

# Stufenlos verstellbares Hochleistungsgetriebe für Ackerschlepper

Eigenschaften und Anwendungen des Reimers-Kettenwandlers

Von **O. Schneider**, Friedrichshafen<sup>1)</sup>

*Stufenlose Schleppergetriebe zum Antrieb von Arbeitsmaschinen und Fahrzeugen ermöglichen eine optimale Anpassung der Fahrgeschwindigkeit an die jeweiligen Arbeitsbedingungen. Dadurch ergeben sich bei den landwirtschaftlichen Arbeiten Zeitersparnisse bzw. Steigerungen der Flächenleistung bis zu 20%; außerdem wird eine Verbesserung der Arbeitsgüte ermöglicht. Gegenüber den Schaltgetrieben wird der Fahrer durch Fortfall des Kuppelns, Schaltens und Wiederanfahrens entlastet. Es wird über ein neues mechanisch stufenloses Getriebe berichtet, mit dessen Verstellhebel der Fahrer in einfacher Weise den gesamten Verstellbereich in Fahrgeschwindigkeit oder Zugkraft während der Arbeit stufenlos umzuwandeln vermag. Darüber hinaus kann er mittels einer Grenzlastautomatik zugkraftabhängig fahren.*

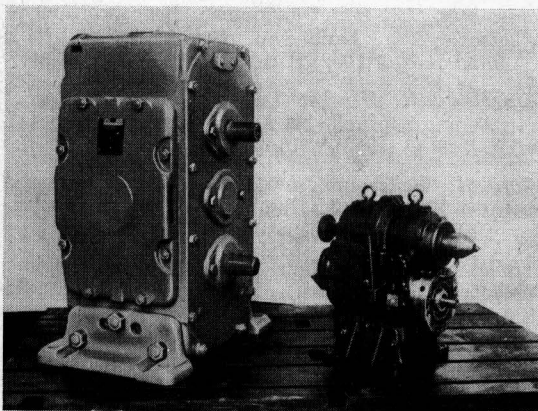
In den letzten Jahren wurde viel über stufenlose Getriebe und deren Anwendung zum Antrieb von Arbeitsmaschinen und Fahrzeugen gesprochen und geschrieben. Mit stufenlosen Getrieben kann jede beliebige Fahrgeschwindigkeit bei gegebener Motordrehzahl eingestellt werden, um sich den jeweiligen Arbeitsbedingungen weitgehend anzupassen. Stufenlose Getriebe ermöglichen außerdem, die Fahrgeschwindigkeit ohne Betätigung eines Schaltgetriebes stufenlos während der Fahrt zu ändern. Bislang war aber der stufenlose Antrieb nur für solche Fahrzeuge gelöst, die nicht auf längere Dauer volle Motorleistung übertragen mußten und bei denen der Wirkungsgrad nicht die Rolle spielt wie bei Nutzfahrzeugen.

Auf die Theorie der Zusammenarbeit Verbrennungskraftmaschine mit stufenlosem Getriebe soll hier nicht eingegangen werden<sup>2)</sup>. Vielmehr sollen nachstehend Eigenschaften und Anwendung eines mechanisch stufenlosen Getriebes behandelt werden, das sich in der Praxis, vor allem im Nutzfahrzeug, bewährt hat, nämlich der Kettenwandler, ein mechanisches Getriebe zu stufenloser Veränderung von Drehzahl und Drehmoment zwischen Kraftmaschine und Antriebsachse.

<sup>1)</sup> Vorgetragen auf der 23. Tagung der Landmaschinen-Konstrukteure in Braunschweig-Völkenrode am 14. Oktober 1965.

<sup>2)</sup> Sie wird in dem Referat von J. O. Wendeborn [1] behandelt.

*Direktor Ottmar Schneider ist Leiter der Hauptabteilung Konstruktion und Entwicklung der Zahnradfabrik Friedrichshafen AG in Friedrichshafen am Bodensee.*



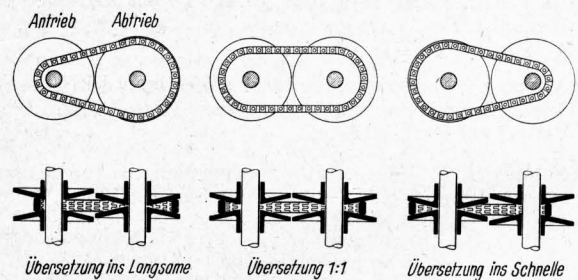
**Bild 1.** Größenvergleich zwischen einem stufenlosen Industriegetriebe und einem ebensolchen Fahrzeuggetriebe bei gleich großer Leistung.

Der Reimers-Kettenwandler ist ein Kegelscheiben-Umschlingungstrieb, der seit etwa drei Jahrzehnten eine ständig zunehmende Bedeutung im allgemeinen Maschinenbau erlangt hat und darüber hinaus in einer zehnjährigen Entwicklung für seine Anwendung im Fahrzeug zu einer Reife gebracht wurde, wie sie dort der Einsatz verlangt, nämlich großer Regelbereich bei hohem Wirkungsgrad, kleines Leistungsgewicht, geringes Laufgeräusch, leichte Bedienbarkeit bis zur Automatik und vertretbarer Preis.

Im voraus sei das Ergebnis dieser Entwicklung in einer Gegenüberstellung eines Getriebes dieser Art für den allgemeinen Maschinenbau und eines solchen Getriebes für Fahrzeuge bei gleicher Leistung gezeigt, **Bild 1**. Das Volumenverhältnis der beiden Getriebe beträgt 5:1.

