

DK 621-231:631.372-58

Stufenlose Drehzahl-Drehmoment-Wandler in Ackerschleppergetrieben

Von **Karl Theodor Renius**, Braunschweig

Aus den Arbeiten des Instituts für Landmaschinen der Technischen Universität Braunschweig

Nachdem in einem früheren Aufsatz des Verfassers [59] versucht wurde, anhand von Schemadarstellungen mit Sinnbildern für Getriebeelemente einen Überblick über Grundkonzeptionen moderner Ackerschlepper-Stufengetriebe zu vermitteln, ist es das Ziel dieser Arbeit, in ähnlicher Form über Schleppergetriebe zu berichten, die entweder nur in bestimmten Geschwindigkeitsgrenzen oder aber im ganzen Bereich stufenlos verstellbar sind. Die Ausführungen berücksichtigen mechanische, hydrodynamische und hydrostatische Wandler, wobei deren grundlegende Kennzeichen und Eigenschaften behandelt werden und ihre Unterbringung im Schleppergetriebe anhand sinnbildlicher Getriebedarstellungen gezeigt wird. Der besonderen Bedeutung entsprechend werden die hydrostatischen Wandler etwas ausführlicher behandelt als die mechanischen und hydrodynamischen Bauformen.

Inhalt

- 1 Einleitung
- 2 Getriebe mit stufenlosen mechanischen Wandlern
 - 2.1 Eigenschaften eines stufenlos verstellbaren Umschlingungsgetriebes
 - 2.2 Möglichkeiten der Eingliederung des stufenlosen mechanischen Wandlers in das Gesamtgetriebe
 - 2.21 Getriebe mit Wandler direkt im Leistungsfluß
 - 2.22 Getriebe mit Leistungsverzweigung zur Erweiterung des Wandlungsbereiches
- 3 Getriebe mit stufenlosen hydrodynamischen Wandlern
 - 3.1 Eigenschaften des hydrodynamischen Wandlers
 - 3.2 Schlepperantriebe mit hydrodynamischen Wandlern
- 4 Getriebe mit stufenlosen hydrostatischen Wandlern
 - 4.1 Rückblick über die Entwicklung
 - 4.2 Aufbau und Eigenschaften des hydrostatischen Wandlers
 - 4.3 Zwei serienmäßige Schlepperantriebe mit hydrostatischen Wandlern
- 5 Schrifttum

1 Einleitung

Neben der Entwicklung hochwertiger Zahnradwechselgetriebe haben sich Industrie und Wissenschaft in den beiden letzten Jahrzehnten in steigendem Maße auch mit den Problemen stufenloser Wandler für Schleppergetriebe befaßt. Obwohl man lange erkannt hat, daß diese Getriebe den Arbeitserfolg und die Handhabung der Maschine ganz wesentlich verbessern [41; 42], hat sich bei Ackerschleppern, im Gegensatz z. B. zu Mähdrehschern, bis heute noch kein stufenloser Fahrtrieb auf breiter Basis durchsetzen können. Von den zur Zeit bekannten Ent-

wicklungsrichtungen sollen in der Folge nur diejenigen behandelt werden, von denen ein Einfluß auf die nächste Zukunft der Schlepperkonstruktion zu erwarten ist. Mit dieser Einschränkung, die z. B. die für eine fernere Zukunft vielleicht bedeutsamen elektrischen Fahrtriebe ausschließt, sollen die verschiedenen Arten der Wandler sowie ihre Eingliederung in komplette Schleppergetriebe in drei großen Abschnitten zusammengefaßt und besprochen werden.

2 Getriebe mit stufenlosen mechanischen Wandlern

Mechanische Wandler, die meist mit Reibschluß arbeiten, werden in vielfältigen Bauarten in der allgemeinen Antriebstechnik schon lange verwendet [52]. Im Fahrzeugbau hat jedoch bisher nur das Umschlingungsgetriebe eine gewisse Bedeutung erlangt. Aufbauend auf grundlegenden Arbeiten von *Dittrich* [11 bis 13], *Lutz* [38] und *Schlums* [61] wurden in den letzten 10 Jahren von der Industrie stufenlose Umschlingungsgetriebe für Ackerschlepper entwickelt [64; 102] und in größerem Umfang erprobt [10], jedoch bisher noch nicht serienmäßig eingebaut.

2.1 Eigenschaften eines stufenlos verstellbaren Umschlingungsgetriebes

Der konstruktive Aufbau eines sehr bekanntgewordenen Umschlingungsgetriebes [102], das auch als Kettenwandler bezeichnet wird, besteht im wesentlichen aus ein oder zwei Stahlgliederketten, die unter axialer Anpressung über verstellbare Keilscheiben laufen. Die Schaltung, d. h. die axiale Verstellung der Scheiben, erfolgt dabei durch hydrostatische Hilfskraft, so daß einerseits eine bequeme Betätigung erreicht wird, andererseits der Aufbau von Regeleinrichtungen — z. B. für die Einhaltung einer bestimmten Motorbelastung — leicht möglich ist. Insgesamt sind als Vorteile eines solchen Umschlingungsgetriebes folgende Eigenschaften zu nennen:

1. hohe Wirkungsgrade in einem weiten Arbeitsbereich, besonders begünstigt durch geringe Leerlaufverluste;
2. mit Rücksicht auf die Bauart verhältnismäßig großer Drehmomentwandlungsbereich von 1:4 bis 1:5;
3. bequeme Betätigung des Wandlers mit der Möglichkeit der Regelung der Übersetzung nach konstanter Motorbelastung;
4. Anforderungen an die Herstellgenauigkeit etwa gleich groß wie bei herkömmlichen Zahnradgetrieben und
5. leiser Lauf.

Diesen Vorteilen stehen andererseits leider bedeutende Nachteile gegenüber, die einem serienmäßigen Einbau von Kettenwandlern in Ackerschlepper bisher entgegenstanden:

1. Der begrenzte Drehmoment- und Drehzahlwandlungsbereich ohne Drehrichtungsumkehr für Reversierbetrieb erfordert zusätzliche Schaltstufen und Beibehaltung der herkömmlichen Anfahrkupplung oder aufwendige Getriebekonstruktionen mit Leistungsverzweigung.

Dipl.-Ing. Karl Theodor Renius ist wissenschaftlicher Mitarbeiter im Institut für Landmaschinen (Direktor: Prof. Dr.-Ing. H. J. Matthies) der Technischen Universität Braunschweig.

- Die drehzahlabhängige Mindestverstellzeit für einmaliges Durchfahren ist mit einigen Sekunden noch zu groß.
- Gegenüber Zahnradstufengetrieben ein wesentlich höherer Preis.
- Trotz bedeutender Fortschritte erfordert eine ausreichende Lebensdauer der Kette immer noch verhältnismäßig große und im herkömmlichen Schlepperrumpf deswegen oft nicht unterzubringende Wandlereinheiten.
- Ungünstige Form des erforderlichen Einbauraumes erschwert wirtschaftliche Unterbringung im Schlepperrumpf.
- Übersetzungsverstellung und Schaltung von zusätzlichen Stufen wird bei den meisten Getriebekonzeptionen durch die verhältnismäßig große Rotationsträgheit des Wandlers erschwert.

Obwohl eine einschneidende Verbesserung dieser nachteiligen Eigenheiten in nächster Zukunft kaum zu erwarten ist, sollen in den beiden folgenden Abschnitten Möglichkeiten der Eingliederung des Wandlers in Schleppergetriebe untersucht werden, wobei die behandelten Aufbaupläne in zwei von der Gesamtkonzeption her grundlegend unterschiedliche Entwicklungsrichtungen eingeteilt werden.

2.2 Möglichkeiten der Eingliederung des stufenlosen mechanischen Wandlers in das Gesamtgetriebe

2.2.1 Getriebe mit Wandler direkt im Leistungsfluß

Die einfachste Möglichkeit einer Eingliederung des Kettenwandlers in Schleppergetriebe besteht darin, daß er direkt im Leistungsfluß zwischen Motor und Antriebsachse untergebracht wird und damit einen großen Teil des herkömmlichen Stufengetriebes ersetzt. Die höchste Entwicklungsstufe dieser schon seit über zehn Jahren in zahlreichen Versuchsausführungen realisierten Grundkonzeption wird durch das ZF-Schleppergetriebe T 518 verkörpert, das 1966 von *Schneider* [64] vorgestellt wurde, hier jedoch noch einmal in weiter schematisierter Form mit einheitlichen Sinnbildern [59] behandelt werden soll, siehe **Bild 1**. Der Aufbau des Fahrgetriebes kann in die folgenden drei Baugruppen gegliedert werden:

- Kriechganggetriebe (auf Wunsch) mit Hydraulikpumpenantrieb,
- Kettenwandler mit nachgeschalteter Hauptkupplung und
- Gruppenwahlgetriebe für die Grundstufen.

Bei insgesamt 6 Schaltstellen wären an sich 8 Fahrbereiche möglich, die aus 4 Vorwärts- und 4 Rückwärtsgängen bestehen würden. Da jedoch der Hersteller vorschreibt, bei Einschaltung der langsamen Stufe L des Kriechganggetriebes die schnelle Gruppe S des Gruppenwahlgetriebes nicht zu benutzen, ergeben sich mit dieser Einschränkung nur noch 3 Vorwärts- und 3 Rückwärtsfahrbereiche. Dadurch, daß die Hauptkupplung hinter dem Wandler angeordnet ist, kann das Kettengetriebe auch noch bei betätigter Kupplung oder sogar im Leerlauf bei stillstehen-

dem Schlepper verstellt werden. Darüber hinaus lassen sich die hinter dem Wandler liegenden Stufen aus dem gleichen Grund wie bei einem wegen einer ähnlichen Anordnung bekanntgewordenen Getriebe eines schweizerischen Herstellers [59] besonders leicht schalten. Ferner ist zur Schonung der Hauptkupplung deren Betätigung mit einer Einrichtung verbunden, die beim Ausrücken den Kettenwandler automatisch auf kleinste Abtriebsdrehzahl verstellt. Dieser Gedanke wurde in ähnlicher Form auch bei der Reversiereinrichtung verwirklicht, die in drei Stufen betätigt wird:

- Schalthebelbetätigung bis zu einem Anschlag bewirkt Wandlerverstellung auf kleinste Abtriebsdrehzahl.
- Bei betätigter Hauptkupplung wird Schalthebel durch seitliches Drücken am Anschlag vorbeigeführt und damit die synchronisierte R-V-Schaltung betätigt. Nach Lösen der Hauptkupplung fährt der Schlepper wieder an.
- Weitere Schalthebelbetätigung über einen zweiten Anschlag hinaus verstellt den Wandler und erhöht die Fahrgeschwindigkeit der Maschine weiter bis zum gewünschten Wert.

Der geschilderte Vorgang dauert im Vergleich zu unter Last schaltbaren Reversiereinrichtungen [59] wesentlich länger, da allein schon das einmalige Durchfahren des Wandlers mehrere Sekunden beansprucht. Ein sehr rasches Reversieren ist nur in einem bestimmten Sonderfall möglich, wenn nämlich der Wandler schon vor dem Schalten auf eine große Übersetzung ins Langsame eingestellt war.

