

# Festlegung der Getriebeabstufung von Ackerschleppern nach Fahrgeschwindigkeitskollektiven

Von Karl Theodor Renius, Köln\*)

DK 621-231:631.372-58

Die Anforderungen an Ackerschleppergetriebe sind vieltalig [1] und weltweit gesehen nicht einheitlich [2]. Vorhandene Beurteilungskriterien unterliegen zum Teil noch zu sehr subjektiven Einflüssen: Unterschiedliche "Philosophien" werden vertreten [1, 3]. Bei der Entwicklung einer neuen Schlepperbaureihe [4] war unter besonderer Berücksichtigung der Herstellungskosten unter anderem auch eine günstige Getriebeabstufung festzulegen. Im Interesse einer systematischen Konzeptfindung wurde ein Beurteilungsverfahren für die Getriebeabstufung entwickelt, über das hier berichtet wird. Beispiele zeigen die Anwendung, die mit Hilfe eines EDV-Programms rationell erfolgt, so daß z.B. in der Entwurfsphase eines Getriebes in kurzer Zeit viele Varianten durchgespielt werden können.

## 1. Vorbemerkungen zur Frage der Abstufung von Produktdaten

Das Problem einer optimalen Abstufung von Produktdaten tritt in der Technik häufig auf. Bereits bei der Festlegung der Grunddaten einer neuen Schlepperbaureihe — beispielsweise der Nennleistungen — muß eine möglichst günstige Stufung gefunden werden. Wenn innerhalb der vorgegebenen Spannweite keine besonderen Schwerpunkte vorliegen, ist eine geometrische Abstufung meist als günstig anzusehen<sup>1)</sup>. Einen grundlegenden Anwendungsfall hierzu stellen die sogenannten Normzahlen dar [5].

Wollte man die Geschwindigkeiten eines Ackerschleppergetriebes geometrisch stufen, so wäre folgender (leicht ableitbarer) Zusammenhang für die Berechnung nützlich:

$$\text{Stufensprung } a = \sqrt[n-1]{v_{\max}/v_{\min}}$$

Dabei bedeutet  $n$  die vorgesehene Gangzahl,  $v_{\max}$  die "Nennfahrgeschwindigkeit"<sup>2)</sup> im schnellsten Gang und  $v_{\min}$  die Nennfahrgeschwindigkeit des langsamsten Ganges.

Beispiel:  $n = 12$ ,  $v_{\min} = 2$  km/h,  $v_{\max} = 25$  km/h

$$a = \sqrt[11]{25/2} = \sqrt[11]{12,5} = 1,25811.$$

<sup>2)</sup> Der Verfasser bevorzugt in Anlehnung an [6] den Begriff "Nennfahrgeschwindigkeit" gegenüber "Konstruktionsgeschwindigkeit", weil die betrachtete schlupflose Fahrgeschwindigkeit sich grundsätzlich auf Motornendrehzahl bezieht.

<sup>1)</sup> Mathematische Definition: Zahlenreihe mit konstantem Quotienten benachbarter Glieder. Quotient = Stufensprung, wenn jeweils größerer Wert im Zähler, kleinerer im Nenner steht.

\*) Dr.-Ing. K. Th. Renius ist tätig in der <Projektbetreuung Traktoren> und Leiter der Abteilung <Konstruktive Grundlagen Traktoren> der KLÖCKNER-HUMBOLDT-DEUTZ AG Entwicklungswerk Porz.

Die damit gebildete Reihe der Nennfahrgeschwindigkeiten (in km/h, abgerundet) lautet:

$$2,00 - 2,52 - 3,17 - 3,98 - 5,01 - 6,30 - 7,93 - 9,98 \text{ usw.}$$

Die praktische Rechnung erfolgt mit einem Taschenrechner am besten derart, daß man den zuvor sehr genau ermittelten Stufensprung in einen Speicher überträgt und zur mehrfachen Multiplikation benutzt.

Der Hauptvorteil geometrischer Reihen besteht darin, daß bei weiterer Splittung der Gänge immer wieder eine neue geometrische Reihe ohne Doppelbelegungen erreichbar ist. Die für ausreichend feine Stufungen notwendige Gangzahl ist jedoch groß. Im vorliegenden Fall würde man sich bei hohen Anforderungen beispielsweise mit der Stufung im Bereich des Ackerns nicht zufrieden geben und müßte deswegen bei Festhalten an der geometrischen Stufung auf eine höhere Gangzahl übergehen — etwa 16 Gänge (Stufensprung  $a = 1,18339$ ).

Dieser Aufwand läßt sich durch eine unterschiedliche Stufung in den verschiedenen Geschwindigkeitsbereichen reduzieren. Entsprechende Ansätze gehen davon aus, daß nicht alle Fahrgeschwindigkeiten gleiche Priorität aufweisen.

## 2. Bisherige Arbeiten

Blumenthal [7] spricht schon 1957 von einer Stufungsverfeinerung bei 3 bis 7 km/h, weil mit diesem Bereich nach französischen Untersuchungen von Viteau 40 % der landwirtschaftlichen Arbeiten abgedeckt würden (ohne zeitliche Bewertung). 6 bis 8 Gänge werden als ausreichend angesehen. Eine Stufungsverfeinerung bei 3 bis 7 km/h empfiehlt auch Seifert 1960 [8] — abgeleitet aus Arbeiten, die am damaligen Institut für Schlepperforschung in Völknerode unter Meyer durchgeführt wurden. Eine dort entwickelte Übersicht über Geschwindigkeitsbereiche praktischer Arbeiten wurde um die gleiche Zeit bekannt [6, 8]. Sie weist eine starke Häufung der Arbeiten zwischen 2 und 10 km/h auf. Für die Stufung werden in [6] die Anwendungen vor allem in "Arbeiten mit gezogenen Geräten" und "Arbeiten mit zapfwellengetriebenen Geräten und Maschinen" eingeteilt — eine immer noch zu empfehlende Differenzierung. Wegen der gestiegenen Bedeutung der Transportarbeiten sind diese heute zweckmäßig als dritter Komplex hinzuzufügen. Aus der erstgenannten Gruppe leitete man eine enge Stufung im Bereich schwerer Ackerarbeiten ab (z.B. Nennfahrgeschwindigkeiten von 4,5 — 6,5 — 8,6 km/h) mit größeren Lücken darunter und darüber. Für die zweite Gruppe sollte dagegen das Getriebe auch im unteren Geschwindigkeitsbereich fein gestuft sein. Als eine besonders universelle, günstige Zukunftslösung sahen Meyer und Coenenberg ein 11-Gang-Getriebe an mit etwa folgenden Nennfahrgeschwindigkeiten: 1,4 — 1,9 — 2,6 — 3,2 — 4,2/3,7 — 5,1 — 7,0 — 8,7 — 11,5/20 km/h (5 Grundgänge in 2 Gruppen plus Direktgang). 20 km/h war zu jener Zeit die durch Vorschriften bedingte übliche obere Grenze.

