute noch bauen, existieren. Nach amerikanischen Quellen kann man die fabrikmäßige Mähdrescherherstellung bis auf das Jahr 1843 zurückverfolgen. In Australien ist es das Jahr 1846, in dem *Ridley* den ersten „Stripper combine“ baute. Nach englischen Quellen wird schon 1781 eine solche Maschine erwähnt. Man nimmt an, daß durch Auswanderer diese Entwicklung nach Australien gekommen ist. Diese Feststellung klingt nicht gerade schmeichelhaft für uns Mähdrescherkonstrukteure; bedenkt man jedoch die großen Widerstände und die Voreingenommenheit, die dem Mähdrescher bei der Einführung, gerade in Deutschland, entgegenstanden, dann ist doch etwas erreicht worden. Als der Ver-

fasser 1938 bei der Firma Lanz in Mannheim den ersten gezogenen Mähdrescher baute, wurde der Mähdrescher von manchen maßgebenden Stellen noch nicht ernst genommen. Unterteilt man die Mähdrescher in die einzelnen Baugruppen: 1. Schneidwerk mit Förderung zu den Dreschwerkzeugen, 2. Dreschwerk, 3. Schüttler, 4. Reinigung, 5. Fahrtrieb, 6. Fahrwerk, 7. Motor, 8. Fahrerplattform und 9. Korntank und Entleerung und untersucht man die Arbeit, die an den einzelnen Baugruppen im Laufe der Jahre geleistet wurde, dann ergibt sich folgendes Bild.

1. Schneidwerk

Groß ist die Zahl der Versuche, die unternommen wurden, um den Schneidmechanismus zu verbessern. Diese reichen von

1. weißglühendem Draht, der den Halm durchbrennt,
2. umlaufenden Messern, ähnlich denen der Kettensägen,
3. kreissägeähnlichen Anordnungen,
4. kammartigen Fingern, sog. „strippers“, die nur die Ähren selbst schneiden, bis zu der
5. Messertrommel des Schlegelfeldhäckslers, der die Halme häckselnd, das Getreide teilweise ausdrischt und den Dresch- und Reinigungsorganen zufördert.

Alle diese Versuche konnten aber das nach dem Scherenprinzip arbeitende Messer bis heute nicht verdrängen.

Direktor Franz Herbsthofer ist Chefingenieur bei der Firma Massey-Ferguson GmbH in Eschwege.