2.2.2 Getriebe mit Leistungsverzweigung zur Erweiterung des Wandlungsbereiches

Aus der allgemeinen Antriebstechnik ist das Prinzip bekannt, den begrenzten Verstellbereich mechanischer Wandler durch eine Leistungsverzweigung zu einem Gesamtgetriebe mit wesentlich vergrößertem Wandlungsbereich auszubauen [16; 37; 67; 70]. Die einfachste Anwendung dieses Prinzips für ein Schleppergetriebe mit Kettenwandler wird in **Bild 2** gezeigt. Dieser Aufbau ermöglicht z. B. einen stufenlosen Fahrbetrieb von der größten

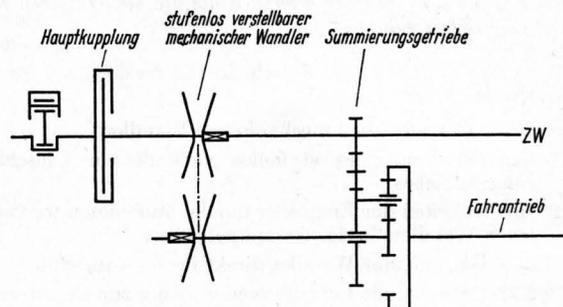


Bild 2. Getriebe mit stufenlosem mechanischen Wandler und Leistungsverzweigung zur Erweiterung des Wandlungsbereiches.

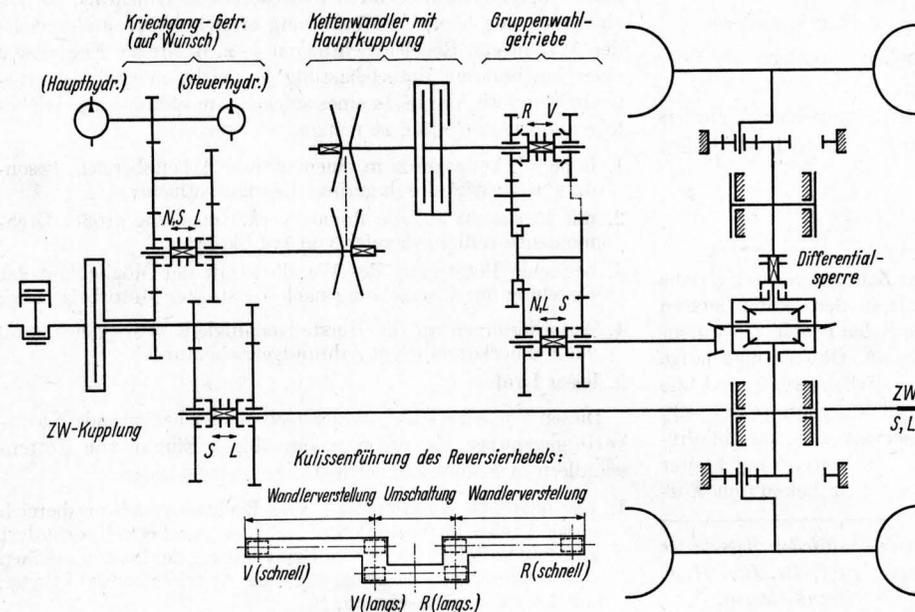


Bild 1. Getriebe mit stufenlosem mechanischen Wandler und zusätzlichen Schaltstufen. Bauart T 518 der Zahnradfabrik Friedrichshafen [64]

Rückwärtsgeschwindigkeit über den Stillstand bis zur maximalen Vorwärtsgeschwindigkeit. Eine genaue praktische Ausführung nach Bild 2 wäre jedoch unwirtschaftlich, da sehr große Blindleistungen im Getriebe kreisen, die einerseits eine Auslegung der Elemente für ein Vielfaches der Nennleistung erfordern würden, andererseits wegen der hohen Verluste einen geringen Gesamtwirkungsgrad zur Folge hätten. Diese Nachteile lassen sich allerdings erheblich vermindern, wenn man den stufenlosen Reversierbereich verkleinert und zusätzlich einen zweiten oder mehrere weitere Bereiche mit direkt in den Leistungsfluß geschaltetem Wandler vorsieht. Ein entsprechendes Getriebe, das sich an einen Vorschlag der Reimers-Getriebe KG [102] anlehnt und vom Verfasser hinsichtlich des Leistungsflusses näher untersucht wurde, wird in Bild 3 gezeigt. Es besteht im wesentlichen aus dem mechanischen Wandler, einem Block mit zwei Lamellenkupplungen und dem Summierungsgetriebe. Der direkte Gang (ohne Leistungsverzweigung) ist dann ein-

2. Reversiergeschwindigkeit des Schleppers ist durch große Verstellzeit des Wandlers zur Zeit noch unbefriedigend;
3. mäßiger Wirkungsgrad im Reversierbereich.

Der konstruktive Aufwand ist etwa mit dem der in Bild 1 gezeigten Konstruktion vergleichbar.

Ein weiteres Getriebe, bei dem ebenfalls das Prinzip der Leistungsverzweigung zur Erweiterung des Wandlungsbereiches ausgenutzt wird, wurde einer Patentschrift entnommen [95] und in Bild 4 schematisch dargestellt. Es besteht im wesentlichen aus den gleichen Elementen wie die in Bild 3 behandelte Konzeption, nur ist hier noch eine Lamellenkupplung mehr vorhanden, so daß insgesamt drei Fahrbereiche wählbar sind. Die Fahrgeschwindigkeiten dieser drei Bereiche und die entsprechenden Wandlerübersetzungen gehen aus dem Funktionschema hervor, in dem auch die zu betätigenden Lamellenkupplungen vermerkt wurden. Ähnlich wie bei dem in Bild 3 behandelten Getriebe ist auch hier im Fahrbereich mit Leistungs-

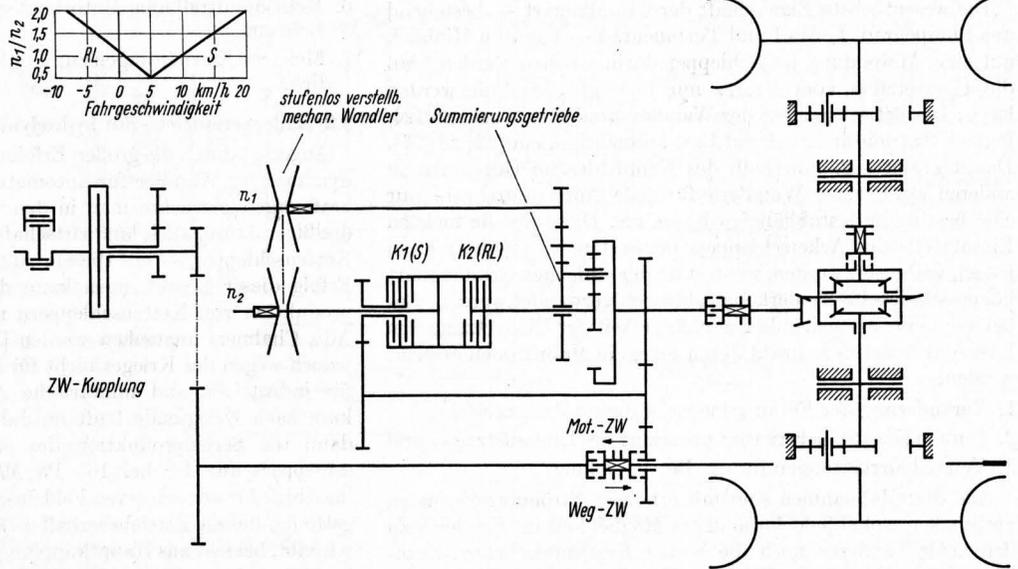


Bild 3. Entwurf eines Getriebes mit stufenlosem mechanischen Wandler und zwei Fahrbereichen. Anfahren, feines Rangieren, Reversieren und Bereich kleiner Fahrgeschwindigkeiten durch Leistungsverzweigung (Fahrbereich RL) [102].

geschaltet, wenn die Kupplung K 1 geschlossen und K 2 geöffnet ist. Im Reversierbereich (mit Leistungsverzweigung) wird K 1 geöffnet und K 2 geschlossen und die Bewegungsumkehr des Schleppers dann allein durch Verstellung des Wandlers erreicht. Wie aus dem links oben dargestellten Funktionsdiagramm zu ersehen ist, können die beiden Bereiche so festgelegt werden, daß sie exakt aneinander angrenzen und in diesem Synchronpunkt eine Umschaltung möglich ist, ohne daß die beteiligten Kupplungen durch Gleitreibung auf Verschleiß beansprucht werden. Legt man z. B. einen Verstellbereich des Kettengetriebes von 1:4 zugrunde, ergibt sich im direkten Gang ein Fahrbereich von 5 bis 20 km/h, der durch einen Reversierbereich von 5 km/h vorwärts bis ca. 8 km/h rückwärts zu ergänzen wäre. Bei dieser Auslegung, die mit dem in Bild 3 gezeigten Getriebe erreichbar ist, entstehen die größten Blindleistungen bei maximaler Rückwärtsfahrt und erreichen einen größten Betrag, der der Nennleistung des Getriebes etwa entspricht, so daß sich die tatsächliche Belastung theoretisch etwa verdoppelt. Dieser für die Wandlerbeanspruchung ungünstige Fahrzustand tritt jedoch mit nur geringem Benutzungsanteil und wahrscheinlich auch nur selten bei Vollast auf, so daß nicht die gesamte Vollastblindleistung, sondern nur ein Teil des theoretischen Wertes bei der praktischen Auslegung des Kettenwandlers zu berücksichtigen wäre. Zusammenfassend können als Vorteile des beschriebenen Getriebes folgende Eigenschaften genannt werden:

1. stufenlose Bewegungsumkehr des Schleppers (Reversieren) unter Last;
2. stufenloses Anfahren und Rangieren durch Wandlerverstellung (Anfahrkupplung entfällt) und
3. gute Wirkungsgrade im Hauptfahrbereich (Wandler direkt im Leistungsfluß).