## Das Prinzip

Der Reimers-Kettenwandler besteht aus einer Metallgliederkette und zwei Kegelscheibenpaaren, **Bild 2**, die von der Kette umschlungen werden. Die Kegelscheiben sind auf ihren Wellen

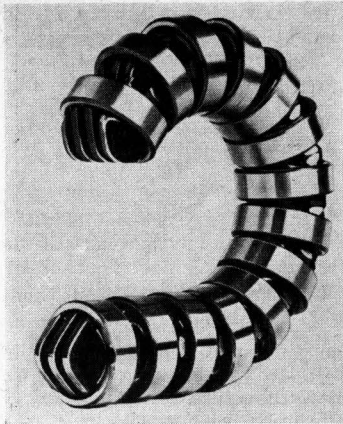


**Bild 2.** Das Prinzip des Kettenwandlers.

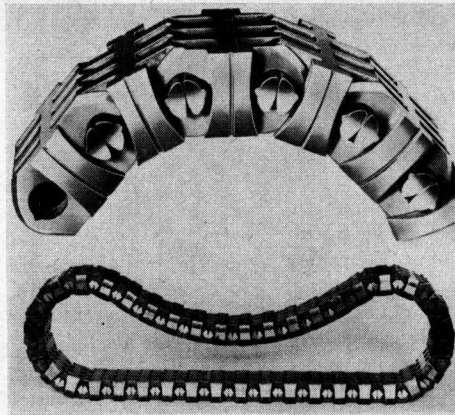
axial verschiebbar, jedoch drehfest mit ihnen verbunden. Durch geeignete Steuermittel werden die Kegelscheibenpaare gegeneinander bewegt oder voneinander entfernt, wodurch sich die Breite der Keilrille ändert und das Zugmittel, die Kette, auf einen größeren oder kleineren Laufradius gelangt. Wenn die Scheiben mit einer ausreichenden Kraft gegen die Kette gedrückt werden, entsteht eine nahezu schlupffreie Kraftübertragung, wobei die Drehzahlen sich umgekehrt verhalten wie die Drehmomente und letztere den jeweiligen Laufradien der Kette auf dem An- und Abtriebs Scheibensatz verhältnismäßig sind. Um die Erfordernisse im Kraftfahrzeug zu erfüllen, müssen die Kegelscheiben aus hochfestem Stahl mit gehärteter Oberfläche hergestellt sein, wobei der Ausbildung der Kette entscheidende Bedeutung zukommt [2].

## Die Kette

Die Kette muß zwei Beanspruchungsarten standhalten: sie muß den Kettenzug übertragen, ohne sich zu stark zu längen oder bei Stoßbeanspruchung zu reißen, und sie muß die aus den hohen Axialkräften resultierenden Hertzchen Pressungen an ihren Berührungsflächen mit den Scheiben aufnehmen. Deshalb muß der Zugstrang kräftig ausgebildet sein; außerdem müssen durch eine kleine Kettenteilung möglichst viele Glieder oder Rollen in Eingriff gebracht werden. Die Rollen müssen großen Durchmesser haben, um die Hertzchen Pressungen klein zu halten. Diese Aufgabe wurde mit der Rollengliederkette, wie sie in **Bild 3** dargestellt ist, gelöst.



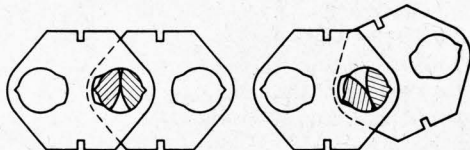
**Bild 3.** Reimers Rollengliederkette (ER-Kette).



**Bild 4.** Serienausführung der Kette.

Die Weiterentwicklung erbrachte eine Kettenkonstruktion, die sich aus funktionellen Gründen und unabdingbaren Forderungen hinsichtlich des Preises ergeben hat, **Bild 4**. Diese Kette hat die vorgenannten Rollen nicht mehr, dafür aber auf den Zugstranggliedern und den Kopfenden der Wiegestücke Kontakt mit den beiden Reibscheiben, wodurch sich ein nahezu geschlossenes Berührungsband ergibt. Diese Kette hat gegenüber der Einrollenkette nach **Bild 3** bei gleicher Breite einen stärkeren Zugstrang und läßt infolge größerer Berührungsflächen eine höhere Anpressung zu.

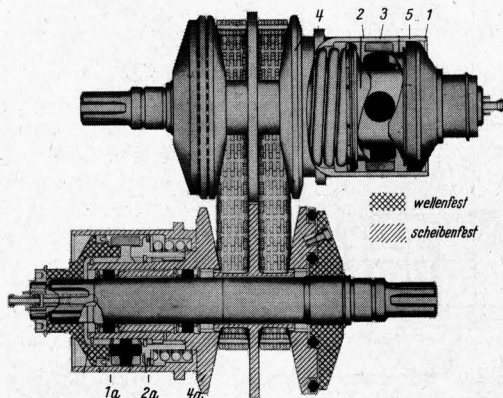
Beiden Kettentypen ist das Wiegegelenk nach **Bild 5** als Verbindung zweier benachbarter Kettenglieder gemeinsam; es ermöglicht eine reibungs- und verschleißarme Bewegung der Glieder zueinander und ergibt infolgedessen einen günstigen Wirkungsgrad.



**Bild 5.** Wiegegelenk der Ketten nach **Bild 3** und **4**.  
links: Gelenk gestreckt; rechts: Gelenk gekippt.

### Aufbau und Wirkungsweise des Kettenwandlers

Den Aufbau des Kettenwandlers als Zweistrang-Wandler zeigt **Bild 6**. Die kreuzschraffierten Teile sind drehfest mit der jeweiligen Welle verbunden, während die einfach schraffierten Teile drehfest mit den Scheiben verbunden sind. Die wellenfesten und die scheibenfesten Teile können sich über die schwarz markierten Wälzkörper gegeneinander verdrehen. Die wellenfesten Teile sind über Wälzlager, die nur durch den Kettenzug belastet werden, im Gehäuse festgelegt; die axialen Anpreß-



**Bild 6.** Schnittbild eines Reimers-Kettenwandlers (Zweistrangwandler).

kräfte schließen sich innerhalb des Scheibensatzes, so daß auf das umschließende Gehäuse keine Axialbelastung kommt.

