

LANDTECHNISCHE FORSCHUNG

HERAUSGEBER: LANDMASCHINEN- UND ACKERSCHLEPPER-VEREINIGUNG IM VDMA

Heft 2/1970

München

18. Jahrgang

Das Betriebsverhalten moderner Getriebe in Ackerschleppern

Jürgen Otto Wendeborn

Die vorliegende Arbeit ist während der Tätigkeit des Autors im Institut für Betriebstechnik (Direktor: Prof. Dr. S. Rosegger) der Forschungsanstalt für Landwirtschaft Braunschweig-Völkenrode entstanden.

1. Einleitung

Seit vielen Jahren werden die Eigenschaften moderner Getriebe und ihre Eignung beim Einsatz für den Fahrtrieb der Ackerschlepper diskutiert. Immer wieder wurde der Schluß gezogen, daß die Verwendung stufenloser und mit Einschränkungen auch lastschaltbarer Getriebe für den praktischen landwirtschaftlichen Einsatz Vorteile verspricht [1...6]. Schnellerer Arbeitsablauf, Verbesserung der Arbeitsqualität sowie Erleichterung der Maschinenbedienung, also erhöhter Fahrkomfort, werden erwartet.

Wiederholt wurde der Getriebewirkungsgrad zum Ansatzpunkt der Betrachtungen genommen und seine ungünstigeren Werte als Hindernis für die Einführung der modernen Getriebe in die Praxis angesehen. Da technische Verbesserungen oder Verfeinerungen meist nur mit erhöhtem Energieaufwand oder schlechterem Wirkungsgrad erreicht werden können, sind geringere Werte für die aufwendigen Getriebe zu erwarten. Die Bewertung dieser modernen Aggregate anhand ihres Wirkungsgrades allein muß daher zu Fehlbeurteilungen führen, da die Vorteile so nicht erfaßt werden können; zusätzlich müssen andere Eigenschaften

herangezogen werden, um ihre Vorzüge ins rechte Licht zu setzen.

Im folgenden werden durch Gegenüberstellung von modernen und herkömmlichen Triebwerken in sonst gleich aufgebauten Schleppern direkte Vergleiche erarbeitet. Neben dem erwähnten Wirkungsgrad werden andere Kriterien zur Beurteilung der Getriebe aufgestellt, die alle zusammen eine umfassendere Beurteilung der Aggregate erlauben. Insbesondere werden das Leerlaufverhalten, das Motor-Getriebe-Kennfeld, die erreichbaren Schaltsprünge, das Schaltverhalten und das Reversieren anhand von Laborversuchen untersucht.

Weitere Kriterien sind ohne weiteres denkbar, die besonders die Laboruntersuchungen noch vertiefen würden (z. B. Vergleich der Schaltkräfte und -wege) und weitere gezielte Aussagen ermöglichen. Für einen ersten Vergleich der Getriebetypen beinhalten die herangezogenen Kenngrößen jedoch hinreichend Aussagekraft.

Zur Untersuchung werden ausschließlich Getriebe berücksichtigt, die bereits in handelsübliche Schlepper eingebaut werden können. So ergeben die Versuche ein Bild des derzeitigen Entwicklungsstandes auf dem Sektor des Schleppergetriebebaus. Ebenso können die Ergebnisse darüber Aufschluß geben, welche Verbesserungen der Praktiker von diesen Maschinen zu erwarten hat.

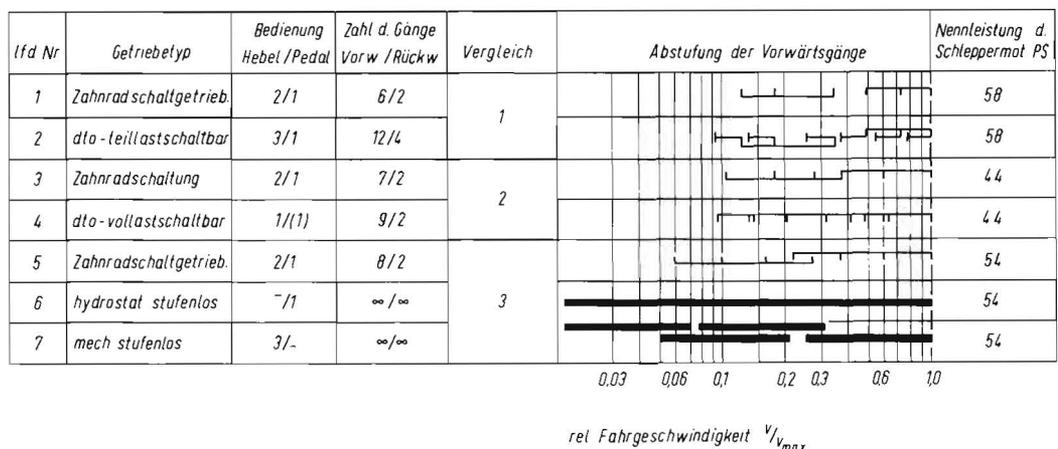


Bild 1: Aufbau von Schaltung und Gangabstufung der Versuchsgetriebe

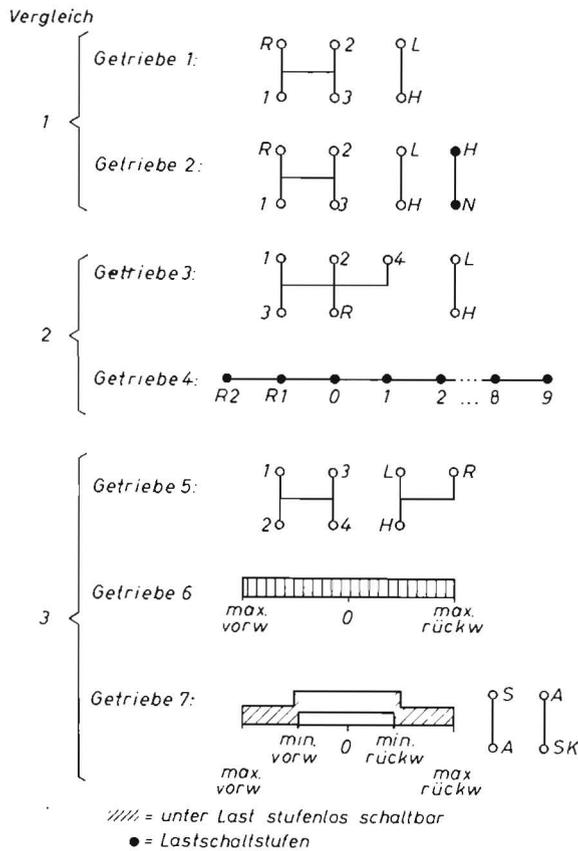


Bild 2: Schaltschema der Versuchsgetriebe

2. Die Versuchsschlepper und -getriebe

Insgesamt werden drei Vergleichspaarungen untersucht. Zusammen mit dem jeweiligen gestuften Vergleichsstück werden je ein Schlepper mit stufenlosem Getriebe, mit einem voll unter Last schaltbaren und mit einem teilweise unter Last schaltbaren Getriebe beurteilt. Mit diesen Getriebe-Modellen sind Beispiele für die wesentlichen Typen der heutigen Fertigungsprogramme erfaßt.

Zu den Versuchen werden insgesamt sechs Schlepper beziehungsweise Getriebe herangezogen. Zu ihrer Beschreibung und Charakterisierung sind in den Bildern 1 und 2 einige Angaben über die Getriebetypen, ihre Bedienung sowie Abstufung zusammengetragen [2].

Im Vergleich 1 wird ein einfaches 6-Gang-Getriebe 1 einem ebensolchen mit zusätzlichen unter Last schaltbaren Zwischengängen (Getriebe 2) gegenübergestellt. Beide Getriebe sind in einen Schlepper eingebaut, wobei das einfache 6-Gang-Getriebe durch Blockieren des Lastschalthebels simuliert wird. Ein echtes 6-Gang-Getriebe hätte erwartungsgemäß einen etwas günstigeren Wirkungsgrad. Bei zwei Schleppern wäre die effektive Motorleistung jedoch wiederum unterschiedlich, so daß die Unsicherheit in den Versuchen nur verlagert wäre.