Diesen Vorteilen sind einige Nachteile gegenüberzustellen:

1. Kettenwandler ist etwas größer auszulegen als der Nennleistung des Motors entspricht.

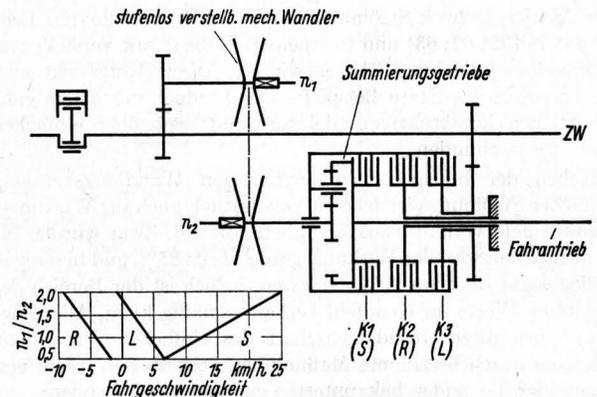


Bild 4. Getriebe mit stufenlosem mechanischen Wandler und drei Fahrbereichen R (rückwärts), L (langsam vorwärts) und S (schnell vorwärts). Bereich L (Anfahren, feines Rangieren, kleine Fahrgeschwindigkeiten) durch Leistungsverzweigung. Darstellung nach der deutschen Patentschrift Nr. 1232834 [95], 1967

verzweigung die Wandlerleistung immer größer als die Getriebeleistung. Dieses wirkt sich jedoch auf die Wandlerauslegung kaum aus, weil im Bereich großen Blindleistungsanteils die volle Motorleistung wegen der Kraftschlußgrenze der Treibräder gar nicht ausgenutzt werden kann. Eine stufenlose Fahrtrichtungs- umkehr für Frontladerarbeiten, wie sie das Getriebe nach Bild 3 erlaubte, ist hier nicht möglich. Dafür hätte jedoch eine praktische Ausführung der vorliegenden Konzeption, bei der durch hydraulisch geschaltete Lamellenkupplungen reversiert würde, z. Z. noch den Vorteil erheblich kürzerer Schaltzeiten.

3 Getriebe mit stufenlosen hydrodynamischen Wandlern

Nachdem hydrodynamische Wandler in vielen Zweigen der Technik Bedeutung erlangt haben und in besonders großen

Stückzahlen in Automobilgetrieben zum Einbau kamen [30], wurde die Anwendung dieses konstruktiv sehr ausgereiften Prinzips im Laufe der Jahre häufig auch im Hinblick auf Schleppergetriebe diskutiert. Obwohl man dabei meist zu dem Ergebnis kam, daß der hydrodynamische Wandler sich für den Schlepperantrieb nicht besonders gut eignet, wird er trotzdem vereinzelt verwendet. In letzter Zeit wird als Argument für eine Anwendung auf breiter Basis oft der Erfolg hydrodynamischer Getriebe in den konstruktiv den Ackerschleppern verwandten Erdbewegungsmaschinen [55; 66; 90; 93] angeführt. Als Beitrag zu diesen neueren Überlegungen sollen in der Folge die Eigenschaften hydrodynamischer Wandler noch einmal zusammenfassend besprochen und ihre Vor- und Nachteile für Schleppergetriebe behandelt werden. Im Anschluß daran wird anhand eines Beispiels die Eingliederung des Wandlers in die Gesamtkonzeption des Getriebes erläutert.

3.1 Eigenschaften des hydrodynamischen Wandlers

Die wesentlichste Eigenschaft der Grundbauart — bestehend aus Pumpenrad, Leitrad und Turbinenrad — kann im Hinblick auf eine Anwendung im Schlepper darin gesehen werden, daß die Übersetzung vom Fahrer nur bedingt beeinflusst werden kann: Die Betriebspunkte des Wandlers stellen sich bekanntlich je nach Antriebsdrehzahl und Last automatisch ein [22; 28; 77]. Damit ergibt sich innerhalb des Kennfeldes im Gegensatz zu anderen stufenlosen Wandlern für jede Antriebsdrehzahl nur eine bestimmte lastabhängige Kennlinie. Diese für die meisten Einsatzfälle des Ackerschleppers ungünstige Eigenschaft kann jedoch verbessert werden, wenn statt der einfachen Grundbauart höher entwickelte Sonderkonstruktionen verwendet werden. Dabei kann eine weitgehende Unabhängigkeit der Übersetzung von Last und Antriebsdrehzahl durch folgende Maßnahmen erreicht werden:

1. Veränderung der Füllmenge während des Betriebes,
2. Einbau eines Schiebers zur Drosselung des Umlaufstromes und
3. Verstellvorrichtungen für die Beschaufelung.

Alle drei Maßnahmen sind mit erhöhten Strömungsverlusten verbunden, wobei jedoch die dritte Möglichkeit im Vergleich zu den beiden anderen noch die besten Ergebnisse liefert. Dementsprechend wurden z. B. in jüngster Zeit für Sonderprobleme der Antriebstechnik Strömungswandler mit verstellbaren Leitschaufeln [32; 62; 63] und in einem Fall sogar mit verstellbarer Pumpenbeschaufelung [31] entwickelt. Diese Konstruktionen — besonders das letzte Beispiel — sind jedoch mit einem ganz erheblichen konstruktiven Mehraufwand gegenüber einfachen Bauarten verbunden.

Neben der beschriebenen ungünstigen Wandlungskennung einfacher Strömungsetriebe ist bekanntlich auch ihr Wirkungsgradkennfeld verhältnismäßig unbefriedigend. Zwar wurden für Kraftfahrzeugwandler Wirkungsgrade bis zu 85% und in einigen Fällen sogar bis etwa 90% gemessen, jedoch ist der Bereich der günstigen Werte im Kennfeld verhältnismäßig klein. Allerdings kann auch diese Grundeigenschaft des einfachen Strömungsetriebes durch bestimmte Maßnahmen verbessert werden, von denen hier die beiden bekanntesten genannt werden sollen:

1. Verminderung der sogenannten Stoßverluste durch mehrstufige Pumpen-, Leit- und Turbinenräder;
2. Abstützung des Leitrades oder mehrerer Leiträder über einen Freilauf am festen Gehäuse (Trilok-Prinzip), wodurch der Wandler im Bereich hoher Abtriebsdrehzahlen als hydrodynamische Kupplung arbeitet und im Nennlast-Beharrungszustand nur noch etwa 2 bis 3% Verluste aufweist.

Berücksichtigt man die besprochenen Eigenschaften hydrodynamischer Wandler, so können im Hinblick auf die Verwendung in Schleppergetrieben folgende Vorteile genannt werden:

1. Bewährte, einfache und ausgereifte Konstruktionen, die in Serie verhältnismäßig billig herstellbar sind [18], können aus dem Automobilbau übernommen werden.
2. Zuverlässige Lastbegrenzung und wirksame Dämpfung von Drehschwingungen (Lastkollektiv des Gesamtgetriebes im Vergleich zu herkömmlichen Bauarten wesentlich günstiger [33; 66]).
3. Automatische Anpassung der Übersetzung an die Zugbelastung in manchen Fahrsituationen günstig.

4. Anfahren erfolgt automatisch durch Drehzahlerhöhung (von Leerlauf- auf Arbeitsdrehzahl).

5. Außerordentlich geringer Verschleiß, hohe Betriebssicherheit.

Diesen Vorzügen stehen nun leider einige bedeutende Nachteile entgegen, die für den einfachen Wandler aus Pumpe, Leitrad und Turbine folgendermaßen zusammengefaßt werden können:

1. Lastabhängige und nicht einstellbare Übersetzung vor allem für Zapfwellenarbeiten sehr ungünstig.
2. Bei Verminderung der Motordrehzahl fällt übertragbares Drehmoment ab.
3. Anpassung von Motor und Wandler wird bei Belastung der Motor-Zapfwelle gestört.
4. Gute Wirkungsgrade nur in einem kleinen Bereich des Kennfeldes.
5. Mehrere Nachschaltstufen erforderlich, da wirtschaftlicher Wandlungsbereich für Direktantrieb viel zu klein.
6. Kein unmittelbares Motorbremsen beim Wechseln der Lastrichtung.
7. Meistens Einrichtungen zur Kühlung des Wandleröls erforderlich.

3.2 Schlepperantriebe mit hydrodynamischen Wandlern

Angeregt durch die großen Erfolge bei der Entwicklung hydrodynamischer Wandler für automatische Getriebe für Personenkraftwagen versuchte man in den USA schon gegen Ende der dreißiger Jahre, auch landwirtschaftliche Schlepper — zunächst Kettenschlepper — mit diesem Antrieb auszurüsten. Als erster Erfolg dieser Bemühungen kann die 1940 beginnende Serienproduktion von Kettenschleppern mit Strömungswandlern bei Allis Chalmers angesehen werden [15]. Die Maschinen werden jedoch wegen des Krieges nicht für landwirtschaftliche, sondern für industrielle und militärische Aufgaben eingesetzt. Schon kurz nach Kriegsende läuft im Jahre 1947 bei Allis Chalmers dann die Serienproduktion des sogenannten HD-19-Kettenschleppers an, der bei 165 PS Motorleistung [99] als Großmaschine für den schweren Feldeinsatz gedacht ist. Das Gesamtgetriebe, dessen Betriebsverhalten *Frudden* [15] ausführlich beschreibt, besteht aus Hauptkupplung, hydrodynamischem Wandler und nachgeordnetem 2-Gang-Wechselgetriebe mit Rücklauf. Beachtlich ist die große Anfahrwandlung 4,4:1 des Strömungsetriebes. Während *Frudden* Getriebe dieser Art für Standard-Radschlepper wegen der Schwierigkeiten bei Zapfwellenarbeiten nicht befürwortet, schlägt *Shurts* [69] zur gleichen Zeit vor, den Wandler mit einer Überbrückungskupplung zu versehen, um bei Zapfwellenarbeiten die Lastabhängigkeit der Wandlerübersetzung und damit der Fahrgeschwindigkeit auszuschalten.

Der erste serienmäßige Radschlepper mit Strömungsetriebe wird 1958 von *Case* vorgestellt [3; 81]. Das Gesamtgetriebe besteht aus dem Wandler mit Überbrückungskupplung, der Hauptkupplung in Lamellenbauart und dem nachgeordneten 8-Gang-Stufengetriebe. Offenbar mußte die früher von *Shurts* vertretene Ansicht, daß drei mechanische Schaltstufen ausreichen, revidiert werden, weil die Zapfwellenarbeiten mit überbrücktem Wandler eine feinere Stufung erfordern.

Die oft geäußerte Ansicht, daß das Strömungsetriebe besonders bei schweren Arbeitsmaschinen Vorteile aufweist [66], veranlaßte in Deutschland die Firma Anton Schlüter, München, in Zusammenarbeit mit der Zahnradfabrik Friedrichshafen einen Großschlepper mit hydrodynamischem Wandler zu entwickeln. So wurde 1966 auf der DLG-Ausstellung in Frankfurt ein 135-PS-Radschlepper vorgestellt, dessen ZF-Getriebe (Bauart T 350) in **Bild 5** dargestellt wird. Das Fahrgetriebe kann in drei Baugruppen eingeteilt werden, den Wandler in sogenannter Trilok-Bauart und mit mechanischer Überbrückungskupplung, das 6-Gang-Hauptgetriebe und das unter Last schaltbare Reversiergetriebe. Die übrigen Einrichtungen des Gesamtgetriebes dienen zum Antrieb mehrerer Zapfwellen und zur Energieversorgung des Allradantriebes, der verhältnismäßig aufwendig konzipiert wurde: Die Leistung für die beiden Achsen wird im Gegensatz zur sonst bei Schleppern üblichen einfachen Verzweigung durch ein zentrales Differentialgetriebe verteilt. Die Konzeption des Fahrgetriebes erlaubt in jeder der sechs Gangstufen drei charakteristische Fahrzustände:

1. Wandler-Überbrückungskupplung bei großer Getriebebelastung (Anfahren oder schwerer Zugbetrieb) geöffnet: Strömungsgetriebe arbeitet als Drehmomentwandler und paßt die Übersetzung automatisch an die Belastung an.
2. Wandler-Überbrückungskupplung bei kleiner bis mittlerer Getriebebelastung (z. B. bei Transportarbeiten) geöffnet: Leitrad des Wandlers löst sich über den Freilauf aus der Abstützstellung und läuft mit um, so daß die Einheit als Strömungskupplung arbeitet.
3. Wandler-Überbrückungskupplung geschlossen: Strömungsgetriebe läuft ausgeschaltet ohne Funktion bei allen Belastungen mit um.