Den Mut zu der genannten (etwa eingetroffenen) Prognose mag man daran erkennen, daß marktgängige Ackerschlepper damals überwiegend insgesamt nur 5 Vorwärtsgänge aufwiesen.

Erwähnenswert ist auch die von den Verfassern besonders empfohlene Benutzung logarithmischer Geschwindigkeitsskalen – Hauptvorteile gegenüber dem linearen Netz:

- Abstand zweier Geschwindigkeitswerte ist ein Maß für den Stufensprung
- Ablesegenauigkeit überall gleich gut
- Stufungskonzepte besonders übersichtlich durch Balkenpläne darstellbar
- Stufungsalternativen im Entwurfsstadium leicht zu probieren [6].  
Beispiel: Geänderter Gruppensprung entspricht Balkenverschiebung (Transparente oder Papierstreifen mit aufgezeichneten Balken gegeneinander verschieben).

Viele Verfasser haben wegen dieser Vorteile diese Arbeitsweise immer wieder benutzt, so z.B. auch *Wendeborn* 1967 [10]. Die von ihm gegebenen Empfehlungen für eine optimale Stufung ähneln denen von *Meyer* und *Coenenberg*: Der Hauptbereich von etwa 1,6 bis 12,5 km/h (an anderer Stelle 13 km/h) sollte "gleichmäßig" (geometrisch) gestuft sein – darüber wurde ein Schnelligang von 20 km/h als ausreichend angesehen. Ausgeführte, von *Wendeborn* analysierte Getriebe erfüllten diese Forderung überwiegend nicht gut (Bild 3 und 4 in [10]), sondern zeigten eine Tendenz zu besonders kleinen Stufensprüngen in einem noch engeren Bereich von etwa 3 bis 8 km/h mit größeren Werten darüber und darunter. *Wendeborn* sieht 10 bis 12 Gänge als ideal an, wobei Konzepte mit 6 Grundgängen und 2 Gruppen favorisiert werden. Aus Gründen der Übersichtlichkeit wird von Getriebekonzepten mit mehr als 12 Gängen abgeraten.

*Kühlborn* überarbeitet 1970 vor allem die 1957 in [9] mitgeteilten Geschwindigkeitsbereiche landwirtschaftlicher Arbeiten, die sich in der Zwischenzeit etwas nach oben verschoben hatten [11]. Bezüglich der Stufung lehnt er sich an [10] an: kleine Sprünge im "Hauptarbeitsbereich" (definiert von 2...3 bis 11...12 km/h) mit nochmaliger Schwerpunktbildung bei 3 bis 8 km/h – Stufensprünge jedoch nicht unter 1,20. Bei Gruppengetrieben werden hintereinander angeordnete Geschwindigkeitsblöcke wegen des geringen Schaltaufwandes gegenüber verzahnten Gruppen bevorzugt, jedoch wird eingeräumt, daß sich oft gerade durch die Verzahnung besonders günstige Stufungen erreichen lassen. Die für 12 Gänge in übersichtlichen "Geschwindigkeitsplänen" besprochenen Konzepte günstiger Gruppengetriebe beschränken sich wie in [10] auf Ausführungen mit 6 Grundgängen – Konzepte mit 4 Grundgängen und 3 Gruppen werden nicht angesprochen. *Kühlborn* stellt in einer Statistik fest, daß im oberen Leistungsbereich 12-Gang-Getriebe dominieren, daß jedoch gleichzeitig auch schon 16-Gang-Getriebe auftauchen.

### 3. Grundlagen für eigene Ansätze

Folgende Gesichtspunkte regten im Rahmen der Neukonzipierung einer Schlepperbaureihe eigene Untersuchungen an:

- Die in [10] und [11] empfohlenen Konzepte mit 6 Grundgängen und 2 Vorwärtsgruppen (6 x 2 oder 2 x 6) erwiesen sich wegen des hohen Zahnradlaufwandes [3] und der Folgekosten als relativ teuer. Konstruktionen mit 4 Grundgängen und 3 Vorwärtsgruppen (4 x 3 oder 3 x 4) schnitten in dieser Hinsicht günstiger ab.
- Die Geschwindigkeitsbereiche hatten sich gegenüber den früher von *Meyer* und zuletzt von *Kühlborn* [11] mitgeteilten erneut etwas nach oben verschoben.
- Die Kenntnis praktisch vorkommender Geschwindigkeitsbereiche erschien hinsichtlich Produktivität allein nicht ausreichend – wir stellten uns die Aufgabe, auch Einsatzzeiten und Auslastungsgrade mit zu berücksichtigen.

Die in den beiden zuletzt genannten Punkten aufgeworfenen Fragen erforderten eine statistische Betrachtungsweise.

### 3.1 Fahrgeschwindigkeitskollektiv als neue Grundlage

Statistisches Material lag teilweise bereits aus KHD-internen Forschungsprogrammen vor, die ab 1969 von *May* installiert worden waren und später vor allem durch die Arbeiten von *Lüpfert* wertvolle Ergebnisse lieferten [12].