Die Lastschalteinrichtung des Getriebes 2 wird durch den erwähnten zusätzlichen Hebel bewirkt, der in einem Vorschaltgetriebe nach Vorgelegebauart wahlweise eine hydraulische Kupplung öffnet oder schließt und damit den Kraftfluß über zwei verschiedene Zahnradpaare mit unterschiedlicher Übersetzung leitet.

Im Vergleich 2 stellt das Getriebe 3 mit seinen sieben Gängen das konventionelle Gegenstück zum voll unter Last schaltbaren Getriebe 4 dar. In mehreren hintereinander geschalteten Planetenradsätzen werden hier mit einem Hebel über eine hydraulische Servoeinrichtung mehrere Bandbremsen und Kupplungen geöffnet und geschlossen, die durch sinnvolle Verschaltung neun Vorwärts- und zwei Rückwärtsgänge ermöglichen.

Das Getriebe 5 wird im Vergleich 3 den stufenlosen Einheiten 6 und 7 gegenübergestellt. Es ist mit einer sogenannten Leichtschaltung versehen. Der Antriebsmotor ist zur Anpassung an die Versuchsbedingungen von 60 PS auf ebenfalls 54 PS gedrosselt worden. Das Getriebe 6 arbeitet nach hydrostatischem Prinzip mit gekoppelt verstellbarer Hydropumpe und -motor, die mit einem Pedal bedient werden. Beide Einheiten sind als Axialkolbenmaschinen mit schwenkbarem Zylinderblock ausgelegt. Das Getriebe 7 schließlich arbeitet auf mechanischer Basis mit einer Spezialkette zwischen konischen Scheiben. Die Bedienung der stufenlosen Getriebeverstellung, der Fahrkupplung und der Fahrtrichtung erfolgt mit einem Fahrhebel. Die Geschwindigkeitsbereiche werden im Stand mit zwei weiteren Hebeln vorgewählt. Aus hier nicht näher zu erläuternden Gründen werden mit dem Getriebe 6 die Einsatzversuche, über die an anderer Stelle berichtet wird [7], mit der Einheit 7 die Prüfstandsversuche durchgeführt. So ergibt sich schließlich ein abgerundetes Bild der Eigenschaften stufenloser Getriebe.

3. Die Laborversuche

3.1. Beschreibung des Versuchsstandes und der Meßeinrichtung

Obwohl der verwendete Versuchsstand ursprünglich für eine etwas andere Aufgabe konstruiert worden ist [8], eignet er sich nach einigen Umbauten gut für die in diesem Rahmen erforderlichen Meßaufgaben. Die Anlage ist im wesentlichen aus zwei Teilen aufgebaut.

Das Getriebe als Prüfling wird mittels eines drehzahlregelbaren Gleichstrompendelmotors angetrieben (Bild 3). Damit der Schaltvorgang bei den später noch zu besprechenden Versuchen durchgeführt werden kann, muß für jedes Getriebe eine Abdeckplatte (mit gleichem Bohrbild wie die Kupplungsglocke) angefertigt und montiert werden, gegen die sich die Schaltkraft beim Kuppeln abstützen kann. Statt der Schlepperantriebsräder sind die Hinterradnaben an Bremstrommeln angeflanscht. Die Abstützung der Bremsbänder ist pendelnd ausgeführt. So können das Antriebsmoment am Pendelmotor und auch die Antriebsmomente mit elektronischen Kraftmeßdosen gemessen werden. Synchron mit den An- und Abtriebswellen laufen kleine Generatoren, die eine drehzahlproportionale Spannung abgeben. Zu diesen sechs Kanälen können weitere Hilfsgrößen (Stel-

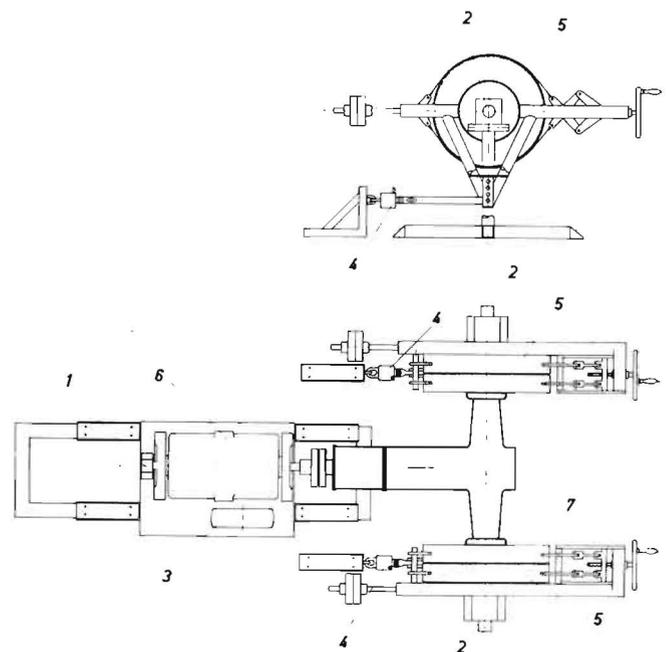


Bild 3: Getriebeprüfstand mit angedeutetem Prüfling
 1 Antriebsdrehzahlmessung
 2 Abtriebsdrehzahlmessung (rechts u. links)
 3 Antriebsmomentenmessung
 4 Abtriebsmomentenmessung (rechts u. links)
 5 Naben-Bandbremse
 6 Motor
 7 Getriebe

lung der Schalthebel beispielsweise oder der Kupplung) über Wegaufnehmer elektronisch gemessen und registriert werden. Die Registrierung wird je nach Versuchsaufgabe digital über Digitalvoltmeter und Schnelldrucker oder analog mit einem Schleifenzillographen durchgeführt.

In Bild 4 ist der fertig vorbereitete Versuchsstand mit dem Versuchsgetriebe 3 dargestellt. Die Hinterachse wird nur auf je einem Punkt zum Boden hin abgestützt, um Vorspannungen im Getriebegehäuse und damit im Getriebe zu vermeiden, die den Leistungsfluß beeinflussen könnten.

3.2. Die Leerlaufverlustleistungen

Alle Versuche werden in betriebswarmem Zustand durchgeführt. Die Temperatur wird möglichst in engen Grenzen gehalten, weil Abweichungen den Wirkungsgrad bekanntlich unzulässig beeinflussen. In Vorversuchen wird das Versuchsgetriebe daher bei mittlerer Dauerleistung (≈ 25 PS bei $n_1 = 1700$ U/min) warmgefahren. Nach etwa 30 bis 40 Minuten zeichnet sich eine annähernd konstante Öltemperatur ab (Tafel 1), die als „betriebswarm“ bezeichnet werden kann und bei der alle Versuche durchgeführt werden.

Auf den ersten Blick zeigen sich niedrige Temperaturen für die herkömmlichen einfachen Getriebe. Die Verluste werden entsprechend gering sein. Ausgesprochen hohe Temperaturen erreicht das Öl im voll unter Last schaltbaren Getriebe 4 mit 78°C – 85°C , die bei Vollast durchaus 120°C und mehr betragen können. Darum wird in diesem Getriebe ein Spezialöl verwendet. Der Wirkungsgrad ist jedoch nicht so ungünstig, wie vielleicht vermutet werden könnte.

Die Leerlaufverluste der untersuchten Getriebe in allen Gängen bei $n_1 = 2000$ U/min zeigt Bild 5.