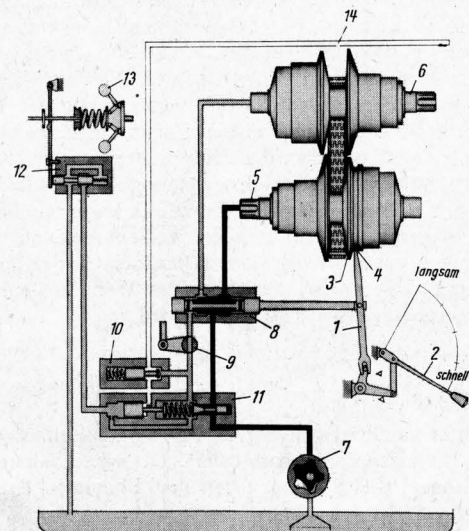
Auf der Welle sitzt ein Kurventräger 1 bzw. 1a mit drei gleichen, um  $120^\circ$  versetzten Kurvenbahnpaaren veränderlicher Steigung. Ein zweiter Kurventräger 2 mit entsprechenden Gegenkurven ist mit den Kegelscheiben verbunden. Zwischen den beiden Kurventrägern liegen drei Anpreßrollen 3 in einem Haltering.

Die Kettenscheiben besitzen eine glatte, gehärtete Oberfläche. Eine der Scheiben ist axial fest auf der Welle angeordnet (Festscheibe 1), die andere ist axial verschiebbar (Wegscheibe 4 bzw. 4a). Hinter der Wegscheibe liegt ein hydraulischer Druckzylinder 5. Er ist immer mit Öl gefüllt, das durch eine Spezialöleinführung zentral zugeführt wird. Eine Feder sorgt für die notwendige Kettenspannung im Leerlauf, die bei belastetem Wandler unwirksam ist.

Das Antriebsmoment wird in die Welle eingeleitet und gelangt über den wellenfesten Kurventräger 1 und die Anpreßrollen 3 auf den scheibenfesten Kurventräger 2. Dabei entsteht eine der jeweiligen Kurvenneigungen am Übertragungspunkt der Anpreßrollen entsprechende, drehmoment- und übertragungsabhängige axiale Anpreßkraft zwischen Ketten und Scheiben. Die Kette nimmt das Drehmoment auf und gibt es an die Kegelscheiben des Abtriebs Scheibensatzes weiter. Dort entsteht je nach Kettenlaufradius ein verändertes Drehmoment, das in der abtriebsseitigen Anpreßeinrichtung ebenfalls eine der hier vorhandenen Kurvenneigung entsprechende Anpreßkraft erzeugt. Die Kurvenbahnen sind so ausgelegt, daß sie im jeweiligen Antriebs Scheibensatz nur einen Teil der notwendigen Anpreßkraft erzeugen. Die fehlende Kraft wird hydraulisch aufgebracht; den dafür benötigten Öldruck regelt der Steuerkolben im hydraulischen Steuergerät selbsttätig ein.

### Handverstellung und Grenzlastautomatik

Im Steuergerät, **Bild 7**, ist der im Steuerkolben gelagerte zweiarmige Hebel 1 wichtig; eines der beiden Enden dieses Hebels ist mit dem Handhebel 2 zur Übersetzungseinstellung (Sollwert) verbunden, während das andere Ende über einen Gleitstein



**Bild 7.** Hydraulikplan eines Reimers-Kettenwandlers mit Handverstellung und Grenzlastautomatik.

- |   |  |
|---|--|
| 1 Zweiarmiger Steuerhebel               | 8 Vierkantensteuerschieber                   |
| 2 Handhebel zur Übersetzungseinstellung | 9 Auslaufbremse                              |
| 3 Wegscheibe                            | 10 Vorspannventil                            |
| 4 Gleitstein                            | 11 Überdruckventil                           |
| 5 Antriebs Scheibensatz                 | 12 Fühlgerät für Grenzlastautomatik          |
| 6 Abtriebs Scheibensatz                 | 13 Regler                                    |
| 7 Ölpumpe                               | 14 Schmieröl für Kettenwandler und Zahnräder |

4 die axiale Lage einer der Wegscheiben 3 (Istwert) abfühlt. Das von der Pumpe 7 über ein Ansaugsieb geförderte Öl wird einem Vierkantensteuerschieber 8 zugeführt und verläßt ihn über ein Vorspannventil 10, so daß auf beide Scheibensätze 5 und 6 ein bestimmter Grundanpreßdruck wirkt. Hinter dem Vorspannventil fließt das Öl dem Kettenwandler und gegebenenfalls auch den vorhandenen Zahnrädern zur Schmierung zu.

Da — wie oben erwähnt — im Antriebsscheibensatz 5 nur ein Teil der erforderlichen Anpreßkraft mechanisch aufgebracht wird, würde die Wegscheibe ausweichen; die kleinste Verschiebung bewirkt jedoch eine Auslenkung des Steuerkolbens und damit eine Erhöhung des hydraulischen Kraftanteiles. Dies bedeutet, daß die eingestellte Übersetzung auch dann erhalten bleibt, wenn sich die Belastung ändert. Wird hingegen eine Änderung des Übersetzungswertes durch Verstellen des Handhebels vorgenommen, so verschiebt sich der Steuerkolben, der das Öl in den Druckzylinder eines der Scheibensätze lenkt. Dadurch drängt die Wegscheibe die Kette auf einen größeren Radius nach außen; am anderen Scheibensatz läuft sie auf einen entsprechend kleineren Radius. Die Wegscheibenverschiebung macht die Auslenkung des Steuerkolbens wieder rückgängig (Rückführung).

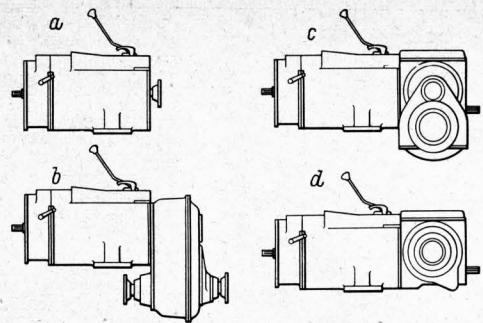
Während der Wandlerverstellung schwenken die beiden Kurventräger gegeneinander, so daß die Anpreßrollen an anderen Stellen der Kurvenbahnen zur Anlage kommen. Damit wird der mechanische Anteil der axialen Anpreßkraft übersetzungsabhängig verändert. Die Verstellung des Kettenwandlers am Verstellhebel 2 geschieht nahezu kraftfrei. Eine neue Übersetzungstellung wird vorgewählt und der Wandler folgt nach. Ein Überdruckventil 11 begrenzt den Öldruck je nach Wandlerbauart auf etwa 20 atü.

