



Schon um die Mitte des 18. Jahrhunderts befaßte sich *James Watt* mit der Verwendung der von ihm entwickelten Dampfmaschine für den Antrieb von Landfahrzeugen. Während die Dampfmaschine jedoch bei Ackerschleppern nur vereinzelt und vor allem in den USA ab 1860 erwähnt und 1876 erstmalig nachweisbar angewendet wird [11], haben einige Erfindungen aus jener Frühzeit der Fahrzeugtechnik große Bedeutung erlangt. Hierzu gehört z. B. das in der britischen Patentschrift Nr. 1432 dargestellte Getriebe von *Watt* aus dem Jahre 1784, das mit Klauenschaltung und ständig im Eingriff befindlichen Zahnradstufen arbeitet, **Bild 1**. Erst später taucht die Schieberadschaltung auf, die im Jahre 1821 durch die britische Patentschrift Nr. 4630 dem Engländer *Griffith* zugesprochen wird. Über diese beiden Patentschriften hinaus werden von *Maier* [18] u. a. nach folgende Marksteine der frühen Getriebeentwicklung behandelt: Schon 1827 wendet der Franzose *Pecqueur* erstmalig das Differentialgetriebe an, und bereits 1834 wird eine Idee des Engländers *Bodmer* bekannt, ein während der Fahrt schaltbares Planetengetriebe in Fahrzeuge einzubauen.

Mit der Einführung des Verbrennungsmotors werden zwei weitere Getriebeeinrichtungen notwendig, die bei Dampfmaschinen wegen ihrer Charakteristik noch nicht erforderlich waren: die Anfahr- und Schaltkupplung und der Rückwärtsgang. Beides wird erstmalig von dem Amerikaner *Selden* im Jahre 1879 vorgeschlagen und unter der Nr. 549160 zum Patent angemeldet. Bereits 1890 baut dann *Peugeot* ein Fahrzeug, dessen Getriebe schon alle heute noch üblichen Standardeinrichtungen enthält:

- die Schlupfkupplung,
- das Wechselgetriebe mit Rückwärtsgang und
- das Differentialgetriebe.

Damit ist die frühe Entwicklung von Landfahrzeuggetrieben, soweit sie als Vorstufe spezieller Schleppergetriebe angesehen werden kann, beendet.

Mit dem Beginn des 20. Jahrhunderts ersetzt man in den USA bei den außerordentlich schweren Schleppern die Dampfmaschinen durch Verbrennungsmotoren und leitet die moderne Entwicklung des Ackerschleppers mit speziell für dieses besondere Fahrzeug konstruierten Getrieben ein. Die in den USA direkt, in Deutschland erst über den Motortragpflug gelaufene Entwicklung zum Zugschlepper führt schließlich zur bekannten Blockbauweise, die 1917 mit dem damaligen Fordson-Schlepper zum ersten Mal vorgestellt wird und die auch die Getriebekonstruktion maßgeblich beeinflußt hat. Das im Ölbad laufende Längsgetriebe mit geschmiedeten Präzisionszahnradern aus Einsatzstahl löst die unzureichend geschmierte Zahnrad- und Kettenübersetzung ab. Als weiteres historisches Ereignis von Bedeutung kann die im Jahre 1918 erstmals von IHC verwendete Zapfwelle [27] angesehen werden, die in den USA schon im Jahre 1923 als SAE-Standard [27], in Deutschland im Jahre 1940 (DIN 9611) genormt wird. Mit der Einführung des erstmals 1932 bei Ackerschleppern benutzten Luftreifens [27] ergibt sich für den Getriebebau eine Erweiterung des Geschwindigkeitsbereiches der Maschinen und damit eine Steigerung der Gangzahlen von etwa 3 bis 4 kurz vor dem Zweiten Weltkrieg auf 3 bis 6 in der ersten Nachkriegszeit [20]. Diese Tendenz führt durch die Forderung nach besonders langsamen Stufen schließlich zu den heute üblichen Gruppengetrieben mit etwa 6 bis 12 Gängen, wobei Ausführungen mit 8 Gängen am häufigsten vorkommen [26]. Gruppengetriebe sind dadurch gekennzeichnet, daß durch die Kombination eines Grund- oder Hauptgetriebes mit zusätzlichen vor- oder nachgeschalteten Stufen verschiedene Ganggruppen gebildet werden. Dadurch spart man gegenüber früheren Getrieben Zahnräder ein, weil sich bei der Kombination von Einzelgetrieben insgesamt gesehen mehr Gänge ergeben als Radpaare vorhanden sind. Parallel zur Entwicklung der Stufengetriebe haben sich Wissenschaft und Industrie bereits seit längerem dann auch mit den Problemen der stufenlosen Wandler

befaßt, die die modernen und zu hoher technischer Reife entwickelten Stufengetriebe in ihrer Wirtschaftlichkeit und Zuverlässigkeit bisher jedoch nur schwer überbieten konnten.

Bevor nun in den folgenden Ausführungen versucht wird, einen möglichst repräsentativen Überblick über die Grundbauarten moderner Stufengetriebe zu vermitteln, sollen in einer Übersicht zunächst die bei den Aufbauplänen verwendeten Sinnbilder für die Getriebeelemente besprochen werden.

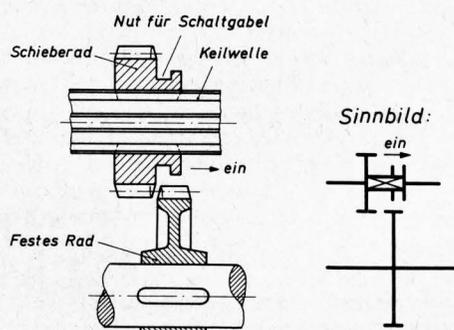
#### 4 Sinnbilder für die Getriebedarstellung

Sinnbilder sind nicht nur für das schnelle Erfassen der Funktion bereits ausgeführter Getriebe unerlässlich, sondern sie bieten auch die Möglichkeit, zunächst ohne die Erstellung von Schnittbildern systematisch neue Grundkonzeptionen zu entwickeln. Während beispielsweise in der Elektrotechnik oder der Hydraulik [14] schon seit einiger Zeit einheitliche Sinnbilder benutzt werden, liegen für die Getriebedarstellung noch keine allgemeingültigen Richtlinien vor. Aufbauend auf Anregungen aus dem Schrifttum und der Industrie sollen daher bei den im folgenden behandelten Getrieben verbesserte und zum Teil neu entwickelte Sinnbilder verwendet werden, die in **Tafel 1 bis 3** zunächst geschlossen dargestellt werden. Die mit Hilfe dieser Sinnbilder in der Form einheitlicher Schemapläne gezeichneten Schleppergetriebe sollen in den folgenden Abschnitten je nach der Art der Schaltstellen in verschiedene Gruppen eingeteilt werden, die ihrerseits wieder in Getriebe mit herkömmlichen formschlüssigen und in solche mit unter Last schaltbaren Gängen zusammengefaßt werden.

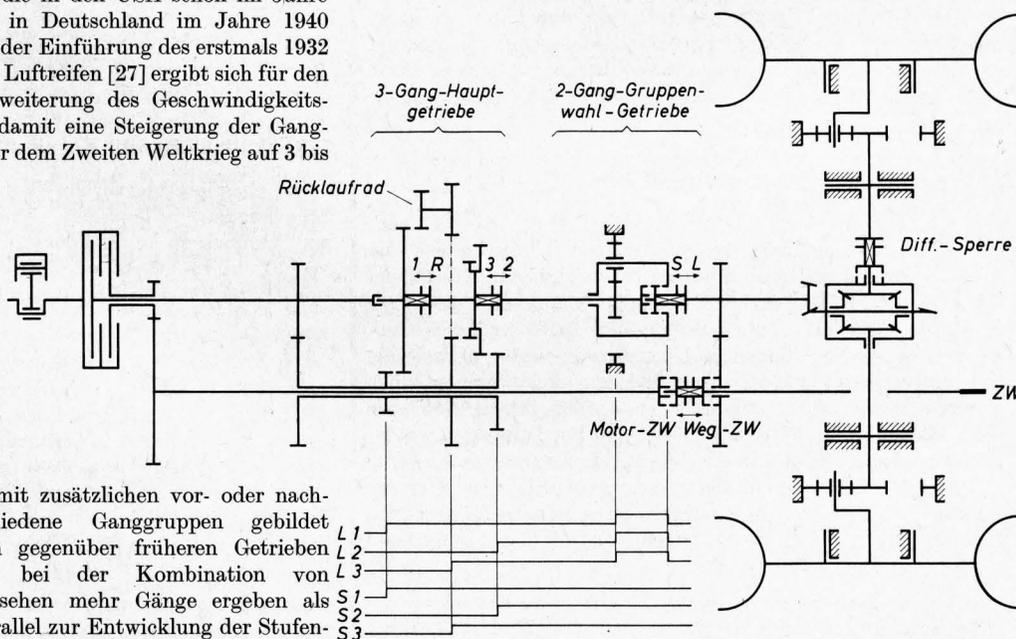
#### 5 Stufengetriebe mit formschlüssigen Schaltstellen