Eine Untersuchung des Verfassers führte u.a. zu standardisierten Last- und Fahrgeschwindigkeitskollektiven [13]. Bild 1 zeigt daraus das Kollektiv der Vorwärtsfahrgeschwindigkeiten als verallgemeinerte Verteilung für Mitteleuropa. Aufgetragen wurden Werte der relativen Benutzungsdauer vorgegebener Geschwindigkeitsbereiche von 1 km/h Klassenbreite, wobei sich die Verteilung zur einfachen Handhabung, einem Vorschlag von *Jenkins* [14] entsprechend, auf Nennfahrgeschwindigkeiten bezieht. Schlepper mit sehr hohen Transportanteilen (oft bei älteren Maschinen) wurden bei dieser Abschätzung ausgeklammert. Die Konzentration der relativen Benutzungsdauer bei den typischen Ackergeschwindigkeiten führte zur Abgrenzung des Hauptarbeitsbereiches von 4 bis 12 km/h mit einer Besetzung von etwa 70 % der Gesamtzeit. Nicht nur dieser hohe Zeitanteil, sondern auch die dabei vorhandenen überdurchschnittlichen Motorauslastungen weisen die Bedeutung des Hauptarbeitsbereiches für die Produktivität der Maschinen aus. Die Grenzen 4 und 12 km/h wurden bezüglich des Maximums der Verteilung absichtlich etwas asymmetrisch gewählt – dadurch kann die Definition "Hauptarbeitsbereich bei 4 bis 12 km/h" auch dann beibehalten werden, wenn die Arbeitsgeschwindigkeiten zukünftig noch ansteigen und die Verteilung sich vielleicht noch etwas mehr nach rechts verlagert. Nach Bild 1 entfallen im Durchschnitt nur etwa 5 % Zeitanteil auf Gänge mit Nennfahrgeschwindigkeiten unter 4 km/h. Gänge über 12 km/h – das entspricht vor allem Transportarbeiten – treten mit einem Anteil von etwa 25 % auf.

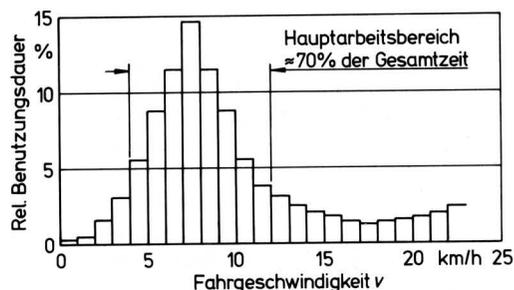


Bild 1. Verteilung der relativen Benutzungsdauer der Nennfahrgeschwindigkeiten ("Konstruktionsgeschwindigkeiten") von Acker-schleppern für Mitteleuropa nach [13]. Definition des "Hauptarbeitsbereiches" von 4 bis 12 km/h.

### 3.2 Aufarbeitung weiterer, teilweise geläufiger Grundforderungen

#### 3.2.1 Spannweite der Nennfahrgeschwindigkeiten

Die übliche Obergrenze liegt in den meisten Ländern infolge gesetzlicher Bestimmungen bei 25 bzw. 30 km/h. Einige Staaten – z.B. Frankreich – begünstigen die 25 km/h-Grenze so stark, daß schnellere Maschinen keine Bedeutung haben. In anderen Märkten – z.B. der Bundesrepublik – bestehen beide Maximalgeschwindigkeiten etwa gleichbedeutend nebeneinander. Darüber hinaus gibt es auch Länder – z.B. die USA – in denen eine 25 km/h-Grenze nicht existiert.

Bemerkenswert ist der in Europa spürbare starke Marktdruck auf eine einheitliche Höchstgeschwindigkeit von 30 km/h. Die im EG-Richtlinienwerk zunächst festgeschriebene Standardgrenze 25 km/h wird daher zunehmend in Frage gestellt.

Für die Getriebeentwicklung bedeutet die heutige und mittelfristig zu erwartende Situation schon für Europa, daß die beiden erwähnten Obergrenzen ohne besondere Kompromisse im Baukasten Markt-sektor zunehmend auch Standardschlepper über 30 km/h – etwa bis 40 oder 45 km/h – fordern.

Die Untergrenze der notwendigen Nennfahrgeschwindigkeiten hängt von der Schleppergröße, der Bauart und der Einsatzregion ab.

Universalschlepper, die heute bis etwa 75 kW Motornennleistung Bedeutung haben, benötigen als Standardkonzept einen langsamsten Gang um 2 km/h. In Einzelfällen werden zusätzlich Kriechgänge mit wesentlich darunter liegenden Nennfahrgeschwindigkeiten gefordert (z.B. ab 0,4 km/h). Demgegenüber sind die Zugschlepper des oberen Leistungsbereiches weniger anspruchsvoll: 2,5 km/h reichen hier aus. Bei sehr großen Maschinen für die extensive Großflächenbearbeitung, wie sie z.B. in USA, Kanada und Australien Bedeutung haben, ist sogar eine Untergrenze um 3,5 km/h ausreichend. Diese Maschinen arbeiten aus verschiedenen Gründen (u.a. wegen der geringen Leistungsgewichte) bei relativ hohen Fahrgeschwindigkeiten und bei gleichzeitig äußerst geringer Bedeutung von Zapfwellenarbeiten.

Zusammenfassend erkennt man, daß Schleppergetriebe einen besonders großen Geschwindigkeitsbereich abdecken müssen. Schon als Standard ergibt sich aus den diskutierten Grenzen eine Spannweite von etwa 10:1 bis 15:1. Mit Kriechgängen steigt der Wert auf über 50:1.

### 3.2.2 Geschwindigkeitsbereich der Transportarbeiten

Hier stellen wiederum die europäischen Märkte besondere Anforderungen, weil der Einsatz spezieller Fahrzeuge (beispielsweise Lastkraftwagen) in der Regel nicht wirtschaftlich ist. Aus dem Einsatz des Schleppers mit schweren Anhängern resultieren folgende Anforderungen: Die Nennfahrgeschwindigkeit desjenigen Ganges, von dem aus nach dem Anfahren ein bequemes Durchschalten bis zur Höchstgeschwindigkeit möglich ist, sollte unter 8 bis 10 km/h liegen, um Überbeanspruchung der Kupplung und Motorabwürgen zu vermeiden. Bei kleinen Maschinen strebt man 8 km/h an wegen der hier besonders ungünstigen Relation Motorleistung zu Zugmasse.