Mit dem Verstellhebel 2 hat der Fahrer also die Möglichkeit, bei einer vorbestimmten Motordrehzahl den gesamten Verstellbereich des Wandlers in Fahrgeschwindigkeit oder Zugkraft umzuwandeln. Darüber hinaus kann er aber auch durch eine Grenzlastautomatik zugkraftabhängig fahren, indem er den Verstellhebel 2 auf die Stellung der größten Übersetzung  $u_{max}$  bringt und den Verbrennungsmotor mit Nenndrehzahl laufen läßt. In diesem Falle hat der Schlepper dann seine höchste Fahrgeschwindigkeit. Erhöht sich nun der Zugkraftbedarf, z. B. durch Steigerung des Widerstandes am Arbeitsgerät oder durch eine Straßensteigung, und damit das Drehmoment an den Hinterrädern des Schleppers so weit, daß an der Kurbelwelle des Motors ein Drehmomentbedarf auftritt, der höher ist als das Nenndrehmoment des Motors, so wird normalerweise der Motor abgewürgt. Beim Vorhandensein einer Grenzlastautomatik beginnt aber der Wandler kurz vor Erreichen des maximalen Motormomentes „ins Langsame“ zu regeln und erhöht dadurch die verfügbare Zugkraft bei umgekehrt proportionaler Verringerung der Fahrgeschwindigkeit so lange, bis Kräftegleichgewicht herrscht. Sinkt dann der Zugkraftbedarf an den Hinterrädern wieder, so regelt der Wandler automatisch seine Übersetzung ins Schnelle — wieder bis zum Kräftegleichgewicht. Der Motor kann also beispielsweise ständig mit seinem maximalen Nennmoment belastet werden, indem mit Hilfe der Grenzlastautomatik der Zugkraftbedarf durch Übersetzungsänderung des Wandlers selbsttätig an die Motornennleistung angeglichen wird.

### Bauformen

Der Kettenwandler ist besonders für das Zusammenarbeiten mit Verbrennungsmotoren konstruiert. Die verschiedenen Ausführungsformen, **Bild 8**, ermöglichen den Einbau in Fahrzeuge aller Art.

Der Scheibensatz konnte durch konstruktive Maßnahmen gegenüber der Ursprungsausführung wesentlich verbessert werden. Die Einstrangkette hatte früher ihre Begrenzung bei 35 PS. Dieser Scheibensatz ist in **Bild 9** gezeigt. Für höhere Leistung wurde ein Zweistrangscheibensatz notwendig, **Bild 10**, und heute steht für die 60-PS-Schlepperklasse ein Einstrangscheibensatz zur Verfügung, wie er in **Bild 11** gezeigt ist. Dabei konnte der Verstellbereich auf 4,5, gegenüber den früheren Ausführungen mit einem Verstellbereich von 4,0, gesteigert werden.



**Bild 8.** Ausführungsformen von stufenlosen Getrieben.

- a Getriebe mit Flanschabtrieb
- b Getriebe mit angeblocktem Verteilergetriebe
- c Getriebe und angeblockte Hinterachse mit Stirnradtrieben
- d Getriebe und angeblockte Hinterachse mit Planetenrieben

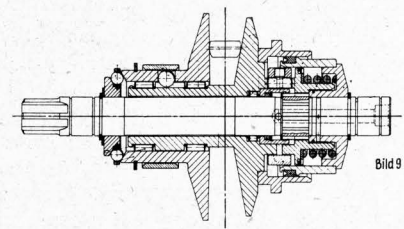


Bild 9

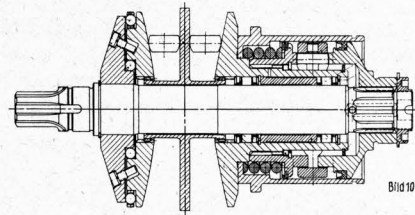


Bild 10

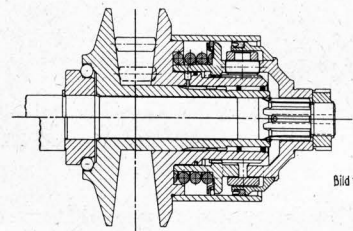
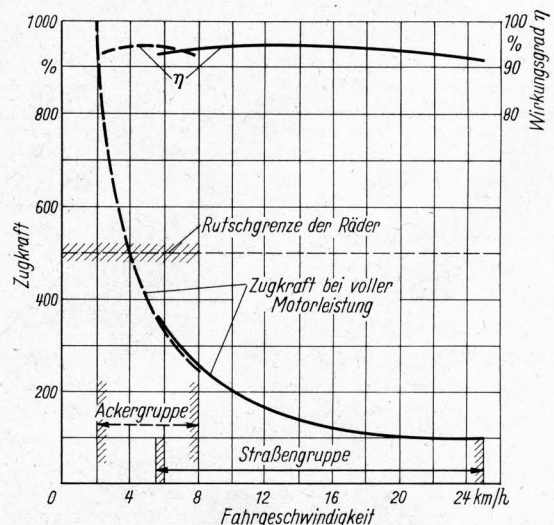


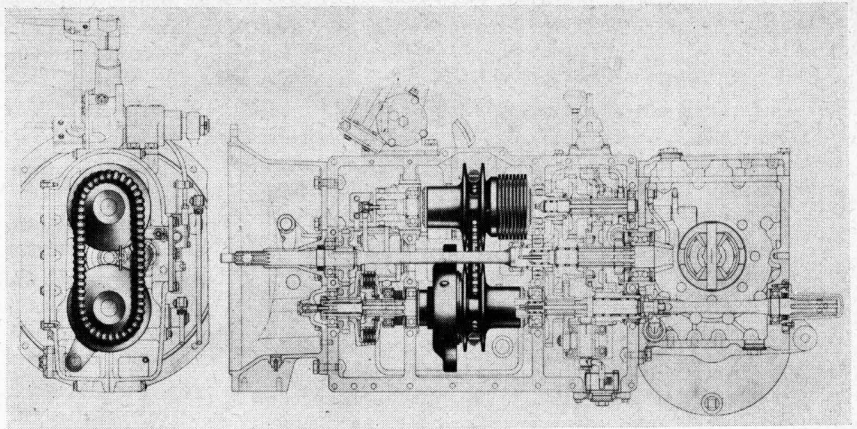
Bild 11

**Bild 9 bis 11.** Entwicklungsstufen des Kettenwandlers.



**Bild 12.** Zugkraft eines Schleppertriebwerkes mit Kettenwandler und nachgeschaltetem Zweigangschaltgetriebe in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit. Die Zugkraft 100% entspricht der Motorvollast bei Höchstgeschwindigkeit im Straßengang.