##### 5.1 Getriebe mit Schieberädern

Die in den vergangenen Jahrzehnten vorherrschende Art der Schaltung dieser Getriebe erfolgte durch axiales Verschieben von



**Bild 2.** Konstruktive und sinnbildliche Darstellung einer Schaltstelle mit Schieberad.



**Bild 3.** Getriebe mit Schieberadschaltung im Hauptgetriebe. Bauart Massey Ferguson MF 165, 1961 [8].

Schalträdern in die Verzahnung wellenfester Gegenräder. Dieses Prinzip, dessen konstruktive Ausführung in **Bild 2** gezeigt wird, weist einige Nachteile auf:

- es sind nur geradzahnante Zahnräder möglich, nicht dagegen geräuscharme und raumsparende Schrägverzahnungen,
- Verschleiß an den Stirnseiten der Zähne,
- schwieriges Schalten,
- Gefahr des Gangspringens bei Fertigungsfehlern.

Diesen Nachteilen stehen aber auch Vorteile gegenüber:

- besserer Wirkungsgrad als bei den meisten anderen Bauarten [16],
- geringere Fertigungskosten als bei den meisten anderen Bauarten.

Trotz der bedeutenden Vorzüge haben die erwähnten Nachteile dazu geführt, daß Schieberäder im Schlepperbau allmählich immer weniger verwendet werden.

Als Beispiel für ein modernes Schleppergetriebe mit vorherrschender Schieberadschaltung kann die in **Bild 3** schematisch wiedergegebene Konstruktion gelten [8; 28], bei der das Hauptgetriebe mit Schieberädern arbeitet. Der in **Bild 3** gezeigte Plan bezieht dabei der Vollständigkeit halber die Hinterachse mit ein. Die gesamte Baugruppe zwischen der Doppelkupplung und dem sperrbaren Differential gliedert sich in das 3-Gang-Hauptgetriebe mit Rückwärtsgang und das 2-Gang-Gruppenwahlgetriebe, das als Planetengetriebe ausgebildet ist. Aus dem unten dargestellten Leistungsflußschema kann man die Funktion der einzelnen Gänge erkennen.

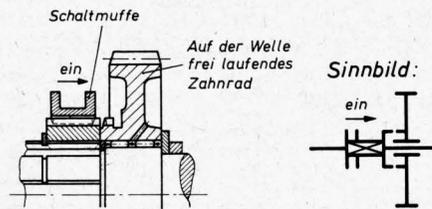
### 5.2 Getriebe mit Klauen- oder Stiftschaltung

Während sich bei der Schieberadschaltung nur die an der Leistungsübertragung beteiligten Räder im Eingriff befinden, sind Getriebe mit Klauen- oder Stiftschaltung dadurch gekennzeichnet, daß alle Zahnräder ständig im Eingriff sind. Die Klauen- schaltung wird heute meist nicht mehr wie bei *Watt* mit Frontklauen ausgeführt, sondern — wie in **Bild 4** gezeigt — mit evolventenverzahnnten Schaltmuffen nach DIN 5482, da eine so erreichte verfeinerte Teilung das Schalten erleichtert und die Tragfähigkeit des Profils erhöht. Ähnliche Gesichtspunkte führten zu der Entwicklung der in **Bild 5** gezeigten Stiftschaltung [17], die sich gut bewährt hat. Die Tatsache, daß Schaltstellen in Schleppergetrieben heute vorzugsweise mit Schaltmuffen oder Stiftkränzen ausgeführt werden, ist durch folgende Vorteile gegenüber der Schieberadschaltung begründet:

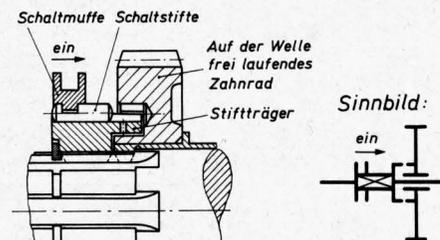
- geräuscharme und raumsparende Schrägverzahnungen möglich,
- durch kleine Umfangsgeschwindigkeit an der Schaltstelle bequemes Schalten (Werbewort: Leichtschaltgetriebe),
- schmalere Zahnräder möglich, da Zuschläge für stirnseitige Abrundung und den Verschleiß an dieser Stelle entfallen,
- Gefahr des Gangspringens bei Fertigungsfehlern verhältnismäßig gering, durch konstruktive Maßnahmen praktisch ganz zu beseitigen.

Diese Vorteile bedingen andererseits auch einige Nachteile gegenüber dem Schieberadprinzip:

- etwas schlechterer Wirkungsgrad, weil alle Räder im Eingriff mitlaufen [16] und
- etwas höhere Fertigungskosten, da mehr Einzelteile erforderlich.



**Bild 4.** Konstruktive und sinnbildliche Darstellung einer Klauen-schaltstelle mit evolventenverzahnter Schaltmuffe.

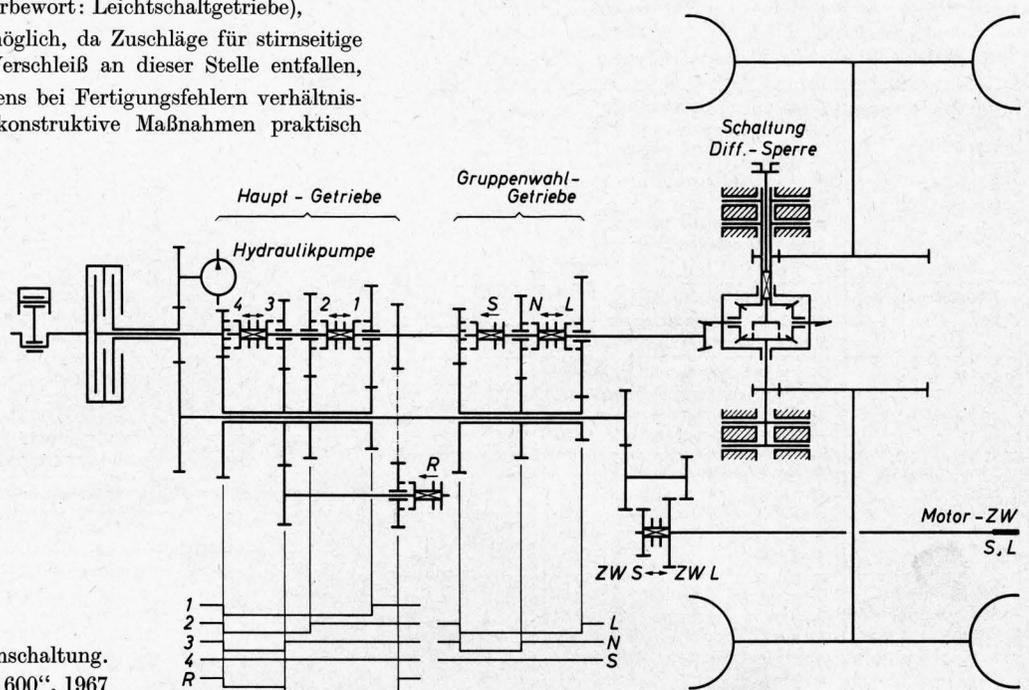


**Bild 5.** Konstruktive und sinnbildliche Darstellung einer Schaltstelle mit Stiften.

Ein Beispiel für die Anwendung der Klauen-schaltung ist in **Bild 6** schematisch dargestellt. Es handelt sich hier um ein sehr übersichtlich erscheinendes Gruppengetriebe mit 4 Grundgängen und einem Rückwärtsgang (R) im Hauptgetriebe und den mit L (langsam), N (normal) und S (schnell) bezeichneten Stufen im nachgeordneten Gruppenwahlgetriebe. Damit werden insgesamt 12 Vorwärts- und 3 Rückwärtsgänge erreicht, wobei alle 8 Schaltstellen als innenverzahnnte Schiebemuffen ausgeführt sind. Lediglich im Zapfwellenstrang liegt eine Schieberadschaltstelle, mit der die beiden Normdrehzahlen der Motorzapfwelle geschaltet werden können. Hier fallen jedoch die Nachteile dieses Prinzips nur wenig ins Gewicht, da Schaltungen für den Zapfwellenantrieb viel seltener als im Fahrgetriebe vorgenommen werden müssen.