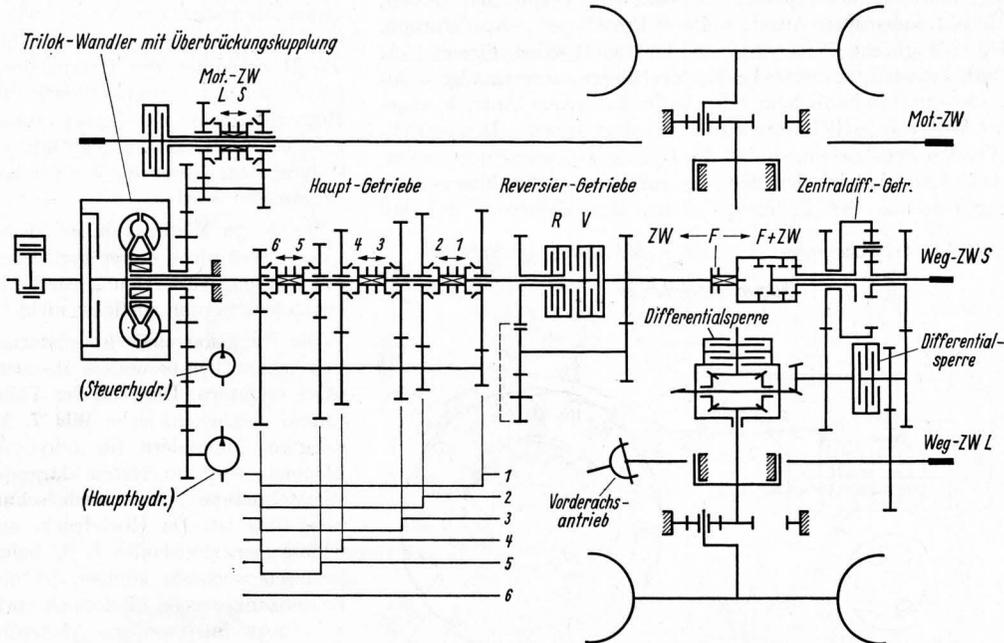


Bild 5. Getriebe T 350 der Zahnradfabrik Friedrichshafen mit hydrodynamischem Wandler, eingebaut im Großschlepper Bauart Schlüter (Super 1500 V, 1966).

Die Erfahrungen mit diesem Getriebe zeigen, daß ein Dauerbetrieb im erstgenannten Fahrzustand — z. B. bei schweren Ackerarbeiten — wegen der hohen Wandlerverluste vermieden werden muß. Da die Möglichkeit einer Auslegungsänderung des Wandlers zur Vergrößerung des Kupplungsarbeitsbereiches wegen der damit verbundenen Verschlechterung der Anpassung an den Motor ausscheidet, muß bei schwerem Dauerbetrieb mit der Überbrückungskupplung gefahren werden. Dies gilt ebenfalls für schwere Zapfwellenarbeiten, da sonst der Motor überlastet würde.

Bei beiden Fahrzuständen, von denen der erste verhältnismäßig häufig auftritt, hat es sich nun gezeigt, daß sechs Gangstufen nicht ausreichen und mindestens acht bis zehn Gänge erforderlich sind. Da dies jedoch unter Beibehaltung des Wandlers nicht mehr wirtschaftlich erschien, wurde die Getriebe-konzeption nach der Produktion der Nullserie geändert und wird jetzt mit Strömungskupplung und Zwölfang-Gruppengetriebe ausgeführt. Dabei wurde auch das zentrale Differentialgetriebe wieder weggelassen.

4 Getriebe mit stufenlosen hydrostatischen Wandlern

Beim Vergleich mit den beiden zuvor beschriebenen Bauarten stufenloser Wandler können der hydrostatischen Konzeption trotz vieler z. Z. noch anstehender Probleme die größten Zukunftschancen vorausgesagt werden [49; 68; 84; 97]. Dieser besonderen Bedeutung entsprechend erfolgt ihre Behandlung hier etwas ausführlicher als die der beiden anderen Bauarten.

4.1 Rückblick über die Entwicklung

Ähnlich wie die herkömmlichen Schlepperstufengetriebe [59] haben auch die hydrostatischen Schleppergetriebe einen gemeinsamen Ursprung mit Getrieben anderer Fahrzeuggattungen, in der Hauptsache mit Personenkraftwagen-Getrieben. Historische Marksteine der beginnenden Entwicklung sind einige bedeutende Erfindungen um die Jahrhundertwende [45; 79], von denen z. B. das hydrostatische *Renault*-Getriebe aus dem Jahre 1907 [58], das von *Molly* [45] ausführlich beschrieben wird, besondere Beachtung verdient. Schon damals vereinigt diese geniale Kon-

struktion zahlreiche bis heute richtungweisende Details: Axialkolbenmaschinen mit Primär- und Sekundärverstellung, Leistungsverzweigung zur Wirkungsgradverbesserung, Motor größer als die Pumpe, Betriebsdruck als Steuergröße u. a. *Renaults* Ideen und mit diesen andere ähnliche Erfindungen wurden nicht verwirklicht, weil die Ausführungen für genügend hohe Drücke mit dem damaligen Stand der Technik offenbar nicht zu bewältigen waren und z. B. schon an Werkstoff- und Fertigungsfragen scheiterten. In den zwanziger Jahren kam jedoch *Thoma* auf das Axialkolbenprinzip zurück und entwickelte seine berühmte Konstruktion mit schwenkbarem Zylinder-

block [74], die im Gegensatz zu den früheren Ideen ohne ein Kardangelen auskam. Trotz der hohen technischen Reife, die seine Aggregate schon in den dreißiger Jahren erreichten [43], gelang eine serienmäßige Herstellung erst nach dem Krieg [43]. Die Anwendungen erstreckten sich dabei im Fahrzeugbau z. B. auf Rangierlokomotiven [4; 75], Sonderfahrzeuge [2; 54], Flurförderer (seit 1955) [29; 53; 72; 73; 76], Baumaschinen und die Ausrüstung von Wasserfahrzeugen [56]. Während für automobiltechnische Antriebe, für die die Pioniere des hydrostatischen Wandlers ihre Ideen anwenden wollten, aus heutiger Sicht keine großen Chancen mehr bestehen, wurde in England im National Institute of Agricultural Engineering (N.I.A.E.) bereits 1952 mit dem Bau eines hydrostatischen Versuchsschleppers für den landwirtschaftlichen Einsatz begonnen [19], der 1954 vorgestellt werden konnte [80] und danach im praktischen Einsatz erprobt wurde [5; 20].

Der Antrieb dieses berühmten Schleppers besteht aus einer verstellbaren Axialkolbenpumpe, deren Ölstrom zu zwei direkt in den Antriebsrädern untergebrachten langsamlaufenden Radialkolbenmotoren geleitet wird, siehe **Bild 6**. Dadurch entfallen alle sonst üblichen Elemente der mechanischen Übertragung. Bemerkenswert ist, daß diese Idee bereits zu Beginn des Jahrhunderts dem Engländer *H. S. Hele-Shaw* für den Antrieb von Lastkraftwagen patentiert wurde [21] und schon 1914 Wirkungsgradmessungen an einer praktischen Ausführung vorlagen [24].

Die intensiven Bemühungen des N.I.A.E. um eine praktische Einführung des hydrostatischen Schleppergetriebes ermutigen zahlreiche Schlepperhersteller zu eigenen Entwicklungsarbeiten. So stellt z. B. die International Harvester Company 1960 einen Prototyp vor, der ähnlich wie die N.I.A.E.-Version mit hydrostatischem Einzelradantrieb arbeitet [39; 47]. Ein Jahr später wird eine ähnliche IHC-Versuchsmaschine bekannt, die jedoch anstelle des Verbrennungsmotors durch eine Gasturbine angetrieben wird [40; 48]. Die Entwicklungsrichtung der sogenannten aufgelösten Bauweise mit Einzelradantrieb durch große Ölomotoren wird zwar zunächst auch noch von der englischen

Firma Lucas unterstützt [82], kann sich jedoch später — vermutlich wegen des hohen Preises der Ölmotoren — nicht durchsetzen. Der Trend zum hydrostatischen Kompaktgetriebe, das nur das herkömmliche Zahnradschaltgetriebe, nicht aber die gesamte mechanische Kraftübertragung ersetzt, wird maßgeblich durch großangelegte Entwicklungsarbeiten der englischen Firma Dowty beeinflusst [9; 83]. Aber auch von Lucas werden nun Kompakteinheiten entwickelt und in Versuchsschlepper eingebaut, z. B. in den Großschlepper „Ploughmaster“ der Roadless Traction Ltd., der 1963 auf der Royal Smithfield Show als Prototyp gezeigt wird [85] und in Serie gehen soll [88]. Von einer Serienfertigung kann jedoch bis heute nicht gesprochen werden, obwohl eine größere Anzahl weiterer Prototypen gebaut wurden. Um die gleiche Zeit wird von der schottischen Firma J. A. Cuthbertson Ltd. ein 80-PS-Kettenschlepper serienmäßig wahlweise mit mechanischem oder hydrostatischem Antrieb angeboten [87]. Jede Gleiskette wird durch einen Dowty-„Dowmatic“-Wandler angetrieben, so daß die Hydrostatik nicht nur für den stufenlosen Antrieb der Maschine, sondern darüber hinaus auch zur Lenkung des Fahrzeugs dient. Bemerkenswert ist, daß

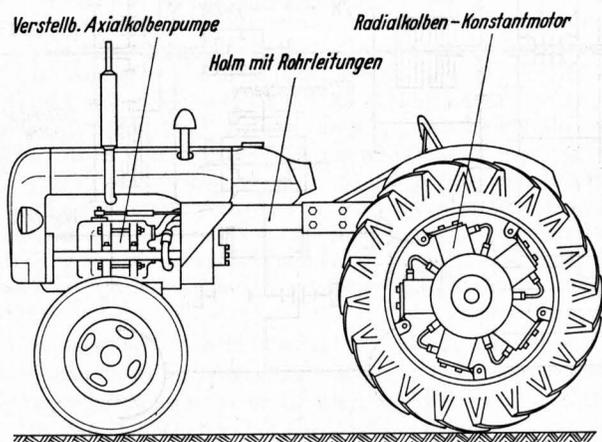


Bild 6. Erster bekanntgewordener Versuchsschlepper mit hydrostatischem Antrieb. Entwicklung des National Institute of Agricultural Engineering, Silsoe, England, 1964.

gleiche Preise für die herkömmliche Bauform und die hydrostatische Variante gefordert werden [87]. Als weitere Pionierarbeit der Anwendung hydrostatischer Getriebe in Ackerschleppern können die 1964 [86] bekanntgewordenen Entwicklungsarbeiten der deutschen Firma Eicher gelten, die 1966 zur ersten Serienproduktion hydrostatischer Ackerschlepper führen [14]. Eingebaut wird das englische Kompaktgetriebe „Taurodyne“ von Dowty. Von Eicher wird betont, daß die 54-PS-Maschine (Leistung in den ersten Produktionsjahren) bewußt nur in kleinen Stückzahlen hergestellt wird, um die Reaktion des Marktes auf das neue Konzept besser unter Kontrolle zu behalten [36].