Die Getriebe herkömmlicher Bauart zeigen niedrige Werte, die mit der Gesamtuntersetzung nur von etwa 1 bis 2 PS steigen. Die beiden Lastschaltgetriebe zeigen etwa die dreifachen Werte, ebenfalls mit der Untersetzung steigend. Besonders hoch liegen die Verluste in den niedrigen Gängen. Hier dürften die Servoströme viel Energie erfordern, wie überhaupt die höheren Verluste der aufwendigeren Getriebe wesentlich auf die erforderlichen Hilfsenergieströme zurückzuführen sind. Das wird besonders deutlich beim stufenlosen Getriebe, das noch beträchtlich über den Lastschaltgetrieben liegt und Werte bis zu 6,5 PS erreicht.

Die Leerlaufverluste bei kaltem Getriebe sind noch um einiges höher (Tafel 1). Besonders hohe Verluste zeigt hier das Getriebe 5 mit dem drei bis sechsfachen Wert gegenüber dem betriebswarmen Aggregat. Wesentliche Verluste sind hier auf die Planscharbeit im Öl zurückzuführen, die wegen der größeren Ölzähigkeit im Kaltbetrieb höher sein müssen.

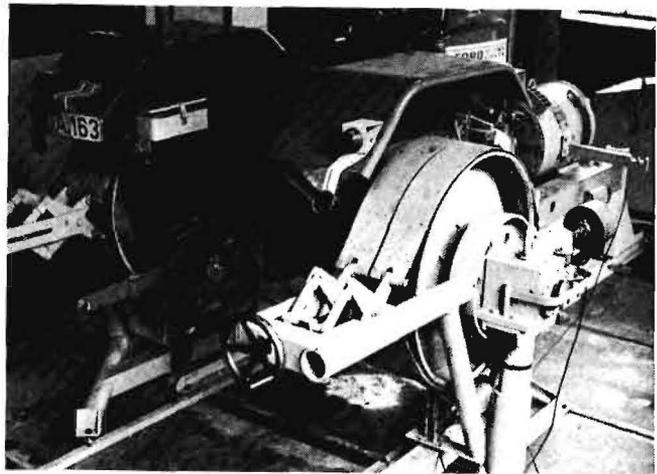


Bild 4: Der Versuchsstand mit aufgebautem Prüfling

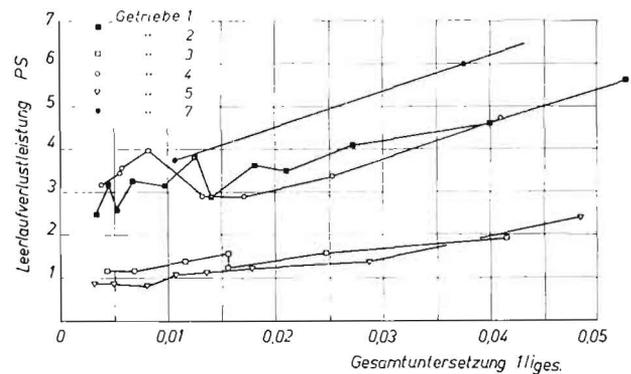


Bild 5: Die Leerlaufverlustleistungen der verschiedenen Getriebe im betriebswarmen Zustand ($n_{\text{motor}} = 2000$ U/min)

Bei den Getrieben 1 bis 5 verbinden die Geraden lediglich die Punkte der einzelnen Gänge, für Getriebe 7 stellt die Gerade die Gesamtheit der Werte dar

3.3. Der Getriebewirkungsgrad

Die Verlustleistungen unter Last werden ebenso wie die Leerlaufverlustleistungen für die Gesamttriebwerke von der Hauptkupplung bis zu den Radnaben ermittelt. Hieraus sind vielleicht einige recht ungünstige Werte zu erklären, die im folgenden diskutiert werden.

Der Wirkungsgrad wird bei Antriebsdrehzahlen $n_1 = 700 \dots 2200$ U/min bestimmt. Gerade bei Getrieben mit Hilfsschalt-einrichtungen hat die Antriebsdrehzahl einen bedeutenden

Tafel 1: Einfluß der Öltemperatur auf die Leerlaufverluste

Ifd. Nr. des Getriebes	Betriebstemperatur des Getriebeöls [$^\circ\text{C}$]	Motorhöchstleistung		Leerlaufverluste im Kaltbetrieb ¹⁾ als Vielfaches des Warmbetriebes ²⁾	Höchstgeschwindigkeit des betriebswarmen Schlepper [km/h]	Achslasten ohne Fahrer	
		Leistung [PS]	Drehzahl [U/min]			vorn [kp]	hinten [kp]
1	42–47	52,5	1980	1,8 ... 2,2	20,0	780	1350
2	42–47	52,5	1980	1,8 ... 2,2	20,0	780	1350
3	34–37	39,9	2060	1,1 ... 1,2	21,9	770	1120
4	78–85	41,8	1890	1,3 ... 1,6 ³⁾	20,7	800	1110
5	40–45	47,2	2040	3,0 ... 6,0	30,9	1090	2140
		50,2 ⁴⁾	1960 ⁴⁾				
6		46,3	1920		28,3	1300	2330
		54,4 ²⁾	2090 ²⁾				
7	58–62						

Anmerkungen:

¹⁾ Bei Umgebungstemperatur $\approx 22^\circ\text{C}$

²⁾ Werte an anderen Modellen der gleichen Typen bei anderem Luftdruck und Temperatur. Diese Schlepper sind bei den Koppel-, Frontlade- und Pflugversuchen eingesetzt worden.

³⁾ Die höheren Werte treten bei den höheren Gängen und umgekehrt auf.

⁴⁾ Öltemperatur bei Kaltversuchen zwischen $35 \dots 45^\circ\text{C}$

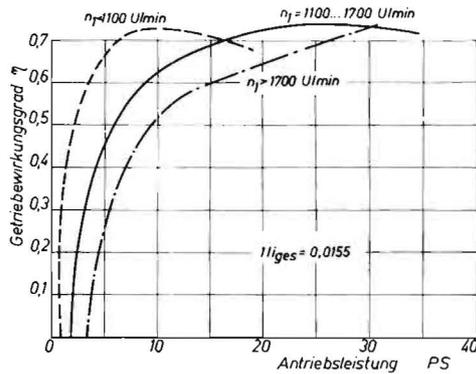


Bild 6: Die Wirkungsgrade des mechanisch-stufenlosen Getriebes 7 bei verschiedenen Antriebsleistungen und -drehzahlen

Einfluß auf die Verluste, wie in Bild 6 am Beispiel des stufenlosen Getriebes 7 gezeigt.

Die drei dargestellten Kurven gelten als Mittelwerte für die angegebenen Drehzahlbereiche. Bei geringen Antriebsdrehzahlen wird schon bei geringen durchgeleiteten Leistungen ein günstiger Wirkungsgrad erreicht, die Servoeinrichtungen verbrauchen relativ geringe Leistungen. Bei höheren Momenten fällt die Kurve dann wieder ab, die kraftübertragenden Elemente werden sehr stark beansprucht. Es ergibt sich entsprechend ein optimaler Bereich, der sich mit steigender Antriebsdrehzahl zu größeren Leistungen verschiebt. In Kombination mit dem Verhalten des Dieselmotors im Schlepper, dessen Gesamtwirkungsgrad ähnliches Verhalten zeigt, sollten durch automatische Regelung günstige Drehzahlpaarungen gewählt werden, wie neben LEBEDEV [9] schon andere vorgeschlagen haben. Die Aggregate brauchten nicht größer ausgelegt zu werden, da die niedrigen Drehzahlen selbstverständlich nur bei kleinen Leistungen und Momenten eingestellt würden.

Der Einfluß der Antriebsdrehzahl ist bei den lastschaltbaren und den herkömmlichen Getrieben nicht mehr nennenswert. Der Vergleich der untersuchten Getriebe wird daher im folgenden auf mittlere Drehzahlen $n_1 = 1700$ U/min beschränkt. Die Bilder 7 bis 11 zeigen die Kennfelder für verschiedene Leistungen in allen Vorwärtsgängen.