### 5.3 Getriebe mit synchronisierten Schaltstellen

Um den Komfort beim Schalten über die bisher geschilderten Konstruktionen hinaus vor allem für den Transportbetrieb noch weiter zu erhöhen, werden die Schaltstellen ähnlich wie schon



**Bild 6.** Getriebe mit Klauen-schaltung. Bauart Hanomag, „Brillant 600“, 1967

**Tafel 1.** Sinnbilder für Wellen, Lager und Gehäuse.

Benennung	Erklärungen	Sinnbild
Welle	Lager im Gehäuse grundsätzlich weglassen	
Vollwelle, koaxial in Hohlwelle	Koaxiale Wellen frei laufend oder ineinander gelagert	
Koaxiale Vollwellen	Übergangslagerung koaxialer Vollwellen	
Zapfstelle	Wellenende mit Profil als Zapfstelle für Geräteantrieb	
Kardanelement	Kardanelement bei Gelenkwellen	
Festpunkte	Allgemeine Festpunkte, insbesondere festes Gehäuse	

**Tafel 2.** Sinnbilder für Räder.

Flachriemenscheibe, wellenfest	Flachriemenscheibe, formschlüssig und nicht verschiebbar mit der Welle verbunden. Die strichpunktierte Linie stellt den Flachriemen dar.	
Keilriemenscheibe, wellenfest	Keilriemenscheibe, formschlüssig und nicht verschiebbar mit der Welle verbunden. Die strichpunktierte Linie stellt den Keilriemen dar.	
Kettenrad, wellenfest	Kettenrad, formschlüssig und nicht verschiebbar mit der Welle verbunden. Die strichpunktierte Linie stellt die Kette dar.	
Zahnrad, wellenfest	Zahnrad, formschlüssig und nicht verschiebbar mit der Welle verbunden.	
Zahnrad, frei laufend	Zahnrad, frei auf einer Welle laufend, vorzugsweise axial nicht verschiebbar.	
Zahnrad, axial verschiebbar	Zahnrad, formschlüssig mit der Welle verbunden, jedoch axial verschiebbar.	
Zahnräder im Eingriff	Links: Normale Darstellung Rechts: In Sonderfällen können zusammenlaufende Zahnräder zur besseren Übersicht getrennt dargestellt werden, wobei die Zusammengehörigkeit durch eine strichpunktierte Linie angedeutet wird.	

**Tafel 3.** Sinnbilder für formschlüssige Schaltstellen.

Schaltrad, axial verschiebbar	Schaltrad oder Schieberad, formschlüssig und axial verschiebbar mit der Welle verbunden.	
Klauenschaltung am Zahnrad	Einfache Schaltstelle mit Klauen oder Stiften. Schaltelement formschlüssig und axial verschiebbar mit der Welle verbunden.	
Klauenschaltung bei Wellen	Schaltstelle mit Klauen oder Stiften zur formschlüssigen Verbindung zweier Wellenenden.	
Doppelte Klauenschaltung an Zahnrädern	Doppelschaltstelle mit Klauen oder Stiften. Schaltelement formschlüssig und axial verschiebbar mit der Welle verbunden.	
Synchronisierte Schaltung, einfach	Einfache Schaltstelle mit Synchronisationseinrichtungen. Schaltelement formschlüssig und axial verschiebbar mit der Welle verbunden.	
Synchronisierte Schaltung, doppelt	Doppelschaltstelle mit Synchronisationseinrichtungen. Schaltelement formschlüssig und axial verschiebbar mit der Welle verbunden.	

**Tafel 4.** Sinnbilder für kraftschlüssige Schaltstellen.

Hauptkupplung, einfach	Einfache Hauptkupplung mit vorzugsweise einer Reibscheibe.	
Doppelkupplung	Doppelkupplung mit zwei Ausgangswellen und vorzugsweise zwei Reibscheiben.	
Lamellenkupplung	Lamellenkupplung mit mehreren Reibscheiben. Wenn die Anzahl der dargestellten Reibstellen der konstruktiven Ausführung entspricht, ist dies besonders anzumerken.	
Hydrodynamische Kupplung	Hydrodynamische Kupplung als reiner Drehzahlwandler	

**Tafel 5.** Sinnbilder für Freiläufe (Richtgesperre).

Freilauf am Zahnrad	Freilauf zwischen Zahnrad und Welle, wobei von rechts nach links betrachtet ein im Uhrzeigersinn an der Innenwelle angreifendes Drehmoment zum Sperren führt. Bei entgegengesetzter Sperrwirkung werden statt der hier eingetragenen die beiden anderen möglichen Diagonalen in die Rechtecke eingezeichnet.	
Freilauf als Wellenkupplung	Verbindung zweier Wellen durch einen Freilauf. (Bedeutung der Diagonalen s. o.)	

**Tafel 6.** Sinnbilder für Bremsen.

Bremse mit Innenbacken	(Art der Betätigung offen gelassen)	
Bremse mit Außenbacken od. Bandzug	(Art der Betätigung offen gelassen)	
Scheibenbremse	Bremse mit einer Scheibe (Art der Betätigung offen gelassen)	
Lamellenbremse	Bremse mit mehreren Scheiben. Wenn die Anzahl der dargestellten Reibstellen der konstruktiven Ausführung entspricht, ist dies besonders anzumerken. (Art der Betätigung offen gelassen)	

**Tafel 7.** Sinnbilder hydrostatischer Aggregate (nach DIN 24300).

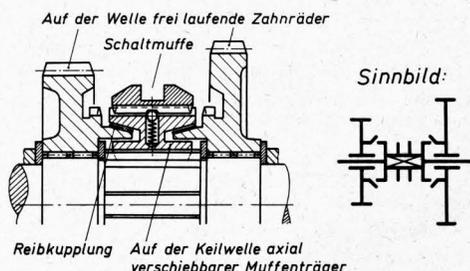
Konstantpumpe	Konstantpumpe mit einer Förderrichtung. Darstellung in kleiner Form für kleine Pumpen, z. B. Steueröl- und Schmierölpumpen. Mittelgroße Darstellung für Pumpen der Haupthydraulik	
Hydrokompaktgetriebe	Hydrostatischer Drehzahl-Drehmoment-Wandler mit Primärverstellung und zwei Abtriebsdrehrichtungen. Wandler wie oben, jedoch zusätzlich mit Sekundärverstellung. (Beide Darstellungen stark vereinfacht ohne Hilfsaggregate)	

**Tafel 8.** Sinnbilder für sonstige Elemente.

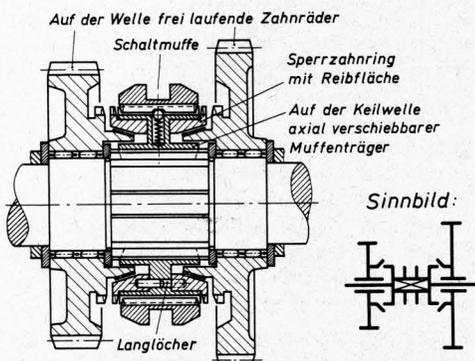
Verbrennungsmotor	Verbrennungsmotor mit einem oder mehreren Zylindern	
Mechanischer Wandler	Verstellbares Umschlingungsgetriebe als Drehzahl-Drehmomentwandler. Die Art der Betätigung ist offen gelassen.	

seit langem beim Personenkraftwagen neuerdings auch schon bei Ackerschleppern mit Synchronisationseinrichtungen ausgestattet. Das einheitliche Grundprinzip nahezu aller Konstruktionen beruht darauf, daß die bei der Einleitung des Schaltvorganges meist vorhandene Drehzahldifferenz an der Schaltstelle zunächst durch eine kleine Reibkupplung abgebaut wird, und in der zweiten Phase des Schaltvorganges, nämlich nach Erreichen des Synchronlaufes, der eigentliche Eingriff durch axiale Verschiebung verzahnter Muffen vollzogen wird.