**Bild 13.** Anordnung des Kettenwandlers im ersten stufenlosen ZF-Schleppertriebwerk ASL-8.



In einem Schleppertriebwerk praktisch angewendet, ergibt der Kettenwandler mit nachgeschaltetem Zweigangschaltgetriebe nach dem Zugkraftdiagramm in **Bild 12** die beiden Fahrbereiche: 25 bis 5,5 km/h in der Straßengruppe und 8 bis 1,78 km/h in der Ackergruppe. Der Fahrbereich des Rückwärtsganges ist gleich der Fahrgeschwindigkeit in beiden Vorwärtsgruppen. Aus **Bild 12** ist ferner zu ersehen, daß der Anfahrbereich der Straßengruppe schon bis in die Nähe der Reifenrutschgrenze reicht. Damit können also in dieser Gruppe Zugarbeiten durchgeführt werden, die den Hauptfahranteil eines Ackerschleppers decken, zudem bei einem Wirkungsgrad im gesamten Regelbereich des Wandlers, auch bei Teillast bis 95%. Die Ackergruppe geht im langsamen Fahrbereich von der Kriechganggeschwindigkeit aus, so daß auch hier nur in wenigen Fällen, bei denen extrem niedere Fahrgeschwindigkeiten verlangt werden, noch ein zusätzlicher Kriechgang in den Schaltgetriebeteil eingebaut werden muß.

Im folgenden seien einige ausgeführte Konstruktionen von Ackerschleppertriebwerken mit Kettenwandler gezeigt. Im Jahre 1957 wurde das ZF-Schleppertriebwerk ASL-8 für 25 PS gebaut, **Bild 13**. Der Wandler war stehend angeordnet und hatte einen Verstellbereich von 4,0. Hinter dem Wandler war ein Zweigangschaltgetriebe mit Rückwärtsgang und Fahrbereichen von 20,0 bis 5,0 km/h und 8 bis 2 km/h angeordnet. Die Zapfwelle war getriebe- und fahrabhängig. In Weiterentwicklung wurde das ZF-Baumuster ASR-210 für eine Motorleistung von 35 PS und einem Triebtradreifen in der Größe 11—32 entwickelt, **Bild 14 und 15**. Der Kettenwandler mit Regelbereich 4,0 ist aus baulichen Gründen quer in das Getriebe eingebaut, ihm ist ein Dreigangschaltgetriebe für Straßengruppe, Geländegruppe und Kriechgang, und ein Rückwärtsgang nachgeordnet. Dem Kettenwandler vorgebaut ist — wie vorher — eine Trennkupplung, eine Einscheibentrockenkupplung, die zum Anfahren und zum Wechseln der Gänge dient. Die Zapfwelle ist unabhängig und hat die Drehzahlen 540 und 1000 U/min bei Motornenddrehzahl. Die Hinterachse entstammt einer Normalausführung aus der ZF-Schleppertriebwerksbaureihe.

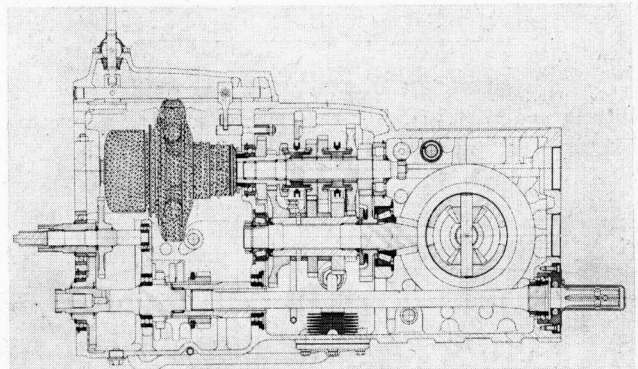
Eine weitere Ausführung eines solchen Triebwerkes ist das ZF-Baumuster ASR-216 in **Bild 16 und 17**, bei dem ein Zweistrang-Kettenwandler mit dem Regelbereich 4,0 für eine Leistung von 55 PS eingebaut ist. Im Aufbau ist das Getriebe gleich dem vorhergehenden. Beide Getriebe wurden auf der DLG-Ausstellung 1964 im praktischen Einsatz in Fahrzeugen gezeigt.

Ein solches Triebwerk fügt sich ohne Schwierigkeiten in den Gesamtrahmen eines Ackerschleppers ein, **Bild 18**.

Wirkungsgrades zwischen einem Schleppertriebwerk mit reinem Stufengetriebe und einem solchen mit Kettenwandler und nachgeschaltetem Stufengetriebe zeigt **Bild 20**.