Abgesehen vom stufenlosen Getriebe, das bestenfalls $\eta = 0,77$ erreicht, sind bei den anderen Getrieben im Bereich der Nennleistungen Werte bis $\eta = 0,90 \dots 0,71$ zu erreichen. Hingegen werden lediglich bei den herkömmlichen Zahnrad-schaltgetrieben auch bei kleiner Leistung $N_1 = 10$ PS Wirkungsgrade gleicher Größenordnung mit $\eta = 0,87$ erreicht. Bei den modernen Getrieben sinkt der Wirkungsgrad bei Teillast stark: Die Zusatzaggregate erfordern eine relativ höhere Leistung. Ebenso werden in den unteren Gängen allgemein größere Verluste gemessen. Eine direkte allgemeine Abhängigkeit ist nicht festzustellen, ist auch nur über den verwickelten speziellen Aufbau der einzelnen Aggregate zu finden, der jedoch in diesem Rahmen nicht näher untersucht werden kann.

3.4. Das Motor-Getriebe-Kennfeld

Zum direkten Vergleich der untersuchten Getriebe sind in Bild 12 die maximal an den Triebrädern verfügbaren Leistungen als Funktion der Gesamtübersetzung, das heißt der Fahrgeschwindigkeit angegeben.

Alle Werte sind auf die Kennlinie eines typischen Dieselmotors bezogen und werden als Prozentsätze der Motornennleistung angegeben.

Die gestuften Getriebe zeigen die charakteristischen Spitzen, die sich aus der erforderlichen Änderung der Motordrehzahl ergeben. Im Hauptarbeitsbereich bei etwa $1/i_{ges} = 0,01 \dots 0,02$ zeigen diese Getriebe recht günstige mittlere Werte.

Bild 11: Der Wirkungsgrad des mechanisch-stufenlosen Getriebes 7 bei verschiedenen Lasten in der Straßengruppe

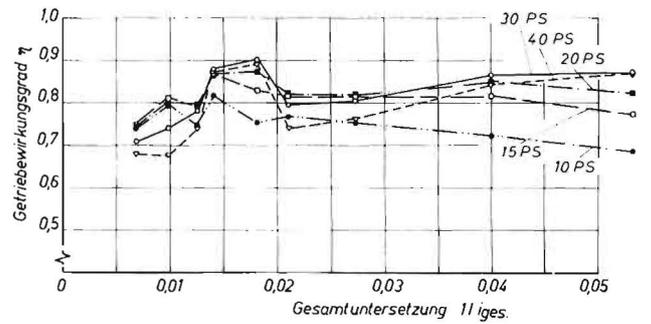


Bild 7: Der Wirkungsgrad des teillastschaltbaren Getriebes 2 bei verschiedenen Lasten

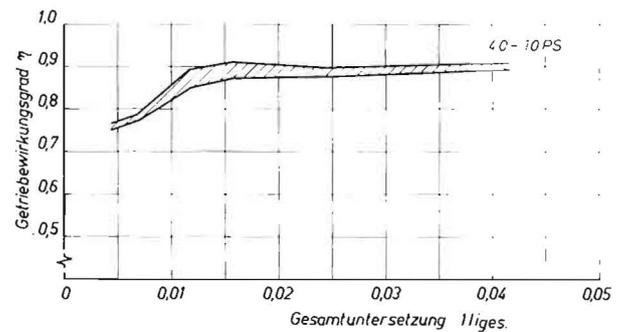


Bild 8: Der Wirkungsgrad des herkömmlichen Zahnrad-schaltgetriebes 3 bei verschiedenen Lasten in allen Vorwärtsgängen

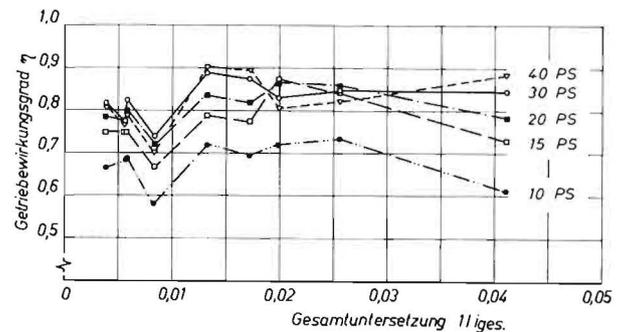


Bild 9: Der Wirkungsgrad des vollastschaltbaren Getriebes 4 bei verschiedenen Lasten in allen Vorwärtsgängen

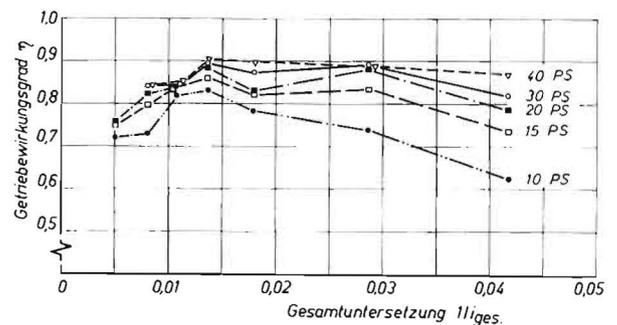
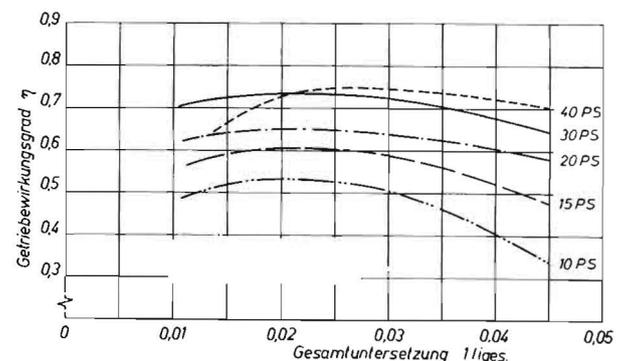


Bild 10: Der Wirkungsgrad des herkömmlichen Zahnrad-schaltgetriebes 5 bei verschiedenen Lasten in allen Vorwärtsgängen



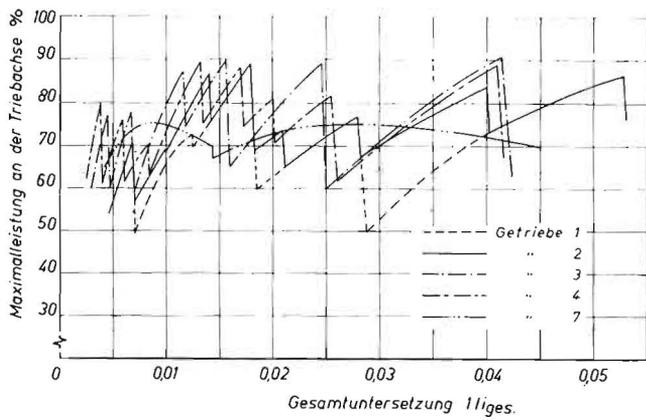


Bild 12: Verfügbare Leistung an den Triebädern bei den verschiedenen Übersetzungen

Ober- und unterhalb wird die Stufung größer und auch der Getriebewirkungsgrad schlechter. Die lastschaltbaren Getriebe unterscheiden sich hier kaum von den herkömmlichen Einheiten. Nennenswerte Bedeutung hat der jeweilige Stufensprung: So zeigt Getriebe 1 mit dem großen Stufensprung starke Leistungseinbrüche bis zu 50% der Nennleistung. Die Lastschaltbarkeit der Getriebe 2 und 4 hat auf diese Kurven keinen Einfluß.

Grundsätzlich anderen Verlauf zeigt das Getriebe 7. Bei allen Übersetzungen ist die volle Motorleistung am Getriebeeingang verfügbar. Die Leistung an den Rädern ist lediglich um den Getriebewirkungsgrad vermindert. Da dieser jedoch zu recht ungünstigen Werten bestimmt wurde, liegt die gezeichnete Kurve nur in kleinen Bereichen höher als bei den gestuften Getrieben. Die Vorteile hinsichtlich der verfügbaren Leistung werden durch den ungünstigen Wirkungsgrad zunichte gemacht.