Ähnlich wie bei Dowty und Lucas in England und bei Güldner in Deutschland wurden in den letzten Jahren auch in den USA von einigen Hydraulikfirmen große Anstrengungen unternommen [97], um hydrostatische Schleppergetriebe zu entwickeln. Die ersten Erfolge erreichte man bei den Kleinschleppern, die schon seit einigen Jahren in verhältnismäßig großen Stückzahlen — z. B. 60 000 im Jahre 1966 [97] — mit hydrostatischen Getrieben gefertigt werden [1; 57; 89; 91; 94]. Die bei diesen Maschinen z. T. sehr mäßigen Wirkungsgrade, die vor allem auf die Verwendung von Zahnradmotoren zurückzuführen sind [57], werden angeblich durch den hohen Fahrkomfort ausgeglichen [91].

Der erste serienmäßige amerikanische Standardschlepper mit hydrostatischem Getriebe wurde von IHC in Zusammenarbeit mit Sundstrand entwickelt und 1967 vorgestellt [96]. Dabei handelt es sich um eine Variante des in den USA sehr beliebten Typs 656 der 60-PS-Klasse, von der man sich rasch ansteigende Stückzahlen erhofft [49; 78].

Die historischen Betrachtungen zeigen, daß die hydrostatischen Fahrzeugantriebe und mit ihnen die hier behandelten Anwendungen bei den Ackerschleppern eine schon recht lange dauernde Entwicklung hinter sich haben. Trotz beachtlicher Anfangserfolge steht die serienmäßige Anwendung des hydro-

statischen Getriebes für landwirtschaftliche Schlepper jedoch noch immer in den Anfängen und kann z. B. mit dem technischen Stand der Verbrennungsmotore vor etwa 50 Jahren verglichen werden.

4.2 Aufbau und Eigenschaften des hydrostatischen Wandlers

Die Grundbauart des stufenlos verstellbaren hydrostatischen Drehzahl-Drehmoment-Wandlers besteht bekanntlich aus einer als Pumpe arbeitenden Verdrängermaschine und einem oder mehreren meist ähnlich aufgebauten Hydromotoren, zwischen denen die Energie in geschlossenem Kreislauf durch eine Arbeitsflüssigkeit hydrostatisch übertragen wird [71] und von denen mindestens eine Maschine im Förderstrom verstellbar sein muß. Bei den meisten Bauarten für Fahrzeugantriebe wird nur das Hubvolumen der Pumpe verstellbar. In vielen Fällen wird jedoch außer der sogenannten Primärverstellung auch noch eine Motorverstellung zur Verbesserung der Betriebskennlinien vorgesehen, während Wandler mit ausschließlicher Sekundärverstellung wegen ihrer ungünstigen Kennung bei Fahrzeugen kaum angewendet werden.

Die letzte Möglichkeit soll deswegen in den folgenden Betrachtungen nicht weiter berücksichtigt werden. Auch Getriebe mit Leistungsverzweigung zur Verbesserung des Wirkungsgradkennfeldes werden zunächst nicht berücksichtigt.

Die Funktion eines hydrostatischen Fahrzeugwandlers läßt sich bekanntlich besonders übersichtlich mit Hilfe eines Schaltplans erläutern. Dies soll der Vollständigkeit halber hier noch einmal gesehen, siehe **Bild 7**. Mit den in DIN 24300 festgelegten Sinnbildern für öldruckhydraulische (und pneumatische) Elemente wird ein System dargestellt, das sowohl primärseitig (Verstellpumpe 1) als auch sekundärseitig (Verstellmotor 2) verstellbar ist. Da Hochdruck- und Niederdruckseite des geschlossenen Kreislaufes z. B. beim „Reversieren“ oder beim Bremsen wechseln können, ist die Absicherung (Hochdruck-Begrenzungsventile 10) doppelt vorhanden. Zur Erzeugung eines Vordrucks im jeweiligen Niederdruckbereich, zum ständigen Austausch der verhältnismäßig geringen kreisenden Ölmenge (Wärmeabfuhr, Filterung und gleichmäßige Nutzung der gesamten Wandlerfüllung) sowie für den Ersatz der Leckverluste dient das sogenannte Speisesystem (3 bis 9). Dabei erzeugt die Speisepumpe 3 einen durch das Ventil 4 abgesicherten Niederdruckölstrom von z. B. 10 at, der über das Filter 5 und eines der beiden Speiserückschlagventile 6 in den jeweiligen Niederdruckteil des Kreislaufes gelangt. Dabei wird das Spülventil 7 durch die Hochdruckseite so angesteuert, daß der überschüssige Speisestrom aus dem Niederdruckbereich über das Vorspannventil 8 und den Kühler 9 in den Ölbehälter abfließen kann. Um eine Zerstörung des Wandlers beim Ausfall der Speiseeinrichtung zu verhindern, können die Rückschlagventile 11 vorgesehen werden, die einen Selbstansaug-Notbetrieb ermöglichen.

Die grundlegende Eigenschaft der hydrostatischen Fahrzeugwandler besteht bekanntlich in der stufenlosen Einstellbarkeit aller Abtriebsdrehzahlen zwischen der größten Rückwärtsübersetzung über abtriebsseitigen Stillstand (Anfahrpunkt) bis zur größten Vorwärtsübersetzung. Dabei ist die jeweilige Abtriebsdrehzahl und damit die Geschwindigkeit des Fahrzeugs von der

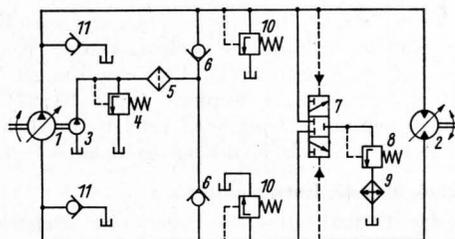


Bild 7. Hydrostatischer Wandler mit Primär- und Sekundärverstellung. Schaltplan des geschlossenen Kreislaufes (Sinnbilder nach DIN 24300).

- | | |
|---------------------------------|--|
| 1 Hydroverstellpumpe | 7 Spülventil |
| 2 Hydroverstellmotor | 8 Niederdruck-Vorspannventil |
| 3 Speisepumpe | 9 Kühler |
| 4 Speisedruck-Begrenzungsventil | 10 Hochdruck-Begrenzungsventil |
| 5 Filter | 11 Rückschlagventil für Selbstansaugung (Notbetrieb) |
| 6 Speise-Rückschlagventil | |

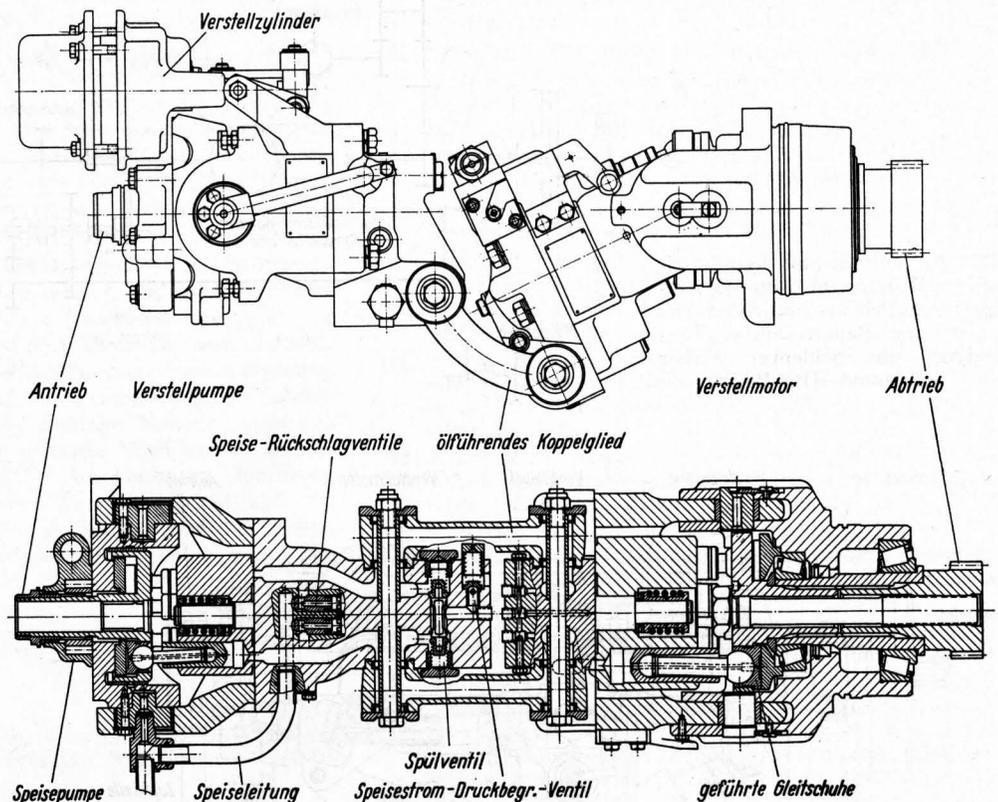
Getriebebelastung im Gegensatz zum Verhalten hydrodynamischer Wandler fast völlig unabhängig. Eine weitere Eigenart ist die im Vergleich zu mechanischen Wandlern viel schneller mögliche Verstellung der Übersetzung, durch die einerseits große Fahrzeugbeschleunigungen, andererseits aber auch große Verzögerungen (Bremsen) erreicht werden können. Die für die letzte Möglichkeit erforderliche Bremswirkung des Verbrennungsmotors [35] reicht meist aus, um allein durch Wandlerverstellung das Fahrzeug ausreichend abzubremsen und die sonst übliche Betriebsbremse einzusparen.

Faßt man die genannten und einige weitere der in zahlreichen Veröffentlichungen behandelten Eigenschaften des hydrostatischen Fahrtriebes [7; 74; 91] im Hinblick auf seine Anwendung in Ackerschleppern [9; 20; 25; 41; 42; 50; 51; 91] zusammen, können folgende Vorteile genannt werden:

2. Noch verhältnismäßig hohe Herstellkosten.
3. Wartung und Reparatur noch etwas schwieriger als bei herkömmlichen Stufengetrieben.
4. Bei den meisten Bauarten noch verhältnismäßig hoher Geräuschpegel [26].
5. Verringerung der Lebensdauer des Verbrennungsmotors durch Erhöhung des Auslastungsgrades.