Der Funktion entsprechend können die heute im Fahrzeugbau verbreiteten Bauformen in drei Gruppen eingeteilt werden, die im einzelnen nachfolgend näher beschrieben werden. Bei der einfachsten Bauart, der Synchronisation ohne Sperrvorrichtung, **Bild 7**, wird der Schaltvorgang durch axiale Verschiebung



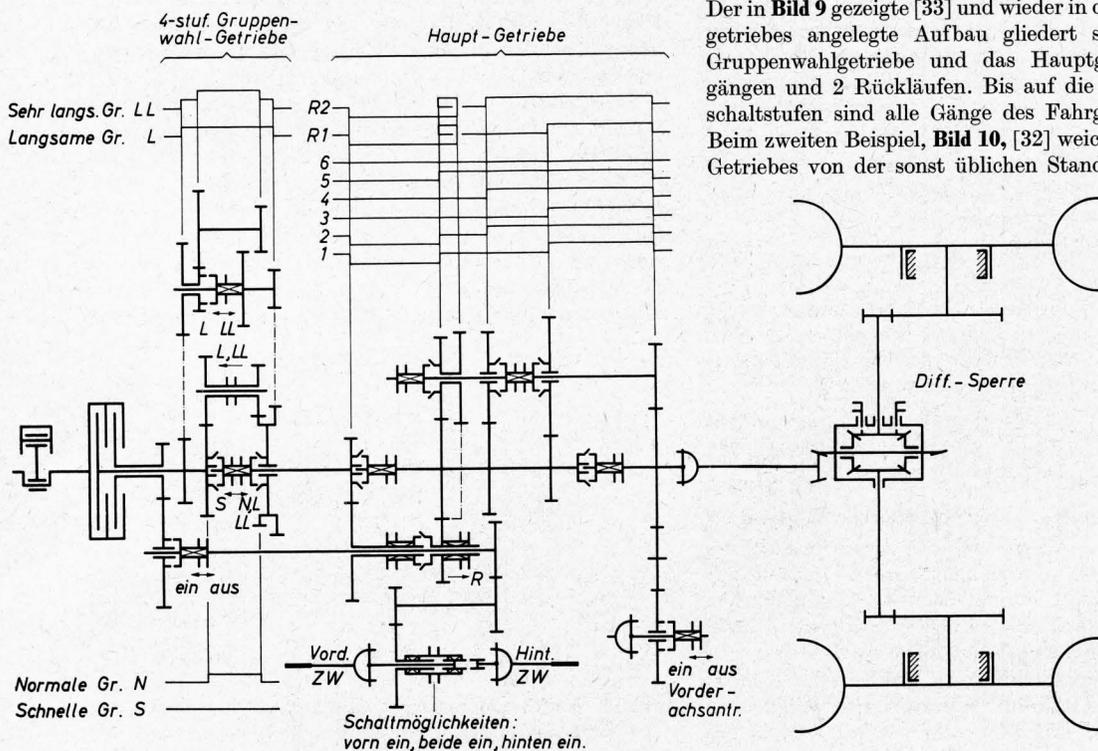
**Bild 7.** Konstruktive und sinnbildliche Darstellung einer einfachen Synchronisation ohne Sperrwirkung am Beispiel einer Doppelschaltstelle.



**Bild 8.** Konstruktive und sinnbildliche Darstellung einer Sperr-synchronisation (Bauart Borg Warner) am Beispiel einer Doppelschaltstelle. Schaltmuffe kann erst nach erreichtem Synchronlauf in Eingriff gebracht werden.

der Schaltmuffe eingeleitet, wobei über die federbelastete Kugel der Muffenträger mitbewegt wird. Dadurch entsteht an der Reibkupplung ein kleines Drehmoment, das den Synchronlauf zwischen dem frei auf der Welle laufenden Rad und der Schaltmuffe herbeiführen soll. Der Fahrer hat nun nach seinem Gefühl zu entscheiden, wie lange die durch geringen Schalthebeldruck gekennzeichnete Synchronisierphase aufrechterhalten werden muß, um schließlich durch Erhöhung der Schaltkraft die Schaltmuffe aus der Raststellung heraus zum eigentlichen Eingriff zu bringen. Eine geräuschlose Schaltung ist also durch die Bauart allein noch nicht gesichert, sondern hängt auch vom Geschick des Fahrers ab. Deswegen wird diese Form der Synchronisation bei Ackerschleppern nur selten verwendet. Weit aus häufiger wird dagegen die Synchronisation mit Sperrvorrichtung benutzt, wobei der eigentliche Eingriff der Schaltmuffe durch die Sperrelemente so lange verhindert wird, bis der Gleichlauf an der Schaltstelle erreicht ist. Von den in großer Zahl bekanntgewordenen Konstruktionen [2; 18] wird in **Bild 8** eine Ausführung dargestellt, die mit einem Sperrzahnring arbeitet, sonst aber ähnlich aufgebaut ist wie die zuvor beschriebene einfachere Konstruktion. Mit dem Einleiten des Schaltvorganges wird auch hier über die federbelastete Kugel der Muffenträger axial mitgenommen und dadurch die kleine Reibkupplung beaufschlagt. Das dabei auftretende Drehmoment bewirkt jedoch eine kleine Relativedrehung des Sperrzahnringes gegen den Muffenträger, bis die Stifte in Umfangsrichtung an den Langlochseitenflächen anliegen. Dann stehen die Sperrzähne direkt vor den Stirnseiten der Schaltmuffenzähne und verhindern das weitere Überschieben der Muffe. Erst wenn der Synchronlauf erreicht ist und das Reibmoment verschwindet, wird auch die Sperrwirkung aufgehoben, so daß der eigentliche Eingriff erfolgen kann. Zur dritten Gruppe der drei charakteristischen Bauarten gehört die Sperr-synchronisation mit Servowirkung, die sich von den Eigenschaften der zuvor beschriebenen Bauform durch besonders geringe Schaltkräfte unterscheidet. Dies wird z. B. durch ein Synchronisationselement erreicht, das ähnlich wie eine Innenbackenbremse arbeitet. Als bekanntestes Beispiel dieser Gruppe kann die bei PKW-Getrieben sehr verbreitete Porsche-Synchronisation gelten, die neuerdings auch in Schleppergetriebe eingebaut wird [37]. Der Aufbau des Porsche-Systems [36] kann als bekannt vorausgesetzt werden.

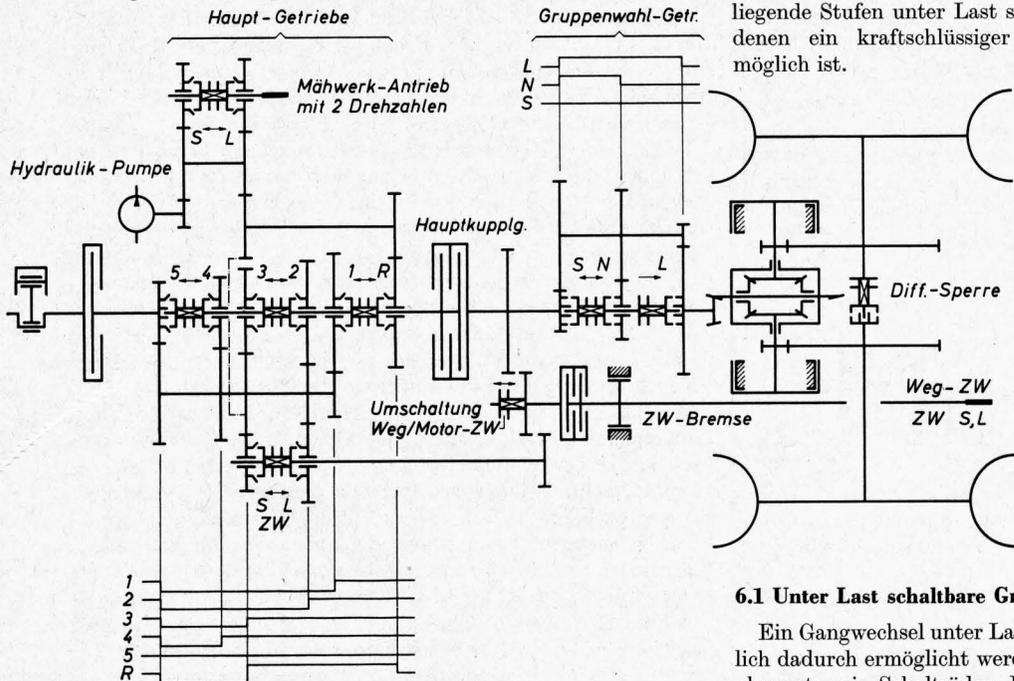
Es wurde schon angedeutet, daß bisher die meisten bei Schlep-pern verwendeten Synchronisationen mit Sperrwirkung (ohne Servoeffekt) arbeiten und damit zur zweiten Gruppe der behandelten drei Grundtypen gehören. Dies gilt auch für die beiden folgend beschriebenen ausgeführten Getriebekonstruktionen. Der in **Bild 9** gezeigte [33] und wieder in der Form eines Gruppen-triebes angelegte Aufbau gliedert sich in ein vierstufiges Gruppenwahlgetriebe und das Hauptgetriebe mit 6 Grundgängen und 2 Rückläufen. Bis auf die beiden langsamen Vorschaltstufen sind alle Gänge des Fahrgetriebes synchronisiert. Beim zweiten Beispiel, **Bild 10**, [32] weicht der Grundaufbau des Getriebes von der sonst üblichen Standardkonzeption dadurch