### Ein neues Schleppertriebwerk mit Kettenwandler

An den modernen Ackerschlepper wird neben der Forderung einer guten Abstufung der Schaltgänge noch die Möglichkeit einer Reversierung gestellt. Auch soll die Zapfwelle voll unabhängig vom Fahrtrieb sein und zwei Drehzahlen haben, damit sie der Entwicklung moderner Landmaschinen entgegenkommt. Diese Forderungen werden durch das neue ZF-Schleppertrieb-

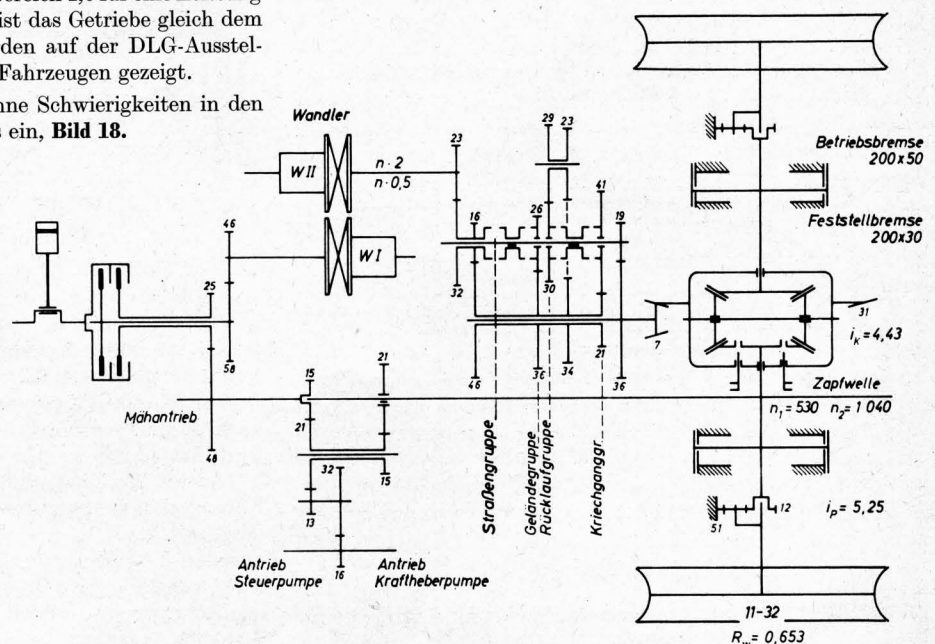


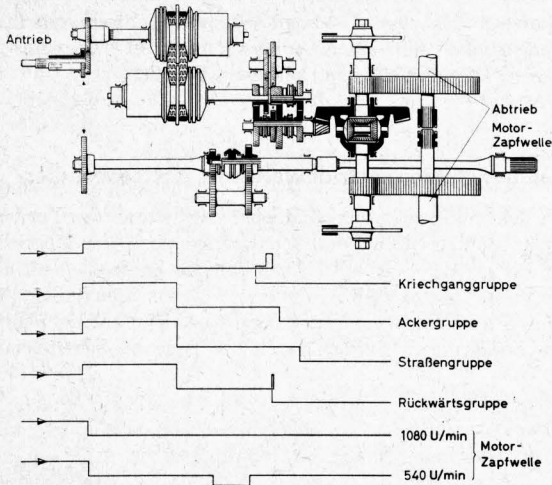
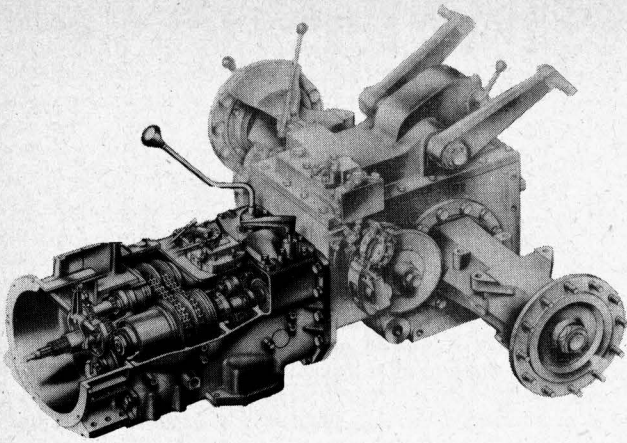
**Bild 14 und 15.** Weiterentwicklung des Kettenwandlers im ZF-Baumuster ASR-210; Getriebeschnitt und Schema.

$N = 35 \text{ PS}$ ;  $n = 2000 \text{ U/min}$ ;  $M_d = 12,5 \text{ kpm}$

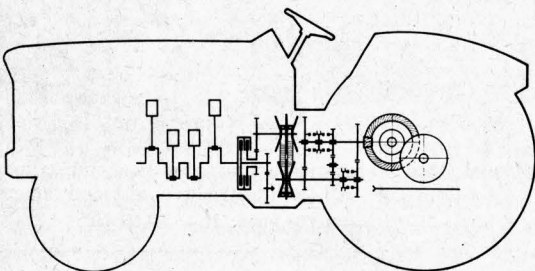
### Wirkungsgrad

Der Kettenwandler hat aufgrund von Versuchen einen sehr hohen Wirkungsgrad, der je nach Übersetzungsstellung zwischen 93 und 95% bei Nennlast und selbst bei Drittlast noch über 90% liegt. **Bild 19** zeigt den Wirkungsgradverlauf eines Kettenwandlers von Teillast bis Nennlast (100%), und dieses Verhalten bei maximaler Übersetzung, bei Übersetzung 1 : 1 und bei minimaler Übersetzung. Solche Werte werden von keinem stufenlosen Getriebe anderer Bauart erreicht. Ein Vergleich des

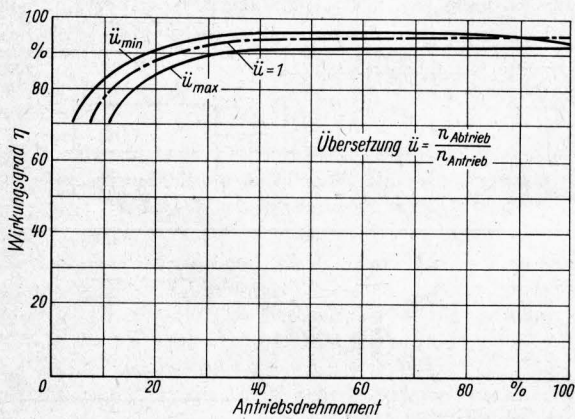




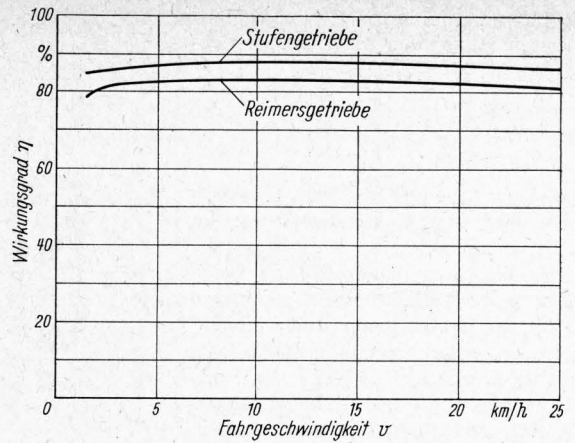
**Bild 16 und 17.** Zweistrang-Kettenwandler im ZF-Baumuster ASR-216; Getriebe- und Kraftflußschema.