Die genannte Forderung läßt sich bei 25 km/h Höchstgeschwindigkeit gut mit 4 Grundgängen in der Transportgruppe abdecken. Bei 30 km/h werden 4 Grundgänge bereits knapp, und darüber wären mindestens 5 Gänge erforderlich. Stellt man Getriebe mit verschiedenen Höchstgeschwindigkeiten nach einem Baukastensystem her, ist darauf zu achten, daß sich die Stufung im Hauptarbeitsbereich dadurch möglichst nicht verschlechtert (diese Gefahr besteht u.U. bei alleiniger Anpassung über den Endtrieb).

### 3.2.3 Rückwärtsfahrgeschwindigkeiten

Die Anforderungen ergeben sich vor allem aus Frontladearbeiten, Wendemanövern und Ankoppeln von Geräten bzw. Anhängern. Neuerdings wird vereinzelt auch ein Rückfahr-Dauerbetrieb gefordert (Ausrüstung des Schleppers mit einer Rückfahreinrichtung, Einsatz z.B. zum Häckseln von Grüngut oder zum Rübenerten). Als Grundforderung kann eine Rückwärtsgruppe angesehen werden, die vor allem im Hauptarbeitsbereich günstige Zuordnungen zu den Vorwärtsfahrgeschwindigkeiten ergibt. Die Umschaltung soll mit möglichst nur einem Hebel in möglichst nur einer Schaltgasse bequem möglich sein. Die absolute Fahrgeschwindigkeit rückwärts soll dabei ebenso hoch oder etwas höher als die zugeordnete Vorwärtsfahrgeschwindigkeit sein.

Der Rückfahr-Dauerbetrieb erfordert zusätzlich relativ langsame Rückwärtsfahrgeschwindigkeiten ab etwa 3 km/h mit feiner Abstufung für einen produktiven Zapfwelleneinsatz. Diese Zusatzforderung ist befriedigend nur durch Getriebekonzepte erfüllbar, bei

denen man alle Vorwärtsgänge durch eine Baugruppe "Wendegerieße" umschalten kann. Die erheblichen Mehrkosten gegenüber Standardlösungen mit z.B. 3 Vorwärtsgruppen und einer der mittleren Vorwärtsgruppe zugeordneten Rückwärtsgruppe bremsen die Tendenz zu diesem in Einzelfällen durchaus gefragten Konzept. Bei Getriebeentwicklungen kann man daher derartige Ausbaustufen nur dann vorsehen, wenn durch die hierfür notwendigen Vorkehrungen die große Stückzahl der Basisgetriebe (einfacher Ausführung) kostenmäßig nicht merklich belastet wird.

### 3.2.4 Schaltung des Getriebes

Konzept und Funktion der Schaltung hängen sehr eng mit dem Getriebeaufbau und hier wiederum mit dem Stufungskonzept zusammen. Durch die übliche Aufteilung der Getriebestufung in Gänge und Gruppen [3] sieht man aus konstruktiven Gründen kostenbedingt meistens 2 Schalthebel vor. Mehr als 2 Hebel erschweren die Übersicht. Allerdings wird für die Schaltung der Kriechganggruppe ein separater Hebel noch toleriert. Auch werden eventuelle zusätzliche Betätigungseinrichtungen für unter Last schaltbare Zusatzstufen unter bestimmten Bedingungen nicht negativ vermerkt – hierzu folgen später noch einige Grundgedanken. Die Schaltung zwischen benachbarten Geschwindigkeiten sollte wenigstens teilweise mit einem Hebel möglich sein mit besonderer Priorität des Hauptarbeitsbereiches. Unter Last schaltbare Stufen haben in Europa etwas an Bedeutung zugenommen. Sie ermöglichen vor allem in hängigem Gelände bzw. bei anderweitig bedingten Zugkraftschwankungen eine etwas gesteigerte Produktivität (Faktor ca. 1,05 bis 1,1 unter Berücksichtigung etwas höherer Getriebeverluste). Wegen dieser für Europa typischen Situation sollen Stufungsfragen unter Einbeziehung von Lastschaltung nur gestreift werden.

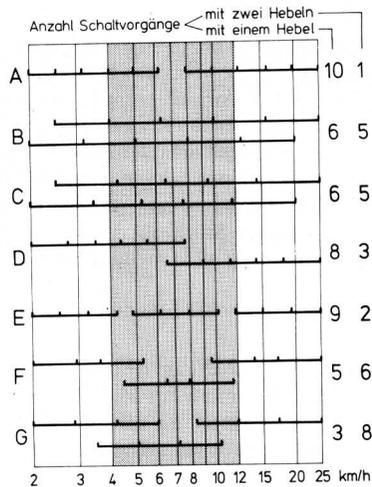
Die verbreitetste Bauform arbeitet mit 2 Stufen, die eine Spaltung der Geschwindigkeiten des Basisgetriebes erzeugen [3]. Der Stufensprung sollte bei  $1,2 \pm 0,05$  liegen (je nach Drehmomentanstieg des Motors und Konzept des Basisgetriebes). Stufungsbetrachtungen müssen hier besonders berücksichtigen, daß der Fahrer innerhalb gewisser Geschwindigkeitsbereiche ohne Gruppenwechsel auskommen möchte. Bei einem ausgeführten Getriebe, das später noch ausführlich besprochen wird (siehe Beispiel 5 in Abschnitt 5), sind z.B. 3 Vorwärtsgruppen vorwählbar für die Bereiche "Zapfwellenarbeiten und langsames Ackern", "Hauptarbeitsbereich" und "Transportbereich".

## 4. Grob beurteilung des Stufungskonzeptes durch Geschwindigkeitsbalkenpläne

Diese im Ansatz bekannte Methode ist wegen ihrer Einfachheit für das erste Planungsstadium von Neuentwicklungen wertvoll; daher sei sie auch hier dargestellt. Als Basis dient die von Meyer [9] empfohlene logarithmische Geschwindigkeitsskala (z.B. vom Rechenschieber abgenommen oder mit einem Taschenrechner ermittelt).

Die einzelnen Nennfahrgeschwindigkeiten der Gänge werden markiert und innerhalb der Gruppen durch Balken verbunden. *Kühlborn* sprach hier in [11] treffend von "Geschwindigkeitsplänen". Ältere Beispiele findet man bei *Wendeborn* [10] und *Kühlborn* [11] – einige neuere Konzepte behandelt z.B. der Verfasser in [3] – ferner *Söhne* in einer Übersichtsarbeit über Ackerschlepper [15].