**Bild 9.** Getriebe mit synchronisierten Schaltstellen. Bauart „Unimog 406“ der Daimler Benz AG, 1967 [33]

ab, daß die Hauptkupplung nicht unmittelbar am Getriebeingang angeordnet ist, sondern sich zwischen dem vollsynchronisierten 5-Gang-Hauptgetriebe (mit Rücklauf) und dem klauengeschalteten dreistufigen Gruppenwahlgetriebe befindet [21; 31]. Dadurch wird das beim Synchronisationsvorgang getriebeseitig beteiligte Massenträgheitsmoment besonders klein, da lediglich

Leistungsbedarf in Fahrt gerade noch gedeckt werden könnte. Diese Gründe sowie die allgemeine Tendenz zur Erhöhung des Fahrkomforts haben zur Entwicklung von kraftschlüssig schaltbaren Stufengetrieben geführt, mit denen sich die beiden folgenden Abschnitte beschäftigen. Dabei wird unterteilt in Getriebe, bei denen nur einzelne, meist im Gruppenwahlgetriebe liegende Stufen unter Last schaltbar sind, und in Bauarten, bei denen ein kraftschlüssiger Gangwechsel durch alle Gänge möglich ist.



**Bild 10.** Getriebe mit synchronisierten Schaltstellen und einer neuartigen Anordnung der Hauptkupplung.

Bauart Bühler „Standard OF 18“, 1966 [32]

die Einzelträgheiten der Hauptwelle mit den Synchronringen und die beiden Hauptkupplungsscheiben eingehen. (Bei herkömmlichen Getrieben liefern darüber hinaus auch alle mitlaufenden Zahnräder zwischen Schaltstelle und Hauptkupplung einen Beitrag zur Rotationsträgheit.)

Als Vorteile der beschriebenen Anordnung der Hauptkupplung gegenüber herkömmlichen Getrieben sind die folgenden Punkte zu nennen:

- besonders bequemes Schalten,
- einheitliche Größe der Synchronisationsvorrichtungen für alle Gänge, da die Beanspruchungen der Reibstellen wegen der jeweils gleich großen getriebeseitigen Rotationsträgheit nur wenig voneinander abweichen.

Obwohl auch die beiden großen Kupplungen sehr weitgehend gleiche Teile verwenden, ist das Getriebe teurer als vergleichbare herkömmliche Konstruktionen. Die wesentlichen Nachteile sind daher auch in den höheren Herstellungskosten zu sehen und zwar:

- Mehrkosten durch den Bauaufwand für die Zweischeiben-Hauptkupplung nebst Betätigungsmechanik und
- Mehrkosten für die Schaffung zusätzlichen Raumbedarfs für die Hauptkupplung und ihre Betätigung.

Während die zuvor beschriebene Konstruktion wegen ihres neuartigen Grundaufbaus Beachtung verdient, soll als letztes Beispiel ein erst kürzlich vorgestellter Schlepper erwähnt werden [34], bei dem im Gegensatz zu anderen bekannten Getrieben nicht nur die Vorwärtsgänge, sondern auch die vier Rückläufe mit Synchronisationseinrichtungen versehen wurden.

Eine weitere Erleichterung des Gangwechsels wird durch das Schalten unter Last ermöglicht. Mit Getriebekonstruktionen dieser Art beschäftigt sich das folgende Kapitel.

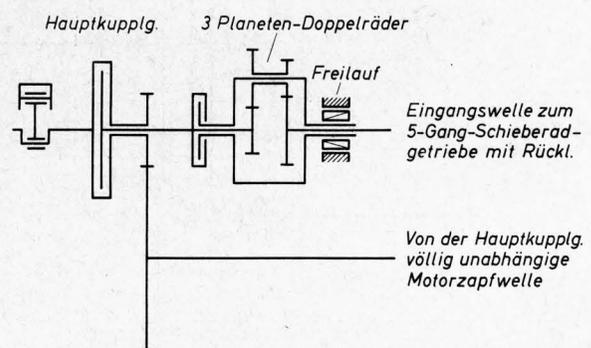
### 6 Stufengetriebe mit unter Last schaltbaren Gängen

Während bei den Straßenfahrzeugen eine Unterbrechung des Kraftschlusses beim Gangwechsel die Leistungsfähigkeit nur unwesentlich beeinträchtigt, bringt sie bei herkömmlichen Stufengetrieben in landwirtschaftlichen Schleppern gewisse Einschränkungen der Maschinenausnutzung besonders dann mit sich, wenn Feldarbeiten auszuführen sind. Der Schlepper kommt dann meist zum völligen Stillstand und beim Hochschalten ist häufig sogar ein erneutes Anfahren nicht möglich, obwohl der

### 6.1 Unter Last schaltbare Gruppenwahlgetriebe

Ein Gangwechsel unter Last kann in Stufengetrieben bekanntlich dadurch ermöglicht werden, daß die herkömmlichen Schaltelemente wie Schalträder, Klauen, Stiftkränze, Synchronisationen u. a. durch kraftschlüssige Schaltstellen wie Reibschlußkupplungen, Klemmkörperfreiläufe und in Sonderfällen auch durch formschlüssige Gesperre ersetzt werden [1; 2; 3; 17; 18; 19; 23; 25; 35]. Dabei ist zu beachten, daß die Verwendung von Freiläufen die Konstruktion zwar wesentlich verbilligt, jedoch mit einer Verringerung der Fahrsicherheit verbunden ist, da im Freilaufbetrieb ein Bremsen mit dem Motor bei geschobener Maschine nicht mehr möglich ist.

Bereits im Jahre 1954 brachte eine Firma in den USA ein unter Last schaltbares 2-Gang-Gruppenwahlgetriebe auf den Markt [3]. Diese Konstruktion, die vor nunmehr 14 Jahren einen ganz neuen Entwicklungszweig des Schleppergetriebebaus begründete und auch heute noch eine interessante Lösung darstellt, ist in **Bild 11** schematisch wiedergegeben. Es handelt sich dabei um ein Umlaufgetriebe mit drei Doppelrädern als Planeten, wobei der Steg entweder über eine mechanisch betätigte Trockenkupplung mit der Eingangswelle gekoppelt werden kann (Übersetzung 1:1) oder sich bei gelöster Kupplung über einen Freilauf am festen Gehäuse abstützt (Übersetzung ins Langsame). Das Getriebe stellt trotz der Verwendung des grundsätzlich kostspieligen Planetenradsatzes insgesamt eine verhältnismäßig billige Konstruktion dar, weil der Aufwand für die Schalteinrichtungen besonders gering ist: die Schaltung des Direktganges erfolgt nämlich über eine einfache Einscheiben-Trockenkupplung, wie sie in sehr großen Stückzahlen im allgemeinen Fahrzeugbau gefertigt wird. Der darüber hinaus vorhandene

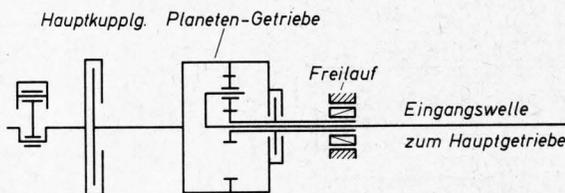


**Bild 11.** Erstes unter Last schaltbares 2-Gang-Zusatzgetriebe. Bauart IHC „Torque Amplifier“, 1954 [3]

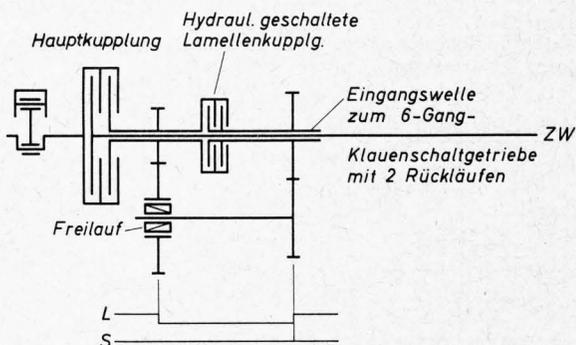
Freilauf, der eine zweite Reibungskupplung einspart, fällt hier sehr klein aus, da er nicht mit dem vollen Lastkollektiv des Hauptleistungsflusses, sondern lediglich mit dem jeweiligen Differenzmoment zwischen Ein- und Ausgang des Getriebes beaufschlagt wird.