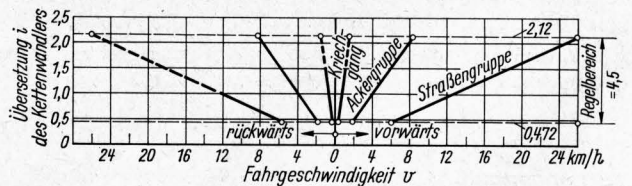
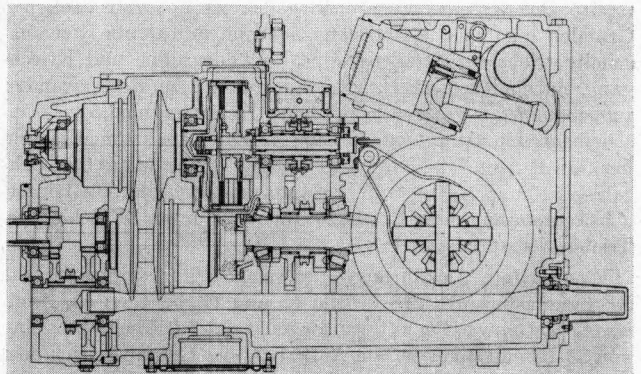
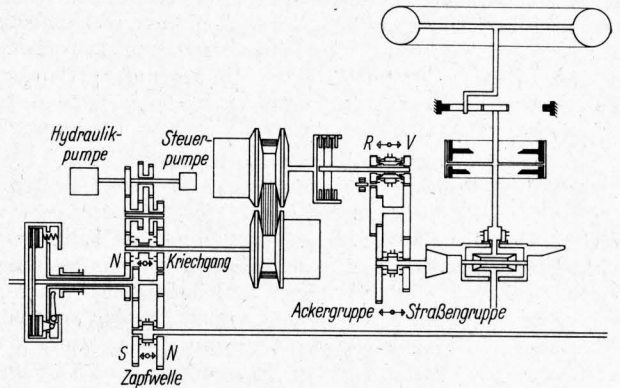
**Bild 18.** Skizze über Einbau des stufenlosen Kettenwandlers im Schlepper.



**Bild 19.** Wirkungsgrad des Kettenwandlers in Abhängigkeit vom Antriebsdrehmoment.



**Bild 20.** Wirkungsgradverlauf eines Triebwerkes mit reinem Stufengetriebe und eines Triebwerkes mit Kettenwandler und nachgeschaltetem Stufengetriebe.



**Bild 21 bis 23.** ZF-Schleppertriebwerk T 518. Schema und Längsschnitt.

werk T-518 in **Bild 21 und 22** erfüllt, das der 60-PS-Klasse angehört und mit einem Einstrang-Kettenwandler mit einem Verstellbereich von 4,5 ausgerüstet ist, **Bild 23**. Dieses neue Triebwerk, das auf der DLG-Ausstellung in Frankfurt gezeigt werden wird, hat gegenüber den vorher gezeigten Konstruktionen als besonderes Merkmal, daß die Hauptkupplung hinter dem Kettenwandler angeordnet ist. Dadurch bleibt der Wandler direkt mit dem Motor verbunden und kann auch im Leerlauf auf die erforderliche Übersetzung gebracht werden. Der Hauptkupplung nachgeschaltet ist ein Zweigangschaltgetriebe für Straßengruppe und Ackergruppe sowie die Reversiermöglichkeit in beiden Fahrbereichen mittels Synchronumschaltung. Die Betätigung der

Umschaltung kann wahlweise von Hand und Fuß oder vom linken Fuß allein mit Überschaltweg am Kupplungspedal vorgenommen werden.

Darüber hinaus besteht die Möglichkeit, zwei Kriechgänge wahlweise zu haben, so daß sich folgende Fahrbereiche ergeben:

Straßengruppe:	25 bis 5,50 km/h
Ackergruppe:	8 bis 1,78 km/h
Kriechganggruppen:	3,15 bis 0,80 km/h 1,57 bis 0,35 km/h.

Die Rückwärtsfahrgeschwindigkeiten entsprechen den Vorwärtsfahrgeschwindigkeiten. Die Zahnräder für die Kriechganggruppe werden z. T. für den Antrieb der Hydraulikpumpen und der Steuerpumpen für den Kettenwandler verwendet. Da die meisten landwirtschaftlichen Arbeiten bei Fahrgeschwindigkeiten über 5,5 km/h durchgeführt werden, kann der Acker Schlepper in der Straßengruppe überwiegend stufenlos gefahren werden.

Die Hinterachse entstammt einem leistungsgleichstarken Normalschleppertriebwerk der ZF-Baureihe 300. Beide Triebwerke, sowohl das Normaltriebwerk als auch das Triebwerk mit dem Kettenwandler, sind einbaugleich. Das Triebwerk kann auch wahlweise mit Vierradantrieb ausgerüstet werden.

Daneben ist die Zapfwellenanordnung voll unabhängig vom Fahrtrieb und mit den Drehzahlen 540 und 1000 U/min bei Motornendrehzahl ausgerüstet. Ferner besteht bei diesem Triebwerk die Möglichkeit, eine weitere Zapfwelle im stufenlosen Drehzahlbereich von 300 bis 1300 U/min vorzusehen, wobei diese Drehzahlen in beiden Drehrichtungen gegeben sind.

Zwischen Motor und Antriebskettensatz ist eine Abschaltklau für Kaltstart vorgesehen.