Zu dieser Wertung muß ergänzend bemerkt werden, daß bei hydrostatischen Wandlern mit innerer Leistungsverzweigung [44; 46] das Wirkungsgradkennfeld ganz erheblich besser sein kann als bei den Grundbauarten ohne Leistungsverzweigung [27]. Dieser Vorteil muß allerdings mit einem größeren Bauaufwand erkauft werden, weshalb Wandler dieser Art bekanntlich bisher bei Fahrzeugen nur versuchsweise verwendet wurden [45; 101].

Bild 8. Hydrostatischer Wandler in Kompaktbauform mit gekoppelter Primär- und Sekundärverstellung. Bauart Dowty „Taurodyne“. Entwicklungsstand 1968.



1. Besonders schnelles Manövrieren der Maschine bei hohem Bedienungskomfort: Jede Fahrgeschwindigkeit innerhalb des gesamten Verstellbereiches (einschließlich Rückwärtslauf) mit einem Hebel stufenlos einstellbar. (Dieser Vorteil wird nur bei der Kombination mit Stufengetrieben etwas eingeschränkt [49].)
2. Mehrere herkömmliche Elemente entfallen: Anfahrkupplung, Einrichtungen für Rückwärtsfahrt und Betriebsbremsen.
3. Günstiges Arbeiten mit Geräten: Sehr geringe Abhängigkeit der Übersetzung, d. h. der Fahrgeschwindigkeit von der Zugbelastung des Schleppers.
4. Günstige Voraussetzungen für Getrieberegelungen, besonders beim System Verstellpumpe-Konstantmotor [17; 60]: Druck direktes Maß für das Abtriebsmoment, Getriebeübersetzung durch Pumpeneinstellung gegeben (beide Gesetzmäßigkeiten nicht ganz exakt, jedoch hier ausreichend genau).
5. Freizügige Anordnung der Getriebe-Elemente und damit sogenannte aufgelöste Bauweise möglich [20; 39; 92].
6. Einfache Begrenzung der Belastung des Wandlers und aller übrigen im Kraftfluß befindlichen Übertragungselemente durch Druckbegrenzungsventile.
7. Einfache Kraftflußunterbrechung durch Kurzschlußschieber.

Diesen recht bestechend erscheinenden Vorzügen sind folgende Nachteile entgegenzustellen:

1. Im Vergleich zu herkömmlichen Stufengetrieben wesentlich ungünstigeres Wirkungsgradkennfeld, besonders im Teillastbereich [24; 25; 50; 74; 91]. Dadurch meist Kühleinrichtung für das Öl [65] erforderlich.

4.3 Zwei serienmäßige Schlepperantriebe mit hydrostatischen Wandlern

Im folgenden werden die Getriebe von zwei Ackerschleppern besprochen, die serienmäßig mit hydrostatischen Kompaktwandlern ausgerüstet werden. Der englische Wandler Dowty „Taurodyne“ des seit etwa drei Jahren von Eicher gefertigten sogenannten HR-Schleppers [36; 100] arbeitet mit Primär- und Sekundärverstellung, siehe Bild 8. Dabei sind beide Schwenkkörper der aus der Thoma-Bauform entwickelten Aggregate durch hohle Koppelglieder verbunden, die den Ölstrom übertragen. Die Geometrie des dadurch gebildeten sogenannten Gelenkvierecks ist so ausgelegt, daß durch die damit erreichte Abhängigkeit der Schwenkwinkel verhältnismäßig günstige Betriebsbedingungen entstehen [45; 98]. Weitere charakteristische konstruktive Einzelheiten: Aufnahme der Kolbenaxialkräfte durch geführte hydrostatische Gleitschuhe — Hydromotor größer als die Pumpe (dadurch maximale Abtriebsdrehzahl nur wenig größer als die Antriebsdrehzahl) — Servoverstellung und Schmierung durch Speisedruck — nur ein Hochdruckbegrenzungsventil (über Rückschlagventile an beide Seiten des Kreislaufes angeschlossen), das gleichzeitig als Entlastungsventil dient.

Die Gesamtkonzeption des Schleppergetriebes weist im Fahrtrieb keinerlei mechanische Schaltstufen mehr auf, siehe Bild 9. Bemerkenswert ist die Konstruktion der Zapfwelle, die vier verschiedene Betriebsarten ermöglicht:

1. Normzapfwelle „langsam“ (590 min^{-1} bei Nenndrehzahl)
2. Normzapfwelle „schnell“ (1000 min^{-1} bei Nenndrehzahl)

3. Wegzapfwelle

4. Stufenlos von 1000 min^{-1} Linkslauf bis 1325 min^{-1} Rechtslauf verstellbare Zapfwelle für stationären Betrieb.

Bei der letzten und gegenüber herkömmlichen Getrieben neuartigen Möglichkeit wird bei eingeschalteter Wegzapfwelle der Fahrtrieb abgestellt, so daß die gesamte Motorleistung bei stufenlos verstellbarer Drehzahl zur Verfügung steht und z. B. beim Antrieb einer Seilwinde Vorteile mit sich bringt.

Ein weiteres Schleppergetriebe mit hydrostatischem Wandler wurde von der International Harvester Company in Zusammen-

arbeit mit der Sundstrand Corporation in den USA entwickelt, **Bild 10**. Auch dieser Wandler wird primär und sekundär verstellt, wobei jedoch jede Seite eine eigene Verstellvorrichtung besitzt. Die Art der Verstellung ist dadurch zwar erheblich aufwendiger als die Dowty-Konzeption, sie ermöglicht aber dafür eine freizügigere Wandlersteuerung, die z. B. nach den Wirkungsgradkennfeldern der verwendeten Axialkolbenmaschinen optimiert werden kann. Der Wandler selbst fällt durch seine besonders kompakte Bauform auf. Diese sogenannte „back-to-back“-Anordnung, die durch die Verwendung von Schrägscheibeneinheiten ermöglicht wird, zeichnet sich bekanntlich durch

Bild 9. Getriebe mit hydrostatischem Wandler in Kompaktbauform mit Primär- und Sekundärverstellung, Bauart Dowty „Taurodyne“ im Schlepper Eicher „Mammut HR“ 1965.

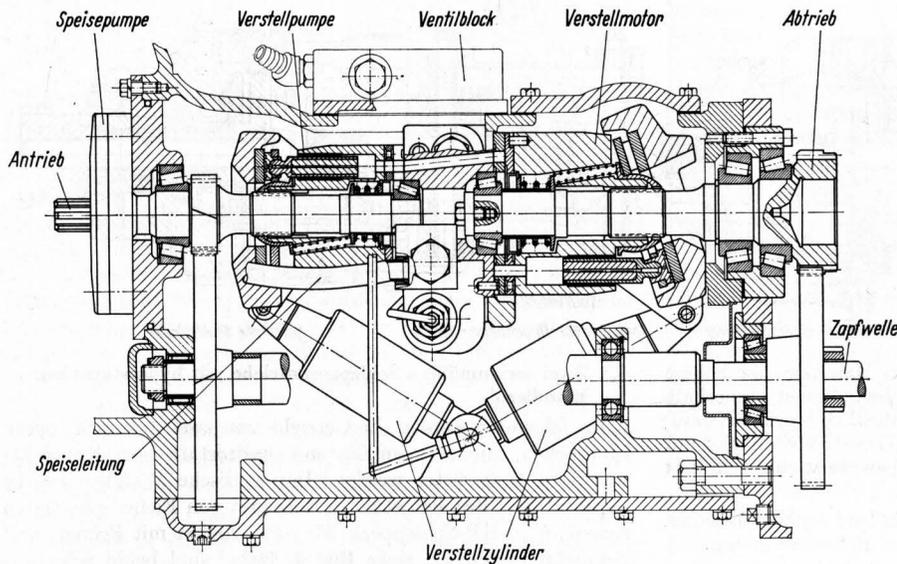
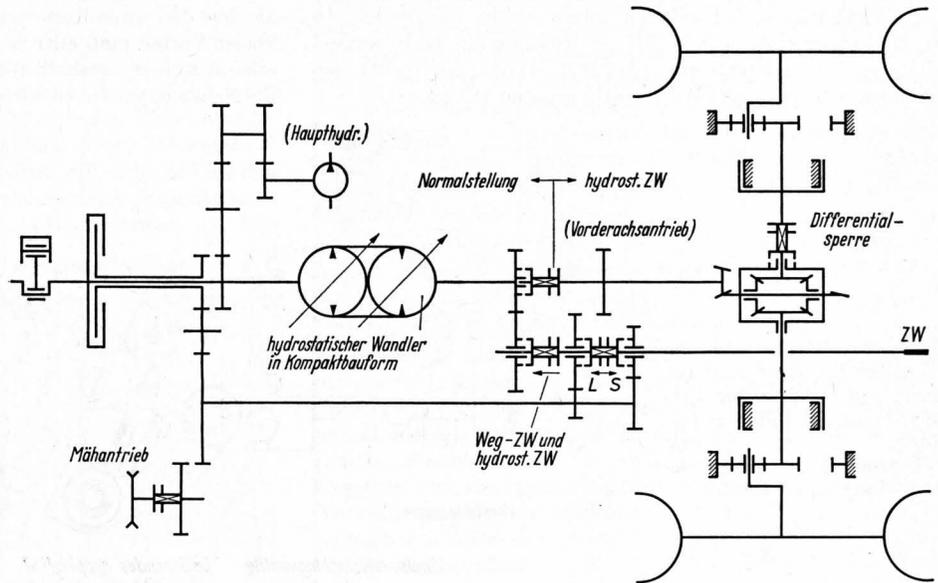
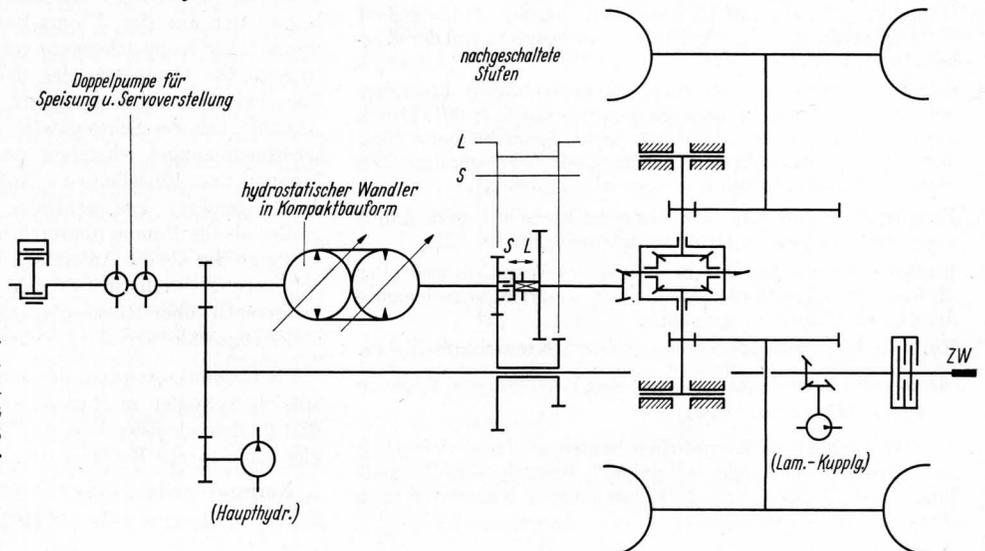


Bild 10. Einbau des hydrostatischen Wandlers (Bauart Sundstrand) zwischen Dieselmotor und Nachschaltstufen im Schlepper 656 der International Harvester Company, 1967.