Ebenfalls mit Hilfe einer Kupplung und eines Freilaufes, jedoch bei Verwendung einer etwas anderen Planetengetriebebauform können die beiden Gänge im Zusatzgetriebe der in **Bild 12** [19] dargestellten Konstruktion geschaltet werden. Hier wird dem Fahrer jedoch vom Hersteller vorgeschrieben, für den Normalbetrieb die Direktschaltung (Kupplung geschlossen) zu benutzen und nur für kurzzeitige Drehmomenterhöhungen auf die Untersetzungsstufe umzuschalten. Dabei wird dann die Kupplung gelöst und die Sonnenradwelle stützt sich über den Freilauf am festen Gehäuse ab.

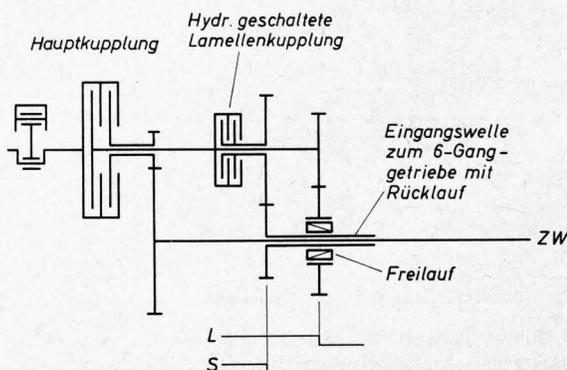
Während die beiden bisher behandelten Bauformen Planetengetriebe benutzen, werden bei anderen Gruppenwahlgetrieben die beiden unter Last schaltbaren Stufen in Verbindung mit einem Vorgelege erreicht, [3], siehe **Bild 13**. Der Schemaplan zeigt, daß die Direktstufe hier durch eine (hydraulisch betätigte) Lamellenkupplung geschaltet wird, während die Untersetzungsstufe über das Vorgelege beim Lösen der Kupplung wieder durch das Ansprechen eines Freilaufes entsteht, der jedoch hier im Gegensatz zu der in **Bild 11** gezeigten Konstruktion mit dem vollen Drehmoment beaufschlagt wird. Ähnlich wird auch bei dem in **Bild 14** dargestellten und schon in beachtlichen Stückzahlen gefertigten Getriebe die Untersetzungsstufe durch ein Vorgelege erreicht. Hier ist es jedoch im Gegensatz zu allen anderen bekannten Bauarten gelungen, mit Erfolg einen formschlüssigen Freilauf einzusetzen [8], der zwar durch einen verhältnismäßig großen Ansprechwinkel gekennzeichnet ist, dessen Betriebsverhalten sich jedoch theoretisch gut vorhersehen läßt.



**Bild 12.** Unter Last schaltbares 2-Gang-Zusatzgetriebe. Bauart T 74 des UdSSR-Einheitsprogramms, 1960 [19]

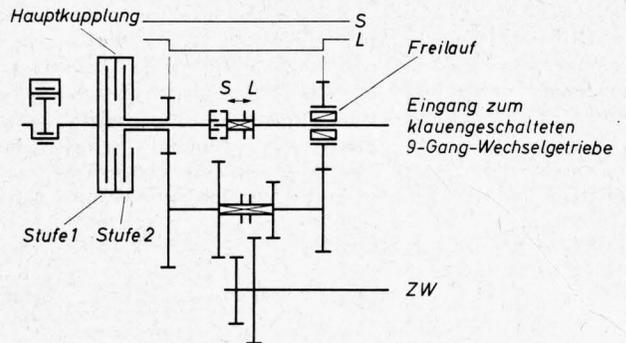


**Bild 13.** Unter Last schaltbares 2-Gang-Zusatzgetriebe. Bauart Oliver „Hydra Power Drive“, 1962 [3]

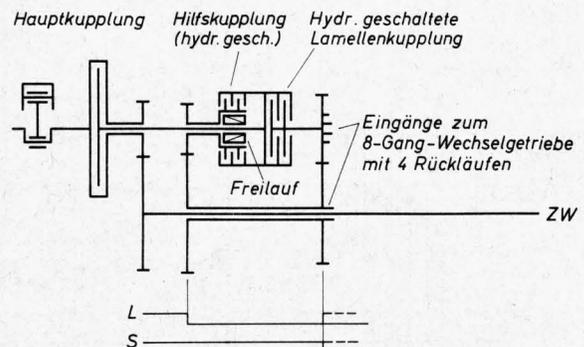


**Bild 14.** Unter Last schaltbares 2-Gang-Zusatzgetriebe. Bauart Massey Ferguson „Multi Power“, 1961 [8]

Während die Mehrzahl der unter Last schaltbaren 2-Stufen-Gruppenwahlgetriebe mit (meist öldruckbetätigten) Lamellenkupplungen ausgestattet ist, wurden andererseits auch Konstruktionen bekannt, bei denen statt dessen die Hauptkupplung für das kraftschlüssige Schalten mit ausgenutzt und die zusätzliche Kupplung eingespart wird. Zu dieser Bauart gehören z. B. die unter der Bezeichnung „Ampli Kupplung“ von Fiat bekannt-



**Bild 15.** Unter Last schaltbares 2-Gang-Zusatzgetriebe. Bauart ZT 300 des mitteleuropäischen VEB-Traktorenprogramms, 1967 [1]



**Bild 16.** Unter Last schaltbares 2-Gang-Zusatzgetriebe mit Hilfskupplung am Freilauf für das Bremsen mit dem Motor. Bauart IHC „Torque Amplifier“ im Schleppertyp 706, 1963 [35]

gewordene Einrichtung sowie die ähnlich aufgebaute und in **Bild 15** dargestellte Baugruppe eines anderen Schleppergetriebes [1]. Im Normalgang ist hier die Schaltklaue eingerückt. Wird nun eine Zugkraftehöhung gewünscht, so betätigt der Fahrer die erste Stufe der Doppelkupplung und der Leistungsfluß erfolgt dann bei verlangsamer Fahrgeschwindigkeit über die Vorgelegewelle des Zapfwellenanschlusses und den Freilauf. Soll dieser Fahrzustand einige Zeit andauern, so wird zweckmäßig die Schaltklaue ausgerückt, so daß die Betätigungseinrichtung für die erste Kupplungsstufe wieder entlastet werden kann. Durch diesen Vorgang wird die Zapfwellendrehzahl nicht beeinflusst. Erst wenn der Schlepper angehalten werden soll und der Fahrer dazu beide Kupplungsstufen zu betätigen hat, bleibt auch die Zapfwelle stehen. Dies ist ein wesentlicher Nachteil, dem jedoch der Vorteil einer besonders preisgünstigen Konstruktion gegenübersteht.