### Erprobung

Über den Einsatz von Ackerschleppern mit Kettenwandlern im praktischen Fahrbetrieb wurden die ersten Versuche vom Institut für Schlepperforschung, Braunschweig-Völkenrode, im Jahre 1957 durchgeführt. Darüber hinaus haben die Reimers-

Getriebe KG und die Zahnradfabrik Friedrichshafen Versuche im eigenen Hause und bei landwirtschaftlichen Großbetrieben in Einsätzen von längerer Dauer durchführen lassen.

Neben den vielen Versuchsläufen auf den Prüfständen und in landwirtschaftlichen Einsätzen wurden bei der Zahnradfabrik Friedrichshafen mit dem Baumuster ASR-210 der 35 PS-Klasse 2000 harte Anfahrten auf griffiger Betonbahn und erhöhtem Fahrzeuggewicht, 50 Stunden schwere Zugarbeiten und bis heute 4500 Einsatzstunden in mehreren landwirtschaftlichen Großbetrieben gefahren. Der Einsatz entspricht bei den Gewaltversuchen einer Lebensdauererwartung von drei Jahren. Der Motor wurde bei den Einsätzen dauernd knapp unter der Vollastgrenze gefahren; dabei arbeitete die Automatik auf die Dauer zufriedenstellend. Der Verschleiß von Kette und Scheibensatz hielt sich im üblichen Rahmen.

Nachteilig hat sich bei den Versuchen mit diesem Baumuster ausgewirkt, daß die Hauptkupplung für das Anfahren und Schalten des Zusatzgetriebes zwischen Motor und Kettenwandler angeordnet war. Die Umschaltdauer von einem Gang zum anderen oder von vorwärts auf rückwärts war für den praktischen Einsatz zu lang, weil die Auslaufzeit des Wandlers zu lange gedauert hat, bis einwandfrei geschaltet werden konnte. Dieser Mangel ist aber durch das eben beschriebene neue Baumuster beseitigt; nach Auffassung des Herstellers ist der Kettenwandler heute in dieser neuen Baureihe für den Einsatz in Nutzfahrzeugen geeignet. Die landwirtschaftlichen Vorteile einer stufenlosen Änderung der Fahrgeschwindigkeit sind an anderer Stelle [3] eingehend dargelegt worden.

### Schrifttum

- [1] *Wendeborn, J. O.*: Unter Last und stufenlos schaltbare Fahrtriebe für Schlepper. *Grundl. Landtechn.* **16** (1966) Nr. 2 S. 51/59.
- [2] *Dittrich, O.*: Ein stufenloses Hochleistungsgetriebe mit „Stahlriemen“. *VDI-Z.* **108** (1966) Nr. 6, S. 227/32.
- [3] *Dietrich, H., G. Wrede und U. Schünke*: Stufenlose Schleppergetriebe im Einsatz. *Landtechn.* **19** (1964) Nr. 10, S. 324/34.

DK 621.867.8

## Druckabfall und Bewegung der Gutteilchen in Krümmern pneumatischer Förderleitungen bei kleiner Gutbeladung

Von **Yoshinobu Morikawa**, Osaka/Japan

*Rohrkrümmer sind ein wichtiger Bestandteil von pneumatischen Förderanlagen. Ihre Bemessung erfolgt nach Gesichtspunkten des Strömungswiderstandes, der Beschädigung des Fördergutes und der Wirtschaftlichkeit. Seit den Untersuchungen von K. Wagner und G. Segler in den zwanziger und dreißiger Jahren hat erst Yoshinobu Morikawa das Gebiet der Krümmersforschung wieder aufgenommen. Er berichtet über seine an der Universität Osaka (Japan) durchgeführten Forschungen und über seine Untersuchungen, die er als Gastwissenschaftler 1965/66 am Institut für Landtechnik Stuttgart-Hohenheim fortgesetzt hat.*

Die Kenntnis des Druckabfalls in Krümmern von Rohrleitungen ist vom strömungstechnischen Standpunkt aus von großer Bedeutung. Für reine Luft- und Wasserströmung wurden daher die Strömungsvorgänge bisher schon von vielen Forschern untersucht. Dagegen sind die Strömungsverhältnisse in Krümmern pneumatischer Förderleitungen bisher nur wenig geklärt.

*Dr.-Ing. Yoshinobu Morikawa ist ordentlicher Professor an der Universität Osaka/Japan und war von Mai 1965 bis Februar 1966 als Gastwissenschaftler im Institut für Landtechnik (Direktor Prof. Dr.-Ing. G. Segler) Stuttgart-Hohenheim tätig. Der Verfasser dankt dem Deutschen Akademischen Austauschdienst sowie der Deutschen Forschungsgemeinschaft für die finanzielle Unterstützung seiner Forschungstätigkeit in Stuttgart-Hohenheim.*

Da die pneumatische Förderung auf vielen Gebieten immer mehr zur Anwendung gelangt, ist es von größter Bedeutung, die Gesetzmäßigkeiten des Druckabfalls in Krümmern von Förderleitungen zu ermitteln. Von den Ergebnissen der bisherigen Untersuchungen über den Druckabfall bei reiner Luft- und Wasserströmung ausgehend, behandelt die vorliegende Arbeit den durch das Fördergut verursachten zusätzlichen Druckabfall. Durch ausführliche Versuche an der Universität Osaka/Japan konnte der Verfasser ferner die Bewegung der Gutteilchen in Krümmern klären.

### 1. Krümmungsverhältnis

Der Druckverlustbeiwert beim Strömen von Flüssigkeit durch Rohrkrümmer ist bei glatter Rohrwand im allgemeinen von der Reynoldszahl  $Re = ud/\nu$  sowie vom Ablenkungswinkel  $\Theta$  und vom Krümmungsverhältnis  $R/d$  abhängig; dabei ist  $u$  die mittlere Geschwindigkeit der Strömung,  $d$  der Rohrrinnendurchmesser und  $\nu$  die kinematische Zähigkeit der Luft. Der Druckabfall  $\Delta p$  werde durch die Gleichung

$$\Delta p = \zeta_b \frac{\rho}{2} u^2 \quad (1)$$

erfaßt, wobei  $\rho$  die Dichte der Luft und der Druckverlustbeiwert

$$\zeta_b = f(Re; \Theta; R/d) \quad (2)$$