Hier sollen sich entsprechende Betrachtungen für die Konzipierung von 12-Gang-Getrieben anschließen, **Bild 2**. Die Geschwindigkeitsbalkenpläne betreffen 7 Möglichkeiten A . . . G, die in die engere Wahl genommen wurden. Am rechten Rand geben Zahlen an, wie oft beim Durchschalten des Getriebes 1 Hebel ausreicht (vorteilhaft) bzw. 2 Hebel zu betätigen sind (weniger günstig). Der Bereich der Nennfahrgeschwindigkeiten von 4 bis 12 km/h ist als Hauptarbeitsbereich besonders hervorgehoben. Die Spannweite der Nennfahrgeschwindigkeiten wurde von 2 bis 25 km/h angesetzt.



**Bild 2.** Darstellung von Getriebestufungen durch "Geschwindigkeits-Balkenpläne" über logarithmischer Geschwindigkeitskala. Vergleich verschiedener Lösungen für 12-Gang-Getriebe in Gruppenbauart. Mit angezeigt die Häufigkeit der Hebelbetätigungen beim Durchschalten vom langsamsten bis zum schnellsten Gang entsprechend der Geschwindigkeitsstaffelung.

Bei den ersten vier Konzepten A bis D liegen 6 Grundgänge in Verbindung mit 2 Gruppen vor, die drei letzten Konzepte beruhen demgegenüber auf 4 Grundgängen mit 3 Gruppen — diese Getriebeart ist in der Tendenz kostengünstiger [3].

Konzept A weist bei geometrischer Stufung zwei getrennte Geschwindigkeitsbalken auf (Geschwindigkeiten wie im Berechnungsbeispiel in Abschn. 1). Bis auf eine Schaltung braucht jeweils nur 1 Hebel betätigt zu werden — die Ausnahme liegt allerdings sehr ungünstig im Bereich der Bodenbearbeitung. 5 Gänge im Hauptarbeitsbereich. Zuordnung einer Rückwärtsgruppe schwierig. Soweit bekannt, gibt es keine ausgeführten Getriebe dieser Stufungsart.

Konzept B ist ebenfalls geometrisch gestuft (gleiche Geschwindigkeiten wie A), arbeitet jedoch mit vollständiger Gruppenverzahnung (auch als "Splittung" bezeichnet). Getriebe dieser Stufungsart wurden von der Firma Zahnradfabrik Friedrichshafen AG in großen Stückzahlen ausgeführt. Anfängliche Pläne eines lastschaltbaren Gruppensprungs wurden wegen zu geringer Nachfrage nicht realisiert — das darauf ausgerichtete Konzept blieb bestehen. Keine Gangkonzentration im Hauptarbeitsbereich — dafür gute Eignung für Transporteinsätze, vor allem durch die große Spannweite der 6 Grundgänge. Günstige Zuordnung einer Rückwärtsgruppe möglich und ausgeführt. Gruppenschaltung durch kleinen Stufensprung leicht synchronisierbar und gut schaltbar. Dafür untere Gänge nicht synchronisiert.

Konzept C entsteht, wenn man auf Lösung B das Prinzip der Stufungsverdichtung anwendet: Durch Abweichen von der geometrischen Reihe ergibt sich ohne Mehraufwand eine etwas feinere Stufung im Hauptarbeitsbereich. Eine Anwendung dieses Prinzips wurde für den Großschlepper DEUTZ DX 230 vorgesehen — das verwendete neue ZF-Getriebe weist in den für KHD ausgelegten Serienausführungen die geforderte Stufungsverdichtung auf.

Konzept D verwirklicht das Prinzip der angepassten Stufung durch einfache Verhakung und nicht geometrisch gestufte Grundgänge besonders gut: 4 dicht zusammenliegende Ackergänge in der Mitte — daneben links und rechts zwei Zonen mittelfeiner Stufung und schließlich ganz oben und ganz unten größere Stufen, die bewußt in Kauf genommen werden. Nebenbei bietet diese Stufung hervorragende Voraussetzungen für Transportarbeiten, die ausschließlich mit der schnellen Gruppe abgedeckt werden. Leider sind für die 4 dicht gestuften Ackergänge jeweils 2 Hebel zu betätigen und große Stufensprünge zu schalten — beides nachteilig wegen der besonders häufigen Benutzung dieser Gänge! Die nicht optimale mögliche Zuordnung einer passenden Rückwärtsgruppe ist ebenso ein Nachteil. Eine konstruktive Ausführung ist nicht bekannt, vermutlich aus den genannten Gründen nicht existent.

Konzept E leitet zu den (kostengünstigeren) Lösungen über, bei denen man 12 Gänge durch vier Grundstufen und 3 Gruppen erreicht. Die gezeigte Stufung mit gänzlich voneinander gelösten Geschwindigkeitsbalken hat den Vorteil, daß für die drei Einsatzbereiche "Zapfwellenarbeiten" — "Ackern" — "Transporte" jeweils eine gut passende Gruppe vorhanden ist und dadurch innerhalb dieser Einsatzgruppen in der Regel ein Hebel zum Gangwechsel ausreicht. Nachteilig ist die relativ grobe Stufung im mittleren Teil des Hauptarbeitsbereiches — kleinere Stufen an den Stoßstellen der Balken kompensieren diesen Effekt ein wenig. Der Anfangsgang der schnellen Gruppe liegt relativ hoch und erfordert mit großen Anhängelasten bei üblichen Anfahrkupplungen ein Anrollen in der mittleren Gruppe, danach Umschalten über einen sehr großen Stufensprung. Das Konzept wird von FIAT in beträchtlichen Stückzahlen ausgeführt.