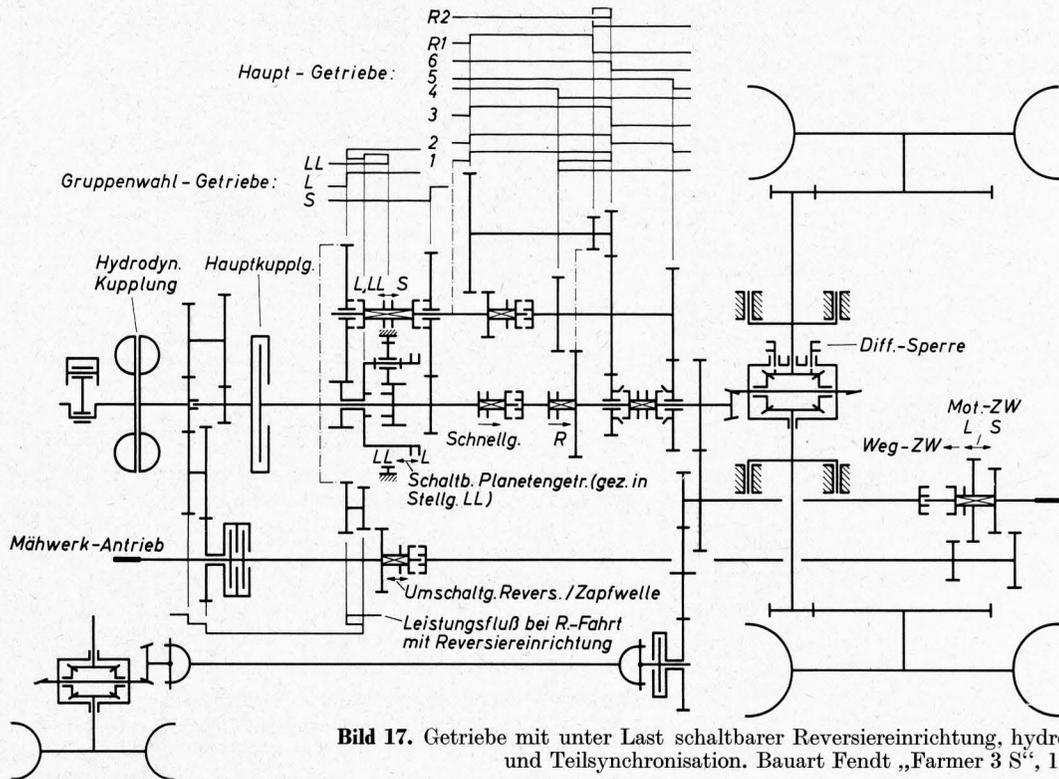
Alle bisher in diesem Abschnitt besprochenen Konstruktionen verwenden für eine der beiden Schaltstufen einen Freilauf und nehmen die damit verbundene Einschränkung der Fahrsicherheit (z. B. bei Bergabfahrt) in Kauf. Demgegenüber wurde in neuerer Zeit das in **Bild 16** wiedergegebene Getriebe entwickelt [35], bei dem der Freilauf mit einer kleinen Zusatzkupplung versehen ist, die beim Umschalten (Lösen der Lamellenkupplung) mitbetätigt wird und für die Übertragung des Motorbremsmomentes bei geschobener Maschine gerade ausreicht.

Während alle zuvor beschriebenen unter Last schaltbaren Zusatzgetriebe sich auf Vorwärtsstufen beschränken, sind darüber hinaus auch Konstruktionen bekanntgeworden, durch die eine kraftschlüssige Bewegungsumkehr des Schleppers ermöglicht wird. Man hat nämlich festgestellt, daß besonders bei Frontladerarbeiten eine solche oft mit „Reversieren“ bezeichnete Möglichkeit den Arbeitserfolg verbessert.

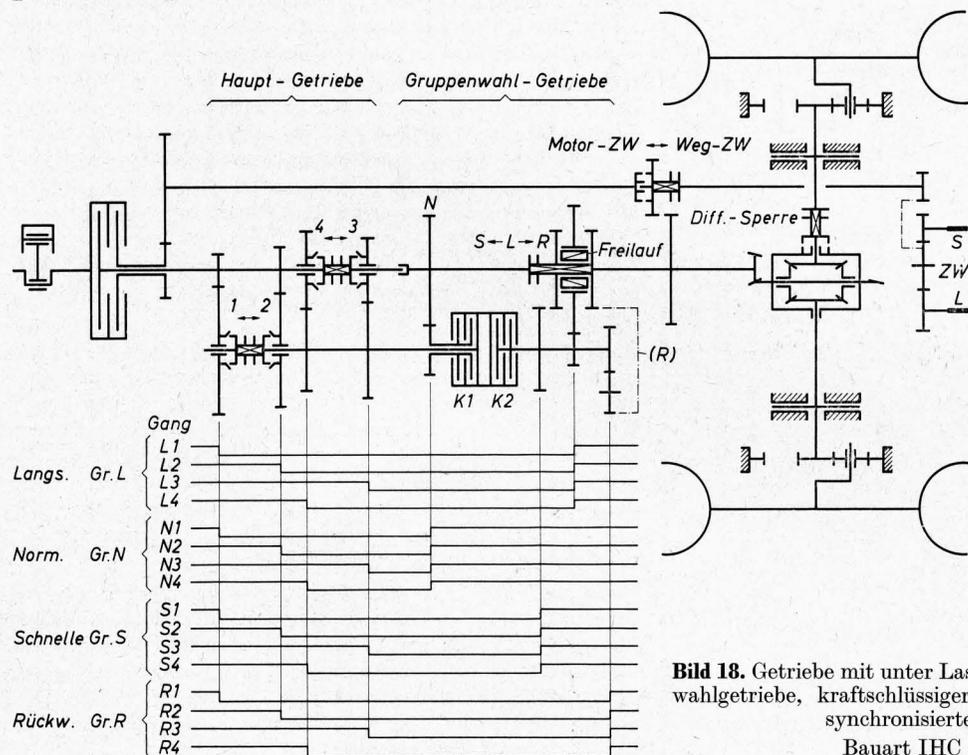
Als erstes Beispiel für ein Reversiergetriebe wird in **Bild 17** [34] der Gesamtaufbau einer Konstruktion schematisch gezeigt, bei der über die Reversiereinrichtung hinaus noch einige andere Einzelheiten von Interesse sind. Das eigentliche Fahrgetriebe besteht wieder aus zwei deutlich gegeneinander abgegrenzten Baugruppen, dem dreistufigen Gruppenwahlgetriebe und dem Hauptgetriebe mit 6 Vorwärtsgängen, 2 Rückläufen und einem von den Vorschaltstufen unabhängigen Schnellgang. Besonders hervorzuheben ist dabei die Verwendung eines formschlüssig schaltbaren Planetengetriebes für die Stufe LL. Im Hauptgetriebe konnten zwei synchronisierte Schaltstellen für vier Grundgänge ausgenutzt werden. Über die zahlreichen Gangstufen hinaus wird die trocken laufende Lamellenkupplung des Zapfwellenstranges in Verbindung mit der großen Einscheibenkupplung noch zum Reversieren, d. h. zum Fahrtrichtungswechsel unter Last, ausgenutzt: Nachdem zunächst über ein Schieberad der Zapfwellen-

strang abgeschaltet und der Wendebetrieb vorgewählt wurde, kann die Reversiereinrichtung durch ein Fußpedal betätigt werden. Erfolgt z. B. eine Umschaltung von „vorwärts“ auf „rückwärts“, so wird dabei die Einscheibenkupplung gelöst und gleichzeitig die Lamellenkupplung geschlossen. Das zwar zunächst etwas unübersichtlich erscheinende, jedoch sehr geschickt konzipierte und für seine zahlreichen Funktionen noch verhältnismäßig preiswert konstruierte Getriebe hat noch eine weitere Besonderheit: Der Antrieb vom Motor erfolgt über eine Strömungskupplung, die das Anfahren erleichtert (Anfahren durch Drehzahlerhöhung) und die aufgrund der schwingungsdämpfenden Wirkung das Lastkollektiv am Getriebeeingang abschwächt [4; 5; 6; 10].

Während bei dem zuvor beschriebenen Getriebe nur die Fahrtrichtungsänderung unter Last möglich ist, gestattet die in **Bild 18** schematisierte Konstruktion neben der Reversiermöglich-



**Bild 17.** Getriebe mit unter Last schaltbarer Reversiereinrichtung, hydrodynamischer Kupplung und Teilsynchronisation. Bauart Fendt „Farmer 3 S“, 1967 [34]



**Bild 18.** Getriebe mit unter Last schaltbaren Stufen im Gruppenwahlgetriebe, kraftschlüssiger Reversiereinrichtung und vollsynchronisiertem Hauptgetriebe. Bauart IHC „523“, 1965 [35]



Einige charakteristische Konstruktionsmerkmale der beiden unter Last schaltbaren Getriebe gehen aus der zusammenfassenden Aufstellung, **Tafel 9**, hervor. Unter zahlreichen interessanten weiteren Einzelheiten der in Bild 20 gezeigten Gesamtkonzeption von Getriebe und Hinterachse sind noch besonders die hydrostatisch unter Last schaltbare Differentialsperre [30], die durch Hilfskraft betätigten Scheibenbremsen und eine sehr feinfühlig und ebenfalls hydraulisch zu schaltende Zapfwelle hervorzuheben.