Untermauert wird diese Tatsache noch durch einen direkten Vergleich der mittleren Werte. Aus idealisierten Kurven wird die mittlere Leistung bestimmt (Tafel 2). Durch den großen Stufensprung zeigt das Getriebe 1 einen recht ungünstigen Wert. Die Getriebe 2 bis 5 liegen alle nahezu auf einer Höhe, gegen die das stufenlose Getriebe 7 nur geringfügig abfällt. Auswirkungen der Lastschaltbarkeit können, wie bereits erwähnt, nicht festgestellt werden.

Aus einer amerikanischen Arbeit [10; 11] wurden Ergebnisse zum gleichen Thema bekannt (Bild 13). Nicht bestätigt werden konnte der dort festgestellte ungünstige Verlauf beim voll unter Last schaltbaren Getriebe. Die vorliegende Untersuchung ergibt für diese Getriebe Wirkungsgrade, die durchaus in den Bereich der herkömmlichen Einheiten hineinreichen.

Die aufgeführten Wirkungsgradverläufe müssen in ihren genauen Werten nicht unbedingt typisch sein für den jeweiligen Getriebeaufbau beziehungsweise das Funktionsprinzip. Wohl sind sie aber den untersuchten Getrieben zugeordnet und spiegeln daher den heutigen Entwicklungsstand moderner Getriebe wieder. Die aufgezeigten Relationen können sich in der Zukunft durchaus verschieben, und dann wahrscheinlich zugunsten der modernen Getriebe, da die herkömmlichen durch jahrzehntelange Entwicklungsarbeit so ausgeführt sein dürften, daß nennenswerte Verbesserungen nicht mehr möglich scheinen.

Tafel 2: Mittlere Leistung der untersuchten Getriebe (in Prozent der Motorhöchstleistung)

Getriebe	1	2	3	4	5	7
Mittl. oberer Wert	79,1	79,4	85,4	81,9		72,5
Mittl. unterer Wert	57,1	68,0	63,5	66,8		
Mittelwert	68,1	73,7	74,5	74,3		

3.5. Minimale Stufensprünge

Bei Zahnradschaltgetrieben sind die erreichbaren Stufensprünge ausschließlich von den Übersetzungen im Getriebe abhängig. In Bild 14 sind über der Gesamtuntersetzung die Stufensprünge (Bild 1) der Getriebe aufgetragen.

Die Verbindungslinien zwischen den Punkten sollen bei den Getrieben 1 bis 5 die Zuordnung leichter erkennen lassen. Lediglich beim stufenlosen Getriebe 7 ist oberhalb der angegebenen Kurve (schraffiertes Gebiet und darüber) jeder beliebige Punkt einstellbar. Durch die Empfindlichkeit des Verstellgestänges und des Regeldrucks ist hier eine untere Grenze gegeben. Diese liegt jedoch so niedrig, daß nie ein feinerer Sprung verlangt werden wird.

Bei den gestuften Getrieben ist in der Abstufung kaum ein System zu entdecken, die Stufensprünge gehen willkürlich hoch bis zu $\alpha = 1,95$. Andererseits sind bei den Getrieben 3 beziehungsweise 4 Sprünge von $\alpha = 1,00$ beziehungsweise $\alpha = 1,04$ zu finden, die ebensowenig sinnvoll sind. In der Praxis wirken sie wie ein einziger Gang. Eine günstigere Abstufung zeigt dagegen beispielsweise das Getriebe 5, das im Hauptarbeitsbereich der landwirtschaftlichen Einsätze [12] eine gleichmäßig feinere Stufung als im übrigen Bereich aufweist. Die an der Triebachse verfügbare mittlere Leistung läßt sich durch eine gleichmäßige und sinnvolle Gangabstufung erhöhen, da dann alle Gänge voll genutzt werden können.

3.6. Schaltverhalten

Wesentlich für den Fahrkomfort ist die Bedienbarkeit des Getriebes. Das Schalten ist eine Tätigkeit, die der eigent-

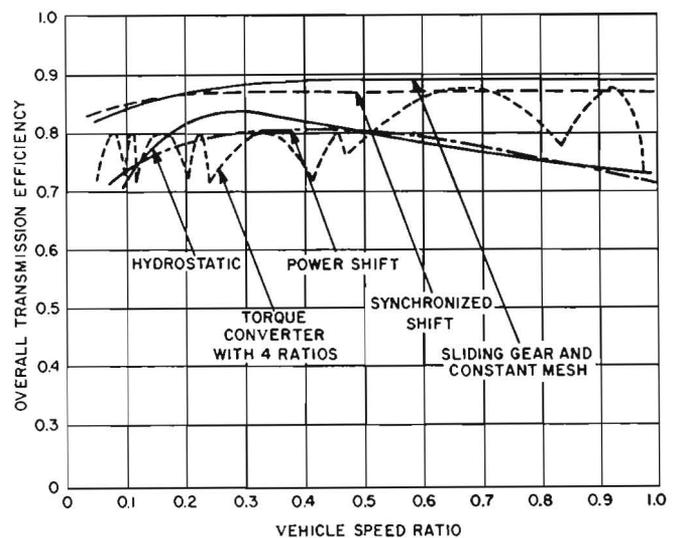


Bild 13: Wirkungsgrade einiger Getriebetypen nach [10; 11]

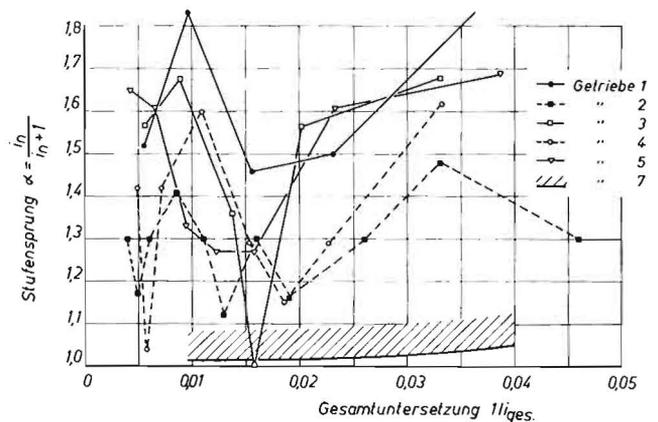


Bild 14: Erreichbare Stufensprünge bei den einzelnen Getrieben

lichen landwirtschaftlichen Arbeit untergeordnet sein muß, da dieser das Hauptaugenmerk des Fahrers zu gelten hat. Es sollte daher so einfach, leicht und schnell wie möglich ausgeführt werden können, damit der Fahrer dadurch nur minimal belastet und von seiner Arbeit nicht abgelenkt wird.

Auf dem obenbeschriebenen Prüfstand werden mit allen Getrieben Versuche durchgeführt derart, daß mit konstanter Bremseneinstellung der Gang oder auch die Fahrtrichtung schnellstmöglich manuell geändert werden. Von echten Schaltvorgängen während des Fahrens unterscheidet sich diese Versuchsanstellung lediglich durch die anderen Massenverhältnisse. Auf dem Versuchsstand ist es nicht möglich, die gesamte Schleppermasse in den Bremsstrommeln nachzuahmen. Die Schwungmasse des Dieselmotors mit dem Schwungrad dagegen konnte in erster Näherung nachgeahmt werden. Durch die zu geringen abtriebsseitigen Massen wird die Auslaufzeit nach dem Auskuppeln kürzer sein, da die geringere kinetische Energie schneller von den Bremsen aufgezehrt ist. Das Bremsmoment entspricht einem entsprechenden Rollwiderstand beziehungsweise einer Zugkraft, die von der Fahrgeschwindigkeit annähernd unabhängig ist.