Konzept F benutzt einfache Verhakungen der Gruppen, um einerseits eine bessere Verdichtung der Stufung im Hauptarbeitsbereich zu erhalten, andererseits den Anfangsgang der Transportgruppe langsamer gestalten zu können. Man nimmt in Kauf, gegenüber E etwas häufiger 2 Hebel zu schalten. Dieser Nachteil wird dadurch abgeschwächt, daß für zwei besonders häufig benutzte Gänge, nämlich Grundgänge 2 und 3 in der mittleren Gruppe (schweres Ackern) nur 1 Hebel zu schalten ist. Dieses Konzept wurde bei KHD im Prinzip schon 1972 von dem Getriebekonstrukteur H. Keienburg eingeführt [3]<sup>3)</sup>. Wegen des günstigen Verhältnisses der Funktionen zu den Kosten liegt es in systematisch verfeinerter Form auch der Neukonstruktion des DEUTZ-Getriebes TW 90 für die 1978 eingeführten Schlepper DX 85, DX 90, DX 110 zugrunde.

Konzept G ähnelt dem zuvor behandelten, benutzt jedoch eine Doppelverhakung zwischen mittlerer und langsamer Gruppe. Dadurch wird die Gangkonzentration im Hauptarbeitsbereich noch weiter verbessert (7 Gänge zwischen 4 und 12 km/h!), beim Schalten benachbarter Geschwindigkeiten sind aber überwiegend 2 Hebel zu betätigen. Ein Getriebe dieses Konzeptes stammt aus der Kooperation KHD-STEYR und wird seit 1978 in die DEUTZ-Traktoren DX 140 und DX 160 eingebaut.

Anwender, denen die überwiegende 2-Hebel-Schaltung zu un bequem ist, können ein unter Last schaltbares H-L-Splitgetriebe preisgünstig zusätzlich disponieren (in einigen Ländern auch Standard bei DX 160). Dann gewinnt das Konzept den Charakter eines Bereichsgetriebes (8 Ackergänge ohne Gruppenschaltung).

## 5. Feinbeurteilung des Stufungskonzeptes durch EDV-unterstützte Darstellung im Beurteilungsdiagramm

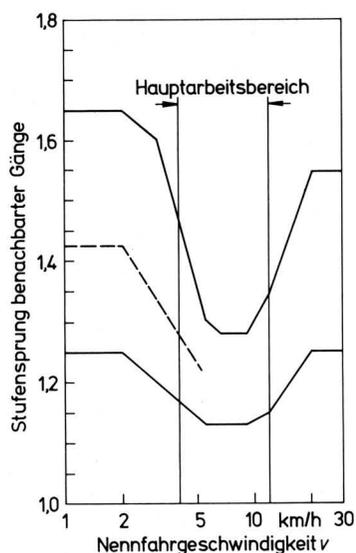
### 5.1 Ableitung des Verfahrens

Das zuvor geschilderte grobe Verfahren mit Geschwindigkeitsbalkenplänen wurde zu einem "Beurteilungsdiagramm Getriebestufung" weiterentwickelt, Bild 3. Aufgetragen wird der Stufensprung benachbarter Gänge über der Fahrgeschwindigkeit; eingetragen ist hier der Optimalbereich der Stufensprünge für mitteleuropäische Schlepper ab etwa 40 kW Motornennleistung. Die den Sollbereich begrenzenden Kurven sind grob betrachtet ein Spiegelbild der Verteilung von Bild 1: Kleinste Stufensprünge im Bereich der größten Benutzungsdauern — links und rechts daneben größere Sprünge, um die Kosten niedrig zu halten. Im Bereich unter 4 km/h erscheint eine gewisse Differenzierung je nach Bedeutung der Zapfwellenarbeiten angebracht, da diese gegenüber den Zugarbeiten hier etwas höhere Ansprüche stellen: Geschwindigkeitsveränderung durch Variation der Motordrehzahl ist meist nur in sehr engen Grenzen möglich. Deshalb teilt die unterbrochene Linie ein

<sup>3)</sup> Getriebe mit 4 Grundgängen und 3 Vorwärtsgruppen sind auch von anderen Herstellern — vielfach schon früher — entwickelt worden [16]. Jedoch wurde das hier beschriebene Stufungskonzept mit einfacher Verhakung der Geschwindigkeitsbalken dabei nach Wissen des Verfassers selten benutzt.

entsprechendes Feld nach unten ab für besondere Ansprüche bezüglich dieser Arbeiten. Das Minimum des vorgeschlagenen Bandes tangiert mit der unteren Grenzlinie einen Stufensprung 1,13. Dieser Mindestwert wurde gewählt, weil der Fahrer etwa bis zu dieser Grenze den Geschwindigkeitsunterschied benachbarter Gänge empfindet und praktisch nutzen kann. Die obere Grenzlinie tangiert im Minimum den Wert 1,28. Er mag für geringe Anforderungen gelten, ist aber auch dann nur in Verbindung mit überdurchschnittlich großen Drehmomentanstiegen des Dieselmotors vertretbar. Bei Dieselmotoren gängiger Drehmomentanstiege (ca. 10 bis 15 % des Nenndrehmomentes) sind im Minimumbereich des Grenzbandes Stufensprünge von etwa 1,15 bis 1,20 als besonders günstig anzusehen. Dafür benötigt man mindestens 12 Gänge als Standardumfang.

Die geschilderte Beurteilungsmethode wurde bei der Entwicklung von zwei neuen Getrieben für 5 Traktoren von 59 bis 75 kW und 92/110 kW eingesetzt. Zur Arbeitserleichterung erstellte man ein EDV-Programm, das bei Eingabe der Getriebestruktur (mit Zähnezahlen) ein fertiges Beurteilungsdiagramm liefert.



**Bild 3.** "Beurteilungsdiagramm Getriebebestufung": Sollbereich für die Stufensprünge in Abhängigkeit von der Nennfahrgeschwindigkeit (Mitteleuropa, Traktoren ab ca. 40 kW). Die den Sollbereich begrenzenden Kurven sind im Prinzip ein Spiegelbild der in Bild 1 gezeigten Häufigkeitsverteilung. Die ununterbrochene Linie teilt unteres Feld ab für starke Betonung von Zapfwellenarbeiten mit Normdrehzahl.