Bild 11. Getriebe mit hydrostatischem Wandler in Kompaktbauform mit Primär- und Sekundärverstellung, Bauart Sundstrand im Schlepper 656 der International Harvester Company, 1967.



besonders geringe Strömungsverluste aus, denen jedoch verhältnismäßig hohe Reibungsverluste an den mit großen Querkraften belasteten Kolben entgegenstehen [27]. Die Entwicklungsarbeiten führten 1967 zur Serienreife des hydrostatisch angetriebenen IH-Schleppers 656, der jedoch auch mit mechanischem 10-Gang-Getriebe weiter produziert wird. Bemerkenswert ist dabei, daß die stufenlose Version mit etwas höherer Motorleistung als der herkömmliche Schlepper angeboten wird [49], um den schlechteren Wirkungsgrad des hydrostatischen Antriebs etwas auszugleichen. Das Gesamtgetriebe der Maschine weist im Gegensatz zur Eicher-Dowty-Konzeption noch zwei Zahnrad-Schaltstufen auf, die dem mit Motordrehzahl angetriebenen Wandler nachgeordnet wurden, Bild 11. Mit diesem „Rest“ des Stufengetriebes kann eine gewisse Verbesserung des Wirkungsgradfeldes der Gesamtübertragung erreicht werden, die sich besonders bei hohen Fahrgeschwindigkeiten bemerkbar macht. Die stufenlose Charakteristik bleibt trotz der beiden Schaltstufen insofern erhalten, als ein Anfahren, Reversieren und stufenloses Beschleunigen in beiden Bereichen L und S möglich ist. Dabei besteht jedoch im S-Bereich die Gefahr einer Wandlerüberlastung, die zum Ansprechen des Sicherheitsventils und damit bei längerer Dauer zu Schäden am Getriebe führen kann. An die beiden Schaltstufen schließt sich die Enduntersetzung an, die im Gegensatz zur sonst üblichen Konzeption ohne Differentialsperre ausgeführt wird.

Die Erfahrungen mit den ersten serienmäßigen hydrostatischen Schleppergetrieben haben gezeigt, daß noch zahlreiche Detailprobleme gelöst werden mußten und immer noch viele Fragen offenstehen. Während es zunächst das Ziel war, möglichst gute Wirkungsgrade und hohe Betriebssicherheiten zu erreichen, wird wahrscheinlich in Zukunft die Verminderung der Herstellkosten zunehmende Bedeutung erlangen. Ferner ergeben sich bekanntlich einige noch nicht genutzte Möglichkeiten der Getriebe- und Wandlerregelung [6; 8; 60] — z. B. nach konstanter Motorbelastung — und einer verfeinerten Wandlersteuerung, z. B. der Zusammenfassung von Motor- und Getriebeverstellung unter Berücksichtigung günstiger Betriebspunkte beider Partner [23; 25; 34].

5 Schrifttum

Bücher sind mit ● gekennzeichnet

- [1] Bergren, H. E., und R. H. Witt: Small tractor hydrostatic drive poses design opportunities. SAE-Journal **74** (1966) Nr. 1, S. 92/95.
- [2] Bretschneider: Ein hydrostatisches Getriebe im Kraftfahrzeugbau. Automob.-techn. Z. **55** (1953) Nr. 3, S. 80/81.
- [3] Buckingham, F.: The shift in transmissions. Implement & Tractor **77** (1962) Nr. 12, S. 32/36, 92, 94/95.
- [4] Büttner, S.: Hydrostatische Lokomotivantriebe. Glas. Ann. **89** (1965) Nr. 2, S. 50/55.
- [5] Coenenberg, H. H.: Der hydrostatische Schlepperantrieb. Landtechn. Forsch. **7** (1957) H. 2, S. 62/64.
- [6] Coenenberg, H. H.: Einige Grundbedingungen und Möglichkeiten für die automatische Regelung stufenloser Getriebe in Schleppern. Landtechn. Forsch. **11** (1961) H. 4, S. 101/06.
- [7] Comeau, M. C.: Les transmissions hydrostatiques au service de l'agriculture, de la manutention et des travaux publics. Ingenieurs de L'Automobile **41** (1968) H. 2, S. 105/16.
- [8] Conen, H.: Vergleich zweier Regelungsarten für stufenlose Fahrzeugantriebe. Automob.-techn. Z. **69** (1967) Nr. 5, S. 156/62.
- [9] Cradock, T. H.: I drive a hydrostatic tractor. Farm Mechanization **11** (1959) Nr. 118, S. 150/51.
- [10] Dietrich, H., G. Wrede und U. Schünke: Stufenlose Schleppergetriebe im Einsatz. Landtechn. **19** (1964) H. 10, S. 324, 326, 328, 330, 332, 334.
- [11] ● Dittrich, O.: Theorie des Umschlingungsgetriebes mit keilförmigen Keilscheibenflanken. Diss. TH Karlsruhe 1953.
- [12] Dittrich, O.: Ein stufenloses Hochleistungsgetriebe mit „Stahlriemen“. VDI-Z. **108** (1966) Nr. 6, S. 227/32.
- [13] Dittrich, O.: Stufenlose Hochleistungsgetriebe mit Stahlkette als Treibmittel. Techn. Mitt. Essen **61** (1968) H. 9, S. 400/04.
- [14] Franke, R.: Rund um die Schlepper in Frankfurt. Landtechn. **21** (1966) H. 14, S. 498/505.
- [15] Frudden, C. E.: Applications of torque converters in farm machines. Agric. Engng **30** (1949) Nr. 9, S. 423/25.
- [16] Gackstetter, G.: Auswahl von Planetengetrieben zur Leistungsverzweigung für Regelgetriebe. Konstruktion **17** (1965) H. 9, S. 349/55.
- [17] Gerretz, P.: Hydrostatische Getriebe. ölhydraulik u. pneumatik **3** (1959) Nr. 3, S. 100/04.
- [18] Gimmmler, J.: Der Trilok-Drehmomentwandler, für die Massenfertigung aus Blech konstruiert. Konstruktion **18** (1966) H. 5, S. 181/84.
- [19] Hamblin, H. J.: Hydraulic propulsion. Farm Mechanization **4** (1952) Nr. 38, S. 229/30. Ref. in: VDI-Z. **95** (1953) Nr. 6, S. 174.
- [20] Hamblin, H. J.: The application of hydrostatic transmission to tractors. Journal I. B. A. E. **12** (1956) Nr. 3, S. 10/28.
- [21] Hele-Shaw, H. S.: Britisches Patent No. 12943, 1910.
- [22] ● Hennings, W.: Über das Kennfeld von Strömungsgetrieben. Diss. TH Hannover 1952.
- [23] Howson, D. F.: The case for interconnected engine and pump controls on a tractor with hydrostatic transmission. J. Agric. Engng Res. **9** (1964) Nr. 3, S. 288/93.
- [24] Joanidi, J.: Hydraulische Kraftübertragung — System Hele-Shaw. Motorwagen **17** (1914) Nr. 10, S. 211/16.
- [25] Kahrs, M.: Verlustleistungen und Wirkungsgrade mechanischer und hydrostatischer Getriebe für Ackerschlepper und selbstfahrende Landmaschinen. Grundl. Landtechn. **17** (1967) Nr. 6, S. 215/24.
- [26] Kahrs, M.: Die Verbesserung des Umsteuervorganges schlitzzesteuerter Hydro-Axialkolbenmaschinen mit Hilfe eines Druckausgleichkanals. ölhydraulik u. pneumatik **12** (1968) Nr. 1, S. 9/15.
- [27] Kahrs, M.: Verlustleistung und Wirkungsgrad von Hydro-Axialkolbengetrieben und ihre Abhängigkeit von konstruktiven Merkmalen. Grundl. Landtechn. **19** (1969) Nr. 2, S. 37/46.
- [28] ● Kickbusch, E.: Föttinger-Kupplungen und Föttinger-Getriebe. [Konstruktionsbücher Bd. 21.] Berlin, Göttingen, Heidelberg: Springer-Verl. 1963.
- [29] Knölker, H. D.: Hydrostatische Antriebe im Mobileinsatz. Systeme und Anwendungsbeispiele. ölhydraulik u. pneumatik **12** (1968) Nr. 3, S. 95/101.
- [30] Kollmann, K., und H. J. Förster: Amerikanische Fahrzeuggetriebe mit automatischer Gangschaltung oder stufenloser Drehmomentenwandlung. Aufbau und Wirkungsweise. Automob.-techn. Z. **52** (1950) Nr. 4, S. 89/111 und Nr. 5, S. 129/51.
- [31] Kugel, F.: Die hydrodynamische Kraftübertragung, Betrachtung ihrer Elemente und einiger Kombinationsmöglichkeiten. Techn. Mitt. Essen **50** (1957) H. 3, S. 103/10.
- [32] Kugel, F.: Strömungsgetriebe. Techn. Mitt. Essen **52** (1959) H. 7, S. 259/63.
- [33] Kugel, F.: Schwingungs- und Stoßdämpfung bei hydrodynamischer Kraftübertragung. ölhydraulik u. pneumatik **6** (1962) Nr. 9, S. 323/31.
- [34] Lebedev, A. L.: Automatische Steuerung des Dieselmotors und des hydraulischen Schleppergetriebes. (Übersetzg. a. d. Russ.) Landtechn. Forsch. **17** (1967) H. 6, S. 191/93.
- [35] Löhner, K., und G. Stahl: Die Schlepperleistung von Viertaktmotoren bei Talfahrt. Automob.-techn. Z. **58** (1956) Nr. 11, S. 301/07.
- [36] Logos, I. N.: Erfahrungen über hydrostatische Fahrzeuggetriebe von Dowty in Eicher-Schleppern. Vortrag a. d. VDI-Tagung Landtechnik, Stuttgart 25. 10. 1966.
- [37] Looman, J.: Leistungsverzweigung — positiv oder negativ? VDI-Z. **108** (1966) Nr. 6, S. 221/26.
- [38] Lutz, O.: Zur Theorie des Keilscheiben-Umschlingungsgetriebes. Konstruktion **12** (1960) H. 7, S. 265/68.
- [39] Meile, C. H.: Hydrostatic drives for tractors. ASAE-Paper No. 61-632. Amer. Soc. Agric. Engrs, St. Joseph, Mich. 1967.
- [40] Meile, C. H.: Mating a gas turbine and a hydrostatic drive. SAE-Journal **70** (1962) Nr. 11, S. 58/60.
- [41] Meyer, H., und H. Coenenberg: Die Bedeutung einer hydrostatischen Leistungsübertragung für Ackerschlepper. Landtechn. Forsch. **5** (1955) H. 1, S. 22/25.