Für das herkömmliche Getriebe 1 zeigt Bild 15 den Schaltvorgang vom 5. in den 6. Vorwärtsgang. Nach dem Entkuppeln geht der Antrieb ($n_1; N_1$) in Leerlaufzustand, während die mittlere Antriebsdrehzahl stark linear fällt. Nach etwa 0,2 s ist die kinetische Energie aufgezehrt, die Hinterräder kommen zum Stillstand und die Abtriebsmomente fallen auf Null. Bis zum erneuten weichen Fassen der Kupplung nach dem Gangwechsel vergehen im aufgeführten Beispiel weitere 1,5 s. Das Abtriebsmoment ist insgesamt 1,7 s unterbrochen und steht während dieser Zeit zum Vortrieb nicht zur Verfügung. Bei fast allen landwirtschaftlichen Arbeiten kann diese Zeit nicht durch Ausrollen überbrückt werden. Das Schalten führt zum unerwünschten Zwischenhalt. Nach dem Fassen der Kupplung baut sich eine Spitze in der Antriebsleistung auf, die zum Beschleunigen erforderlich ist, der neue stationäre Fahrzustand ist erst nach weiteren 1,5 s erreicht.

Die für die einzelnen Schaltungen erforderlichen mittleren Zeiten, bei denen das volle Antriebsmoment nicht erreicht

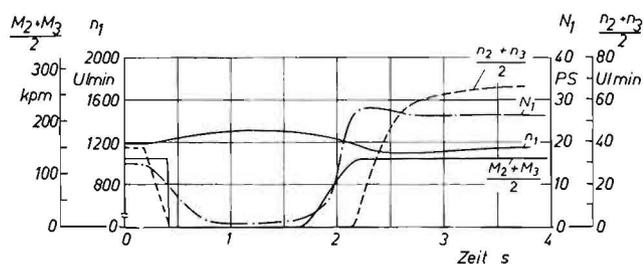


Bild 15: Beispiel eines Schaltvorganges bei einem herkömmlichen gestuften Schleppergetriebe

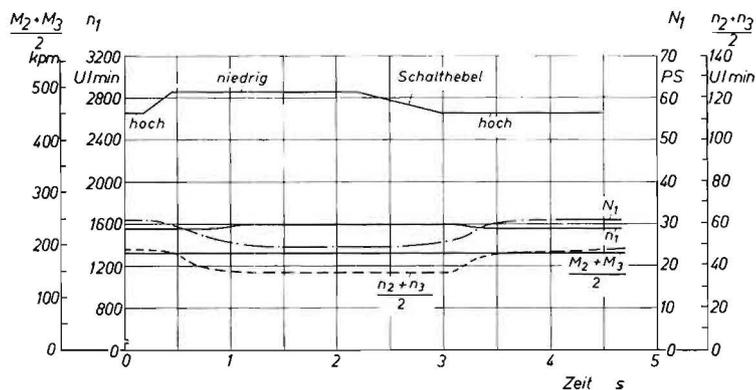


Bild 16: Schaltung der unter Last schaltbaren Stufe des Getriebes 2

wird, zeigt Tafel 3 für die untersuchten gestuften Getriebe. Die Zeit der Kraftflußunterbrechung ist bei der Schaltung höherer Gänge größer als in den unteren Gängen. Am einfachsten ist die Schaltung nur in einer Gasse. Die zusätzliche Wahlbewegung verzögert den Vorgang. Ein zusätzlich erforderlicher Gruppenwechsel, also die Bedienung von zwei Hebeln, verlängert beispielsweise die Kraftflußunterbrechung auf bis zu 6,7 s beim Getriebe 3. Das Getriebe mit dem günstigsten Wirkungsgrad (Getriebe 3) hat im Mittel die längsten Schaltzeiten. Bei nahezu allen geschalteten Gangpaarungen ist die Schaltung ins Schnelle langsamer zu bewältigen als die ins Langsame. Der Grund dürfte die zu beschleunigenden Massen innerhalb des Getriebes sein.

Tafel 3: Dauer der Kraftflußunterbrechung bei herkömmlichen Getrieben

Getriebe	Einlegen des nächsthöheren Ganges durch			Einlegen des nächstniedrigen Ganges durch		
	Schalten	Schalten und Wählen [s]	Schalten und Wählen und Gruppenschalten	Schalten	Schalten und Wählen [s]	Schalten und Wählen und Gruppenschalten
1	1,7...2,5	2,3...2,5	2,6	2,2...3,3	2,3...2,7	3,2
3	1,4...1,5	3,3...5,3	6,7	1,2...1,5	1,8...2,9	2,7
5	1,2...1,6	1,2...1,5	1,9	1,2...2,0	1,6...1,8	2,4

Unter „Schalten“ sei hier die Verschiebung einer Muffe in einer Gasse, unter „Wählen“ der Wechsel der Schaltgasse über die Quergasse zu verstehen. Beim „Gruppe schalten“ wird die Gruppenschaltung mit einem weiteren Schalthebel bedient. — Alle Zeiten sind in Sekunden angegeben.

Bei der Betätigung der lastschaltbaren Stufe im Getriebe 2, die auf Vorgelegebasis mit Kupplung und Freilauf arbeitet, ergibt sich kein meßbarer Abfall im Drehmomentenverlauf (Bild 16). Sowohl bei der Aufwärts- als auch bei der Abwärtsschaltung zeigt sich kein Einbruch im konstanten Abtriebsmoment. Die Antriebsdrehzahl und -leistung passen sich entsprechend der Abtriebsdrehzahl an. Im Getriebe 2 ist eine echte Lastschaltgruppe verwirklicht.

Ein nicht ganz so günstiges Ergebnis zeigen die Schaltversuche mit dem Getriebe 4. In Bild 17 ist beispielsweise der Wechsel vom 8. in den 9. Gang dargestellt (für die anderen Schaltungen ergeben sich entsprechende Kurvenverläufe, die keine weiteren Erkenntnisse enthalten).

Das Abtriebsmoment sinkt zwar nicht ab, jedoch ist ein deutlicher Einbruch in den Verläufen der Abtriebsdrehzahlen sowie der Antriebsleistung zu erkennen. Diese kurze Unterbrechung wird zu keinen nennenswerten Behinderungen während schwerer Schlepperarbeit führen und sogar vom Fahrer oft unbemerkt bleiben. Vielmehr ist sie für die Funktion der gekoppelten Hydrobremsen und -kupplungen zur Servoschaltung erforderlich, um hohe kurzzeitige Blind-

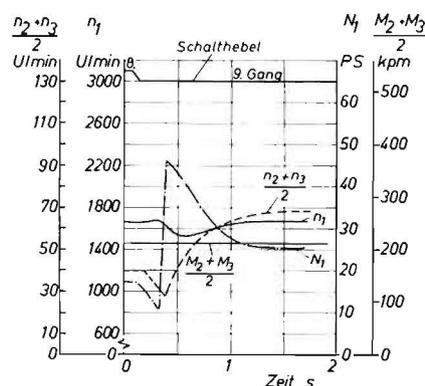


Bild 17: Ein Schaltvorgang des voll unter Last schaltbaren Getriebes 4

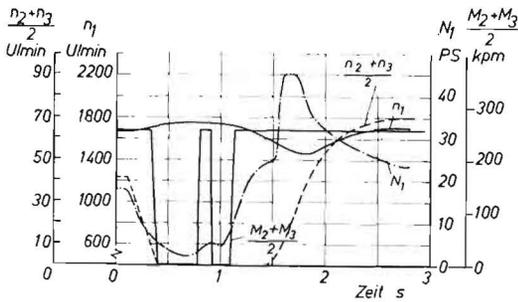


Bild 18: Das Schalten des Getriebes 4 mit Betätigen des Rangierpedals (Unterbrechung des Servodrucks)