## 5.2 Anwendung des Beurteilungsdiagramms

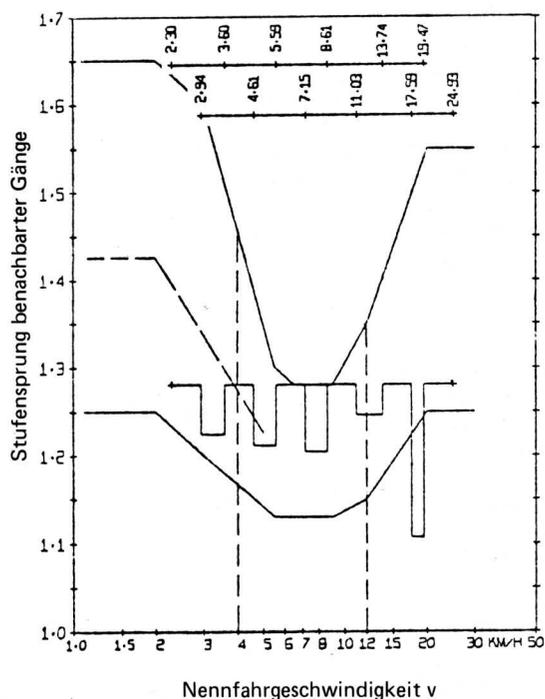
Im folgenden wird das vorgeschlagene Beurteilungsdiagramm zur Bewertung von 6 Getriebebestufungen herangezogen. Dafür sind die über das EDV-Programm mittels eines Plotters gewonnenen Bilder direkt zu benutzen. **Bild 4** zeigt eine verkleinerte Kopie des Originalbildes, die übrigen Diagramme wurden im Interesse besserer Druckqualität für diesen Aufsatz umgezeichnet.

### Beispiel 1, Bild 4:

Getriebe ZF T 3311 (Zahnradfabrik Friedrichshafen AG), bis 1978 eingebaut in KHD-Schlepper D 100 06 und D 100 06 A (Nennleistung 73,5 kW), Aufbau siehe [17].

An diesem ersten Beispiel sei zunächst die Art der Auftragung erläutert. Der Plotter zeichnet zuerst im oberen Teil des Bildes den Geschwindigkeits-Balkenplan mit Angabe der Nennfahrgeschwindigkeiten. Beides ermittelt das Programm aus der eingegebenen

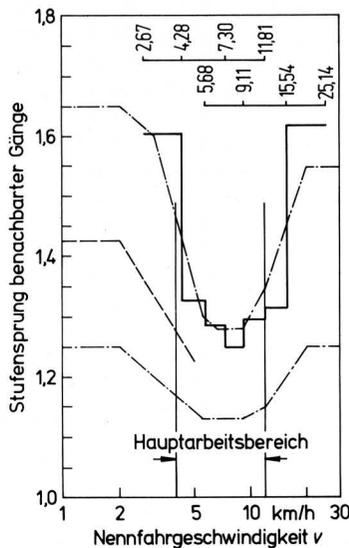
Getriebestruktur – in diesem Fall das bekannte 2x6-Konzept von ZF. Danach werden die Stufensprünge aller benachbarten Nennfahrgeschwindigkeiten festgestellt. Der Polygonzug zur Kennzeichnung der gesamten Stufung entsteht dadurch, daß der Plotter einerseits alle Nennfahrgeschwindigkeiten durch senkrechte Linien anreißt, andererseits in der Höhe des jeweiligen Stufensprunges benachbarter Geschwindigkeiten horizontale Verbindungslinien zieht. Im Interesse eines übersichtlicheren Bildes werden die Überstände der senkrechten Linien gelöscht, so daß ein geschlossener Polygonzug entsteht, der bei etwas Übung schon auf einen Blick einen guten Eindruck von der Stufung vermittelt. Im vorliegenden Fall erkennt man, daß hier – wie schon erwähnt – eine geometrische Stufung angestrebt worden ist. Abweichungen traten vermutlich durch den Zwang zu ganzen Zähnezahlen auf. Der Sollbereich wird abgedeckt, jedoch könnte die Stufung im Hauptarbeitsbereich nach den hier abgeleiteten neuen Kriterien feiner sein. Demgegenüber weist der Transportbereich eine feinere Stufung auf, als sie der Sollbereich fordert. Dies gilt in abgeschwächter Form auch für die niedrigen Geschwindigkeiten.



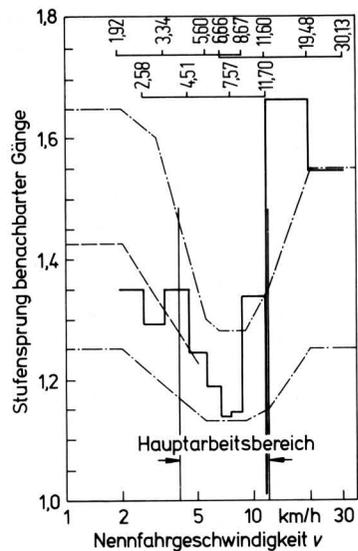
**Bild 4.** Beurteilungsdiagramm Getriebebestufung für das Getriebe ZF T 3300, 1966 bis 1978 in Schleppern der KLÖCKNER-HUMBOLDT-DEUTZ AG, daneben auch in Maschinen anderer Hersteller. Hauptkennzeichen: Ausrichtung der Stufung nach einer geometrischen Reihe: Keine Stufungsverdichtung. Konzept konstruktiv aufwendig, bietet jedoch auch einige bedeutende Vorteile (siehe Text).

### Beispiel 2, Bild 5:

Das einzige untersuchte 8-Gang-Getriebe stammt aus der oberen Schlepperklasse der Firma JOHN DEERE – USA, die diese Maschinen als kostengünstige Einfachvariante alternativ zu solchen mit 16 Gängen anbietet. Die Einfachausführung ist zwar für Mitteleuropa schon fast zu einfach, wegen des geringen Aufwands jedoch einer Betrachtung wert. Immerhin deckt man die Forderung nach Stufungsverdichtung im Hauptarbeitsbereich noch in etwa ab, wenn auch mit gewissen Kompromissen bezüglich Transportarbeiten und Zapfwelleneinsatz. Bei konventioneller Gestaltung hätte sich eine Schaltung mit zwei Hebeln ergeben mit dem Nachteil, daß im Hauptarbeitsbereich bei jeder Geschwindigkeitsstufe beide Hebel zu betätigen sind. Dieses Problem löste man elegant dadurch, daß man die Schaltung durch eine entsprechende Kinematik in einem Hebel zusammenfaßte, der die Schaltung dann wieder recht übersichtlich macht.