- [42] Meyer, H.: Die Bedeutung eines stufenlosen Getriebes für den Ackerschlepper und seine Geräte. *Grundl. Landtechn.* Heft 11 (1959) S. 5/12.
- [43] Meyer, R.: Hydrostatische Fahrzeugantriebe. *Schweiz. Bauztg.* **85** (1967) Nr. 38, S. 687/94.
- [44] Molly, H.: Stufenloses hydrostatisches Getriebe mit Leistungsverzweigung. *Grundl. Landtechn.* **15** (1965) Nr. 2, S. 47/54.
- [45] Molly, H.: Hydrostatische Fahrzeugantriebe — ihre Schaltung und konstruktive Gestaltung. *Automob.-techn. Z.* **68** (1966) Nr. 4, S. 103/10 und Nr. 10, S. 339/46.
- [46] Molly, H.: Hydrostatische und hydrokinetische Getriebe unter Berücksichtigung ihrer Leistungsteilung. *Techn. Mitt. Essen* **61** (1968) Nr. 9, S. 414/28.
- [47] Morris, W. H. M.: Hydrostatic tractor. *Farm Mechanization* **12** (1960) Nr. 132, S. 303.
- [48] Morris, W. H. M.: Here it is — a turbine driven hydrostatic tractor. *Farm Mechanization* **13** (1961) Nr. 146, S. 372.
- [49] Morris, W. H. M.: The IHC Hydrostatic. *Farm Mechanization and Buildings* **19** (1967) Nr. 215, S. 79. Ref. in: *Grundl. Landtechn.* **17** (1967) Nr. 6, S. 224.
- [50] Mortenson, P. C.: Hydrostatic transmissions. *SAE Transactions* **68** (1960) S. 243/47.
- [51] Nation, H. J.: Some pilot field comparisons between tractors fitted with hydrostatic or mechanical transmission. *J. Agric. Engng Res.* **8** (1963) Nr. 4, S. 355/75. Dt. Auszug in: *Landtechn. Forsch.* **14** (1964) H. 6, S. 187/91.
- [52] Niemann, G.: Reibradgetriebe. Zweckmäßige Anwendung, Gestaltung und Bemessung von Reibrad-Regelgetrieben und sonstigen Reibradgetrieben. *Konstruktion* **5** (1953) Nr. 2, S. 33/38.
- [53] Nambler, W.: Stapler mit hydrostatischem Fahrtrieb. *ölhydraulik u. pneumatik* **8** (1964) Nr. 6, S. 227/32.
- [54] Nübling: Ein Omnibus mit hydrostatischem Getriebe. *Automob.-techn. Z.* **55** (1953) Nr. 3, S. 69/70.
- [55] Rambausek, H.: Der Einfluß des Wandlergetriebes auf die Umschlagleistung bei Erdbewegungsmaschinen. *Baumasch. u. Bautechn.* **11** (1964) H. 4, S. 162/66.
- [56] Rauchberg, H.: Ölhydraulische Antriebe im Schiffbau. In: *Jb. Schiffbautechn. Ges.* Bd. 51. Berlin, Göttingen, Heidelberg: Springer-Verl. 1957.
- [57] Reinke, D. B.: New hydrostatic drives for garden tractors. *ASAE Paper No. 65-112*. Amer. Soc. Agric. Engrs, St. Joseph, Mich. 1965.
- [58] Renault, L.: Deutsches Reichspatent Nr. 222301, 22. 12. 1907.
- [59] Renius, K. Th.: Grundkonzeptionen der Stufengetriebe moderner Ackerschlepper. *Grundl. Landtechn.* **18** (1968) Nr. 3, S. 97/106.
- [60] Rummel, H.: Hydraulische Antriebe im Baggerbau. *Baumasch. u. Bautechn.* **16** (1969) Nr. 1, S. 15/23.
- [61] ● Schlums, K. D.: Untersuchungen an Umschlingungsgetrieben. *Diss. TH Braunschweig* 1959.
- [62] Schmid, S.: Föttinger-Wandlergetriebe mit verstellbaren Leitschaufeln. *Motortech. Z.* **28** (1967) Nr. 5, S. 193/96.
- [63] Schmid, S.: Föttinger-Wandler mit konstanter lastunabhängiger Abtriebsdrehzahl bei variabler Antriebsdrehzahl. *Fördern und Heben* **17** (1967) H. 7, S. 409/12.
- [64] Schneider, O.: Stufenlos verstellbares Hochleistungsgetriebe für Ackerschlepper. Eigenschaften und Anwendungen des Reimers Kettenwandlers. *Grundl. Landtechn.* **16** (1966) Nr. 2, S. 60/65.
- [65] Scholtz, K.-H.: Berechnung eines Luft-Öl-Wärmetauschers für einen hydrostatischen Fahrtrieb. *Linde-Ber. aus Techn. u. Wiss.* Nr. 25 (1968) S. 39/42. Ref. in: *Grundl. Landtechn.* **19** (1969) Nr. 2, S. 60.
- [66] Schubeler, J. B.: Über die Anwendung hydraulischer Wandler in amerikanischen Schwerfahrzeugen. *Automob.-techn. Z.* **61** (1959) Nr. 3, S. 77/82.
- [67] Seeliger, K.: Planetengetriebe in drehzahlveränderlichen Antrieben. *VDI-Z.* **101** (1959) Nr. 6, S. 217/24.
- [68] Sherwen, T.: A review of power transmission in farm machinery. *J. Proc. Instn Agric. Engrs.* **22** (1966) Nr. 1, S. 7/12, 36/37. Ref. in: *Grundl. Landtechn.* **17** (1967) Nr. 6, S. 224.
- [69] Shurts, W. F.: Present status of hydraulic torque converter development. *Agric. Engng* **30** (1949) Nr. 9, S. 426/28.
- [70] ● Simonis, F. W.: Stufenlos verstellbare mechanische Getriebe. 2. Aufl. Berlin, Göttingen, Heidelberg: Springer-Verl. 1959.
- [71] Sourice, D.: Classification des transmissions hydrostatiques. *Hydraulique, Pneumatique et Asservissements* (1967) H. 42, S. 59/65.
- [72] ● Stuhr, H.-W.: Fahrzeuge mit hydrostatischem Fahrtrieb. *Eigenverlag Linde-Güldner* 1966.
- [73] Stuhr, H.-W.: Antriebstechnik im „Stapler“-Bau. *Antriebstechn.* **7** (1968) Nr. 1, S. 11/15.
- [74] Thoma, H.: Merkmale der hydrostatischen Kraftübertragung. *Techn. Mitt. Essen* **50** (1957) Nr. 3, S. 97/103.
- [75] Thoma, H.: Die Entwicklung der Diesellokomotive. *VDI-Nachrichten* **18** (1964) Nr. 23, S. 19, 21 u. 23.
- [76] Vierling, A.: Fördertechnik (in: *Technische Neuerungen auf der Deutschen Industrie-Messe Hannover 1955*). *VDI-Z.* **97** (1955) Nr. 19/20, S. 585/91.
- [77] ● Wolf, M.: Strömungskupplungen und Strömungswandler. Berlin, Göttingen, Heidelberg: Springer-Verl. 1962.
- [78] Zimmerman, M.: IH introduces hydrostatic transmission farm tractor. *Implement & Tractor* **82** (1967) Nr. 14, S. 32/33.
- [79] The Williams-Janney variable speed gear. *Engineering* **95** (1913, Bd. 1) S. 156/57 u. 160.
- [80] Hydraulically propelled tractor. *Farm Mechanization* **6** (1954) H. 62, S. 224/25. Ref. in: *Landtechn. Forsch.* **4** (1954) H. 3, S. 95.
- [81] Farm tractor torque converter drive. *Diesel Progress* **24** (1958) Nr. 3, S. 44/45.
- [82] Another hydrostatic transmission. *Farm Mechanization* **11** (1959) Nr. 121, S. 266/67.
- [83] Hydrostatic transmission for vehicles. *Mechanic. Handling* **46** (1959) Nr. 8, S. 440/43.
- [84] Hydrostatic tractors would be competitive. *Farm Impl. Machin. Rev.* **89** (1963) Nr. 1063, S. 1541/42, 1544.
- [85] Hydraulics replace gearbox. *Farm Mechanization* **15** (1963) Nr. 172, S. 13.
- [86] British hydrostatic transmission in German tractors. *Farm Mechanization* **16** (1964) Nr. 179, S. 25.
- [87] Hydrostatic tracklayer. *Farm Mechanization* **16** (1964) Nr. 180, S. 45/46.
- [88] Royal Smithfield Show. *Farm Mechanization* **16** (1964) Nr. 184, S. 62.
- [89] Hydrostatic tractor — garden type. *Farm Mechanization* **17** (1965) Nr. 192, S. 15.
- [90] Der Elba-Konverter. *Baumasch. u. Bautechn.* **12** (1965) H. 4, S. 191/92.
- [91] FCIM Technologie on the move. *SAE-Journal* **73** (1965) Nr. 9, S. 30/49.
- [92] Hydrostatic breakthrough (Paris show 1966). *Farm Mechanization* **18** (1966) Nr. 200, S. 26/28 u. 33.
- [93] ZF-Lastschaltgetriebe für Baumaschinen und Baufahrzeuge. *Baumasch. u. Bautechn.* **14** (1967) H. 12, S. 477/78.
- [94] Ford announces 1967 lawn and garden tractor line. *Implement & Tractor* **82** (1967) Nr. 10, S. 72/73.
- [95] Deutsche Patentschrift Nr. 1232834 der John Deere Lanz AG. Anmeldg. 20. 2. 1963 (USA-Priorität v. 21. 5. 1962), erteilt 3. 8. 1967.
- [96] First hydrostatic Farm tractor set for mass production. *Machine Design* **39** (1967) Nr. 13, S. 26/27.
- [97] Hydrostatics: A new way to go. *Steel* **161** (1967) No. 13, S. 47/52. Ref. in: *Grundl. Landtechn.* **18** (1968) Nr. 6, S. 236.
- [98] Konstruktionsunterlagen der Firma Dowty Hydraulic Units Ltd., Cheltenham, Gloucestershire, England.
- [99] Nebraska-Schleppertest Nr. 397 (Allis Chalmers HD-19).
- [100] Firmenschriften und Konstruktionsunterlagen der Gebr. Eicher, Traktoren- und Landmaschinenwerke Forstern/Obb.
- [101] Firmenschriften und Patentschriften der Kopat GmbH & Co. KG, Boll (Württ.).
- [102] Druckschriften der Reimers-Getriebe K. G., Bad Homburg.