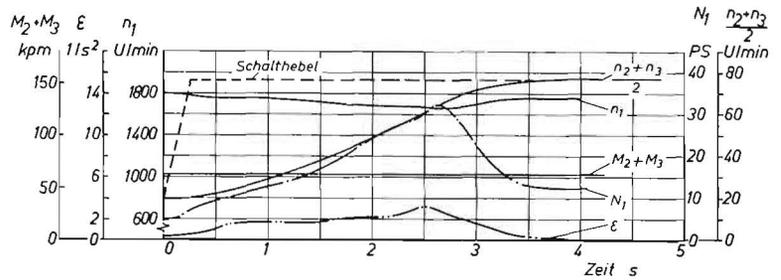


Bild 19: Beschleunigungsvorgang mit einem stufenlos-mechanischen Schleppergetriebe

leistungen zu vermeiden und um die Schaltstöße in erträglichen Grenzen zu halten. Da bei leichten Arbeiten dieser Ruck des Schleppers trotzdem sehr stark sein kann, ist für diese Fälle ein sogenanntes Rangierpedal eingebaut worden. Dieses unterbricht beziehungsweise mindert den Öldruck für die Servobetätigung. Bild 18 zeigt die Unterbrechung des Kraftflusses beim Betätigen dieses Pedals. Von einer Lastschaltung kann nicht mehr gesprochen werden.

Echt unter Last und ruckfrei zu schalten ist das stufenlose Getriebe 7. Bild 19 zeigt einen Schaltvorgang über den ganzen Regelbereich des Wandlers. Während der Fahrhebel in nur etwa 0,2 s die neue Sollstellung erreicht, folgt das Getriebe langsam und erreicht die Enddrehzahl nach etwa 3,5 s. Die Folgegeschwindigkeit ist über Drosseln einstellbar und den speziellen Fahrzeugbelangen anzupassen. Der Fahrer ist nach kürzestem Zeitaufwand für die Getriebebedien- ung wieder für seine eigentliche Arbeitsaufgabe frei. Das Getriebe regelt selbsttätig nach, selbstverständlich auch auf jeden eingestellten Zwischenwert, den es in entsprechend kürzerer Zeit erreicht.

3.7. Das Reversieren

Für verschiedene landwirtschaftliche Arbeitsverfahren gewinnt das Reversieren an Bedeutung. Ein möglichst schneller und müheloser Wechsel der Fahrtrichtung ist erwünscht, damit der Vorgang oft wiederholt werden kann, ohne den Fahrer zu überlasten (Frontladen!). Auch diesbezüglich sind von den modernen Getrieben besondere Vorteile zu erwarten. Am Beispiel des Getriebes 5 ist ein solcher Vorgang für ein herkömmliches Stufengetriebe dargestellt (Bild 20). Der Kraftfluß ist für rund 1,1 s unterbrochen. Diese Zeit wird benötigt, um die Kupplung auszurücken, den Gang in der gleichen Gasse zu wechseln und die Kupplung wieder einrücken zu lassen. Für die anderen gestuften Getriebe 1 bis 3 wurden ähnliche Zeiten für die Unterbrechung des Kraftflusses gefunden.

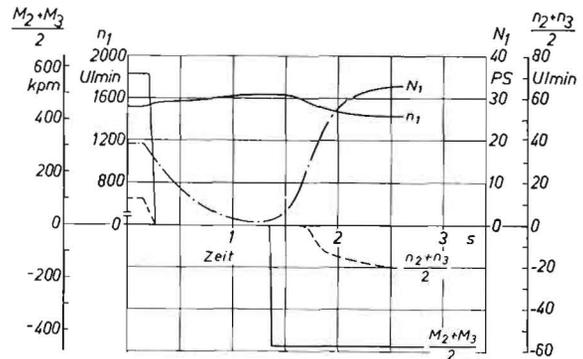


Bild 20: Der Reversiervorgang bei einem gestuften Zahnrad-schaltgetriebe (Getriebe 5)

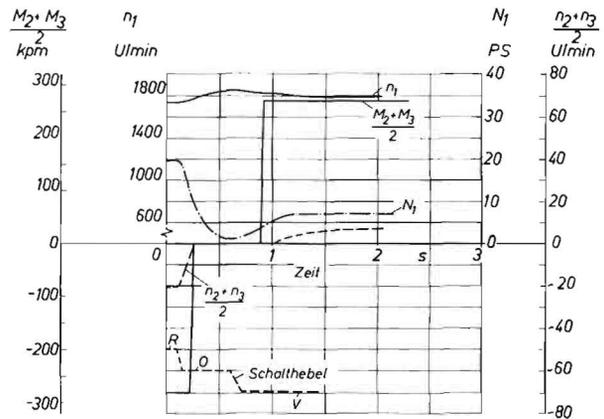


Bild 21: Der Reversiervorgang mit dem vollstaltbaren Getriebe 4

Beim vollstaltbaren Getriebe 4 ist ebenso wenig ein Reversiervorgang unter Last möglich (Bild 21). Da zur Änderung der Fahrtrichtung der Fahrhebel durch die Neutralstellung geschaltet werden muß (Bild 2), ist eine Kraftflußunterbrechung nicht zu umgehen.

Für praktische Fälle wird nicht so schnell gearbeitet werden können, da der Kraftschluß an den Rädern dann weit überschritten würde. Der Fahrer wäre also noch länger mit dem Reversiervorgang beschäftigt. Hier ist eine Folgeschaltung besonders wertvoll, wie sie im stufenlosen Getriebe verwirklicht ist (Bild 22).

Der Fahrer hat bei diesem Aggregat seine Bedienfunktion nach 1,6 s erfüllt, das Getriebe erreicht seinen Sollwert erst nach knapp 4,0 s ohne Unterbrechung des Kraftflusses. Das Abtriebsmoment wechselt in kürzester Zeit sein Vorzeichen.

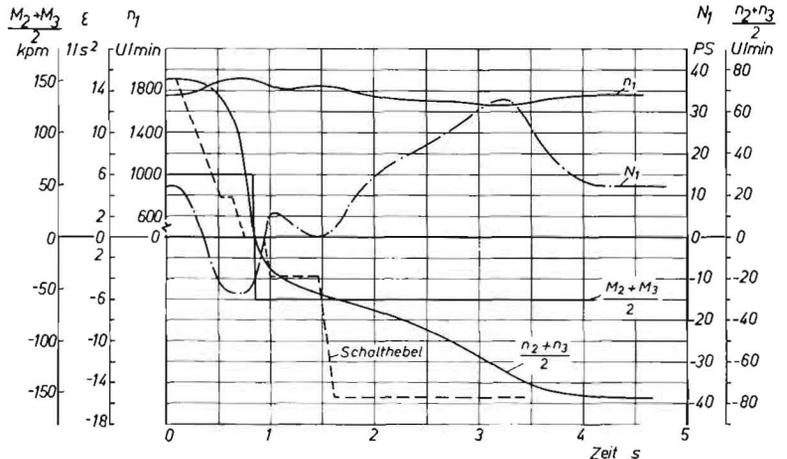


Bild 22: Reversiervorgang mit einem stufenlos-mechanischen Schleppergetriebe

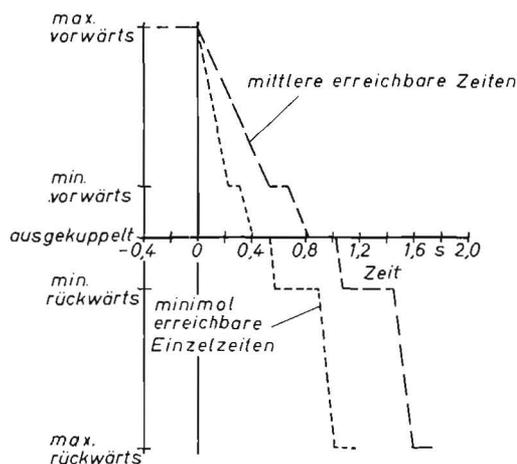


Bild 23: Schaltzeiten beim Reversieren mit einem mechanisch-stufenlosen Schleppergetriebe

Die Darstellung zeigt ebenfalls die zur Beschleunigung erforderliche erhöhte Motorleistung. Die Bedienung ist trotz der günstig erscheinenden Werte noch nicht optimal ausgeführt. Es könnten noch kürzere Zeiten erreicht werden, die aber in der Praxis keine Bedeutung mehr haben, da das Fahrzeug sichtlich sehr hohen Beanspruchungen ausgesetzt ist; der Fahrer muß vorsichtiger arbeiten, da sonst die Räder bei jedem Richtungswechsel längere Zeit durchdrehen würden. Bild 23 zeigt die in den Versuchen erreichten minimalen aneinandergereihten Einzelzeiten.