**Tafel 9.** Konstruktionsmerkmale der durch alle Gänge unter Last schaltbaren Getriebe in Bild 19 und 20.

	Ford „Select-O-Speed“	John Deere „Power Shift“
maximale Leistung	62 DIN PS	100 DIN PS
Gangzahl	10 Vorwärtsgänge 2 Rückwärtsgänge	8 Vorwärtsgänge 4 Rückwärtsgänge
Gesamtaufbau	Kompakte Bauform, jedoch einige Schalteinrichtungen (für die Bandbremsen) außerhalb.	Kompakte Bauform, alle Schaltstellen im Getriebeblock, der als Ganzes besonders leicht demontierbar ist.
Planetengetriebe	Drei Typen einfachster Bauform kombiniert, Schrägverzahnungen.	Planetenradsätze in vier Ebenen, Verschachtelung durch Planetendoppelräder. Geradverzahnungen.
Bremsen	3 Bandbremsen, durch Federkraft betätigt, hydrostatisch geliftet.	4 Lamellenbremsen, alle hydrostatisch betätigt.
Kupplungen	4 Lamellenkupplungen, alle hydrostatisch betätigt.	3 Lamellenkupplungen, alle hydrostatisch betätigt.
hydrostat. Steuersystem f. d. Schalten	Zentrale, direkte Ansteuerung der Arbeitskolben durch Nockenwelle mit Längsschieberventilen. Automatische Drucksteuerung nur beim Beaufschlagen von B 2 und B 3 (Druckentlastung) Rangierpedal (fußbetätigtes Druckminderventil).	System mit Vorsteuerventilen. Fahrer leitet Schaltvorgang nur ein, der nach einem bestimmten, auf die Last einstellbaren Programm abläuft (automatische Steuerung von Druckaufbau und -abbau) Rangierpedal (fußbetätigtes Druckminderventil).
Parksperre	automatisch bei Stillstand (Bremsbänder ziehen an).	Durch Schalthebel betätigte Klaue sperrt Zahnrad der Enduntersetzung.

### Schrifttum

- [1] *Blumenthal, R.*: Der Zugtraktor ZT 300. Dt. Agrartechn. **17** (1967) Nr. 7, S. 326/30. Ref. in: Grndl. Landtechn. **17** (1967) Nr. 5, S. 189.
- [2] *Buschmann, H., und P. Koeffler*: Taschenbuch für den Kraftfahrzeug-Ingenieur. 7. Aufl. Stuttgart: Dt. Verlagsanstalt 1963.
- [3] *Buckingham, F.*: The shift in transmissions. Implement & Tractor **76** (1962) Mai, S. 32/36 und 92/95.
- [4] *Coenberg, H. H.*: Zum Verhalten der Kupplung und ihrem Einfluß auf die Schwingungs- und Spitzenbeanspruchungen im Fahrzeug-Triebwerk, speziell im Schleppertriebwerk. Diss. TH Braunschweig 1962. Ref. in: VDI-Z. **105** (1963) Nr. 15, S. 639.
- [5] *Coenberg, H. H.*: Dynamische Beanspruchungen bei Ackerschleppern. Landtechn. Forsch. **11** (1961) H. 6, S. 145/50, **12** (1962) H. 1, S. 7/12 und H. 2, S. 33/39.
- [6] *Coenberg, H. H.*: Die Belastungen von Motor, Fahrgetriebe und Zapfwelle bei Ackerschleppern. Grndl. Landtechn. Heft 16 (1963) S. 16/30.
- [7] *Cradock, T. H.*: The Ford Select-O-Speed gearbox. Farm Mechanization **17** (1965) Nr. 188, S. 27/30.
- [8] *Elfes, L. E.*: Development of a hydraulically shifted tractor transmission. Soc. Automative Engrs. Paper Nr. 391 A. New York 1962.
- [9] *Erwin, R. L., und C. T. O'Harrow*: Tractor transmission responds to finger-tip control. Agric. Engng **40** (1959) Nr. 4, S. 198/203, 207.

- [10] *Gerlach, A.*: Erfassung der Triebwerksbelastung von Ackerschleppern. Landtechn. Forsch. **8** (1958) H. 3, S. 61/67.
- [11] *Gulvin, H. E.*: Farm engines and tractors. New York: McCraw-Hill Book Company, Inc. 1953, S. 330.
- [12] *Harris, K. C., und J. K. Jensen*: John Deere power shift transmission. Construction and Industrial Machinery Meeting, 9. bis 12. Sept. 1963, SAE-Paper 739 A. Ref. in: Grndl. Landtechn. **17** (1967) Nr. 2, S. 73.
- [13] *Kahrs, M.*: Die Auslegung von Landmaschinenbauteilen nach Lastkollektiven. Landtechn. Forsch. **13** (1963) H. 6, S. 171/79.
- [14] *Kahrs, M.*: Die Grundlagen der hydrostatischen Leistungsübertragung. Landtechn. Forsch. **14** (1964) H. 6, S. 168/80.
- [15] *Kahrs, M.*: Die Anwendung der Hydrostatik im Landmaschinen- und Ackerschlepperbau. Landtechn. Forsch. **15** (1965) H. 1, S. 1/10.
- [16] *Kahrs, M.*: Verlustleistungen und Wirkungsgrade mechanischer und hydrostatischer Getriebe für Ackerschlepper und selbstfahrende Landmaschinen. Grndl. Landtechn. **17** (1967) Nr. 6, S. 215/24.
- [17] *Kliefoth, F.*: Was bedeuten die neuen, unter Last zu schaltenden Getriebe für den Schlepperbetrieb? Landtechn. **20** (1965) Nr. 21, S. 722, 724, 726, 728, 730, 732, 734.
- [18] *Maijer, A.*: Kraftfahrzeuggetriebe. Firmenschrift der Zahnradfabrik Friedrichshafen 1965.
- [19] *Mal'zev, V. F., und I. F. Soroka*: O proektirovanii mekhanizmov svobodnogo choda uveličitelej krutjaščich momentov traktorov (Freiläufe in Schleppern mit Drehmomentverstärkern). Traktory i sel'chozmašiny **36** (1966) Nr. 2, S. 9/11, russ. Ref. in: Grndl. Landtechn. **18** (1968) Nr. 2, S. 80.
- [20] *Meyer, H.*: Die Bedeutung eines stufenlosen Getriebes für den Ackerschlepper und seine Geräte. Grndl. Landtechn. Heft 11 (1959) S. 5/12.
- [21] *Meyer, R.*: Eine neuartige Antriebsanordnung für Motorfahrzeuge. Lastauto und Omnibus **44** (1967) Nr. 5.
- [22] *Ott, A.*: Zur systematischen Synthese mehrgängiger Umlaufräder-Schaltgetriebe. Automob.-techn. Z. **70** (1968) Nr. 1, S. 1/6 (und Fortsetzungen).
- [23] *Reichenbacher, H.*: Gestaltung von Fahrzeuggetrieben. Konstruktionsbücher Bd. 15. Berlin, Heidelberg, New York: Springer-Verl. 1955.
- [24] *Simpson, H. W.*: Evolution in tractor transmissions. Agric. Engng **40** (1959) Nr. 6, S. 326/31.
- [25] *Wendeborn, J. O.*: Unter Last und stufenlos schaltbare Fahrtriebe für Schlepper. Grndl. Landtechn. **16** (1966) Nr. 2, S. 51/59.
- [26] *Wendeborn, J. O.*: Zur Stufung der Fahrgeschwindigkeiten der Ackerschlepper. Landtechn. Forsch. **17** (1967) H. 5, S. 129/34.
- [27] *Worthington, W. H.*: The engineers history of the farm tractor. Implement & Tractor **82** (1967) Nr. 2 bis 11.
- [28] Multipower-transmission. Farm Implement and Machinery Review **88** (1962) Nr. 1050, S. 1390.
- [29] Farm Tractor PTO-Standards. Implement & Tractor **78** (1963) Nr. 3, S. 182/85.
- [30] Hydraulically operated differential lock. Farm Mechanization **17** (1965) Nr. 190, S. 44.
- [31] Neue Züricher Zeitung Nr. 770, 22. 2. 1966.
- [32] Konstruktionszeichnungen der Fa. Bühler Traktorenfabrik AG, Hinwil/Schweiz.
- [33] Konstruktionszeichnungen der Fa. Daimler-Benz AG, Gaggenau.
- [34] Druckschriften und Konstruktionsunterlagen der Fa. X. Fendt & Co., Marktoberdorf.
- [35] Druckschriften und Konstruktionsunterlagen der Fa. International Harvester Company, Neuß/Rhein.
- [36] Druckschriften der Fa. Dr.-Ing. h. c. F. Porsche KG, Stuttgart-Zuffenhausen.
- [37] Druckschriften der Klöckner-Humboldt-Deutz AG, Köln-Deutz.
- [38] Prospekte deutscher und ausländischer Schlepperhersteller.