Wenngleich die Bedeutung des Reversiervorganges für den Arbeitsablauf in der Praxis als umstritten angesehen werden muß, sollte dennoch auf die Erleichterung gerade dieser Arbeit durch die modernen Getriebe hingewiesen werden, da hier sehr viele Schaltungen in schneller Folge ausgeführt werden müssen [2].

4. Zusammenfassung

In umfangreichen Prüfstandsversuchen sind anhand einiger Kenngrößen die Eigenschaften herkömmlicher Zahnrad-schaltgetriebe denen moderner, unter Last schaltbarer Zahnradgetriebe und stufenloser Schleppertriebwerke gegenübergestellt worden. Neben den technischen Eigenschaften sind besondere Bewertungsmöglichkeiten für den Einsatz in der landwirtschaftlichen Praxis gefunden worden. So sind außer den Leerlaufverlusten und Wirkungsgraden die verschiedenen Motor-Getriebe-Leistungskennfelder diskutiert, die Stufensprünge der Getriebe einander gegenübergestellt sowie das Schalt- und Reversierverhalten untersucht worden. Über Einsatzversuche mit den gleichen Schleppern und Getrieben wurde bereits an anderer Stelle berichtet [7; 12].

Die Versuchsergebnisse zeigen, daß die modernen Getriebe durchaus Verbesserungen für den Einsatz der Ackerschlepper in der Landwirtschaft ermöglichen. Diese Vorteile sind zur Zeit jedoch so gering, daß der technische beziehungsweise finanzielle Mehraufwand gegenüber den herkömmlichen Getrieben nicht gerechtfertigt erscheint.

Bedeutungsvoller hingegen sind die Vorteile auf dem Sektor des Fahr- und Bedienungskomforts. Bei vielen schwierigen landwirtschaftlichen Arbeiten bedeutet die vereinfachte Bedienung der modernen Getriebe eine wesentliche Erleichterung für den Fahrer. Gerade hier sind noch Verbesserungen durch weitere technische Entwicklung erreichbar. Besonders die stufenlosen Getriebe bieten diese Möglichkeiten, die durch ihr Prinzip sehr begünstigt werden. Wenn sich die modernen Getriebe in der Zukunft verstärkt in die Praxis einführen, wird die Begründung hauptsächlich in dem durch sie erreichten verbesserten Fahrkomfort zu suchen sein.

Schrifttum

- [1] MEYER, H.: Die Bedeutung eines stufenlosen Getriebes für den Ackerschlepper und seine Geräte. *Grundl. d. Landtechnik* 9 (1959) H. 11, S. 5—12
- [2] WENDEBORN, J. O.: Unter Last und stufenlos schaltbare Fahrtriebe für Schlepper. *Grundl. d. Landtechnik* 16 (1966) S. 51—59
- [3] SCHNEIDER, O.: Stufenlos verstellbares Hochleistungsgetriebe für Ackerschlepper. *Grundl. d. Landtechnik* 16 (1966) S. 60—65
- [4] MOLLY, H.: Stufenlos hydrostatisches Getriebe mit Leistungsverzweigung. *Grundl. d. Landtechnik* 15 (1965) S. 47—54
- [5] LOGOS, ...: Ein hydrostatisches Schleppergetriebe. Vortrag auf der VDI-Tagung Landtechnik 1966 in Stuttgart
- [6] KAHFS, M.: Verlustleistungen und Wirkungsgrade mechanischer und hydrostatischer Getriebe für Ackerschlepper und selbstfahrende Landmaschinen. *Grundl. d. Landtechnik* 17 (1967) S. 215—224
- [7] WENDEBORN, J. O.: Das Betriebsverhalten moderner Getriebe in Ackerschleppern. Unveröff. Institutsbericht 11/69 des Inst. f. Betriebstechnik der Forschungsanstalt für Landwirtschaft, Braunschweig-Völkenrode
- [8] MEYER, H. und H. H. COENENBERG: Die Konstruktion eines Getriebeprüfstandes. Unveröff. Institutbericht o. J. des Instituts für Schlepperforschung d. Forschungsanstalt für Landwirtschaft, Braunschweig-Völkenrode
- [9] LEBEDEV, A. T.: Die Regelung des Dieselmotors und des hydrostatischen Fahrtriebes eines Schleppers. *Mechanizacija i Elektifikacija* 24 (1969) Nr. 12, S. 10—14
- [10] FCIM — Technology on the move. *SAE-Journal* (1965) H. 9, S. 30—49
- [11] WORN, C. L. G. and A. C. WALKER: A Gearbox Replacement Hydrostatic Drive. *SAE-Report* No. 650 689
- [12] WENDEBORN, J. O.: Zur Stufung der Fahrgeschwindigkeiten der Ackerschlepper. *Landt. Forschung* 17 (1967) S. 129—134

Dynamische Entwicklung der Ingenieurschulen

Die Ingenieurschulen haben seit dem Jahre 1958 eine stürmische Entwicklung durchlaufen. Von 1958 bis 1968 stieg ihre Zahl von 82 auf 144 und die ihrer Studierenden um 24 100 auf mehr als 63 000.

Das Verhältnis erfolgreich abgelegter Examen von graduierten Ingenieuren und Diplomingenieuren verschob sich weiter zugunsten der Fachschulingenieure, und zwar von 1:2,7 im Jahre 1958 auf 1:3,5 im Jahre 1967. Mehr als 15 % aller Studierenden des gesamten tertiären Bildungsbereiches waren im Jahre 1967 an Ingenieurschulen eingeschrieben.

Wie einer statistischen Zusammenstellung der Ständigen Konferenz der Kultusminister zu entnehmen ist, stieg die Zahl der Studierenden an Ingenieurschulen besonders stark in den Fachrichtungen Elektrotechnik, Vermessung, Feinwerktechnik und Maschinenbau. Die Folge: Der Anteil der Studierenden im Bereich Maschinenwesen (Maschinenbau einschließlich Feinwerktechnik und Elektronik) erhöhte sich in den Jahren von 1958 bis 1968 von 48 % auf 56 %; der Anteil der Studierenden im Bereich Bauwesen hingegen ging von 35 % auf 25 % zurück.

Obschon seit einigen Jahren die Zuwachsraten der Studierenden an Ingenieurschulen wesentlich kleiner ist als in der Vergangenheit, nimmt der relative Ingenieurschulbesuch weiter zu, und zwar stärker als in den Expansionsjahren von 1958 bis 1963. Im Jahre 1968 betrug er immerhin bereits 2,8 %. Zehn Jahre zuvor waren es nur 1,4 %.

Beachtenswert ist der steile Anstieg der Zahl der Ingenieurschulabsolventen, denen die Hochschulreife zuerkannt wurde. Erhielten 1958 erst 6,5 % aller Absolventen die Berechtigung zugesprochen, ein entsprechendes Hochschulstudium aufzunehmen, so waren es zehn Jahre später bereits 15 %. Ein gleich großer Prozentsatz erreichte die Hochschulreife im Jahre 1968 über das Abendgymnasium bzw. über das Kolleg.

(Stifterverband)