**Bild 5.** Beurteilungsdiagramm Getriebestufung für eine 8-Gang-Einfachvariante in der oberen Schlepperbaureihe der Firma JOHN DEERE, USA. Trotz geringer Gangzahl durch Verhakung der Gruppen Sollbereich fast noch abgedeckt. Einhebelschaltung löst Problem der sonst notwendigen Zweihebelbetätigung im Hauptarbeitsbereich. Zugschleppercharakteristik (langsame Zapfwellenarbeiten mit Normdrehzahl nicht abgedeckt). Hersteller kann wahlweise 16-Gang-Getriebe disponieren.



**Bild 6.** Beurteilungsdiagramm Getriebestufung für ein 12-Gang-Getriebe des Schleppers 844 S der Firma INTERNATIONAL HARVESTER (60 kW-Klasse, 30 km/h Höchstgeschwindigkeit, technischer Stand 1977). Deutliche Stufungsverdichtung im Hauptarbeitsbereich mit brauchbaren unteren Gängen für Zapfwellenarbeiten.

**Beispiel 3, Bild 6:**

Getriebe des Schleppers 844 S (59 kW) der INTERNATIONAL HARVESTER COMP. (deutsche Entwicklung).

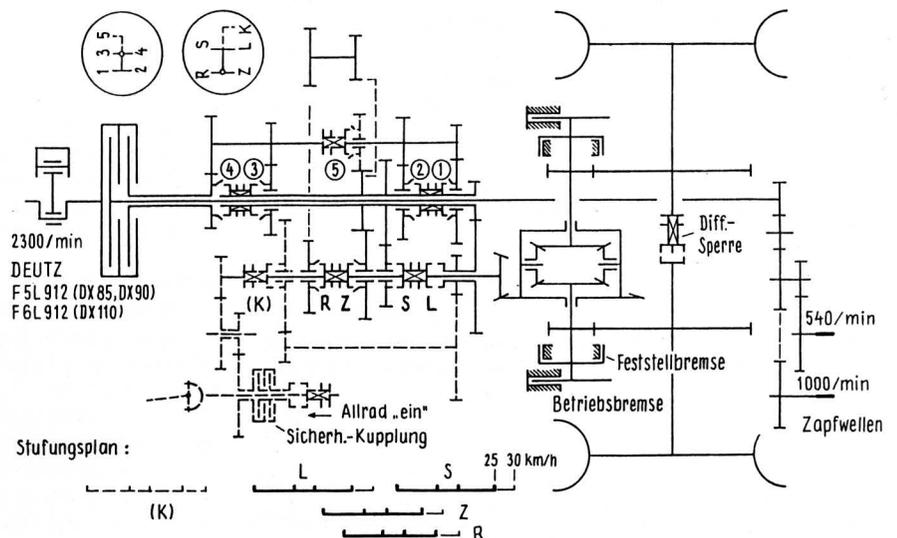
Hier handelt es sich um ein etwas ungewöhnliches 4x3-Konzept aus zwei Gruppen mit einfacher Verhakung und einer zusätzlichen dritten Gruppe, die die Geschwindigkeiten der langsamsten Gruppe noch einmal unterteilt. Diese "Splittung" erfolgt bei der hier betrachteten Variante unter Last. Alle Daten stammen aus einer 1977 durchgeführten Zerlegung und Analyse des Getriebes.

Ergebnis: Sehr gute Stufung im unteren und mittleren Geschwindigkeitsbereich, etwas zu große Stufe zwischen 8,67 und 11,60 km/h – ebenso zwischen 11,70 und 19,48 km/h. Ferner reduziert eine Doppelbelegung die Zahl der nutzbaren Geschwindigkeiten auf 11. Die schnelle Gruppe weist zum Anfahren einen langsamen und damit günstigen 1. Gang auf, beim Durchschalten sind jedoch relativ große Stufen zu überwinden. Es sei vermerkt, daß die Schleppervariante mit 25 km/h Höchstgeschwindigkeit bezüglich Stufungskonzept etwas günstiger abschneidet.

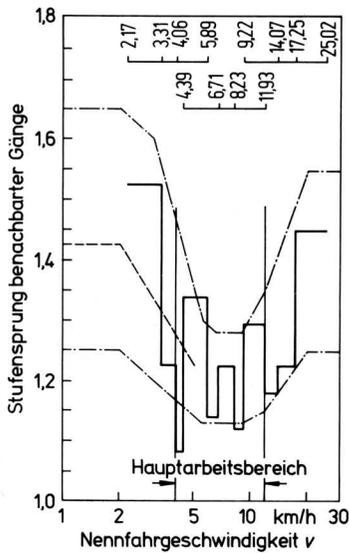
**Beispiel 4, Bilder 7, 8 und 9:**

Getriebe DEUTZ TW 90 in den Schleppern DX 85 (Motornennleistung 59 kW), DX 90 (65 kW) und DX 110 (75 kW). Markteinführung Anfang 1978.

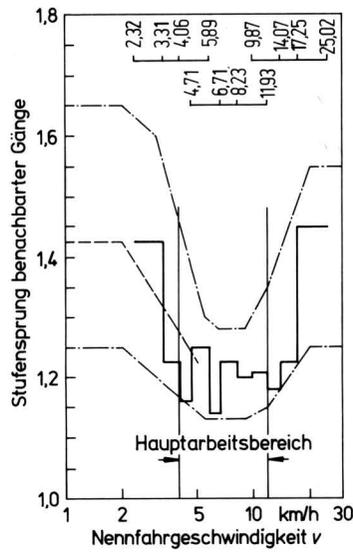
Bild 7 zeigt zunächst den Aufbau des neu entwickelten Getriebes. Es besteht aus Doppelkupplung, Schaltgetriebe und Stirnräder-Endantrieb mit den Bremsen. Ferner sind im hinteren Teil des Endtriebgehäuses die Zahnräder für zwei Normzapfwellen untergebracht. Das Schaltgetriebe weist 4 vollsynchronisierte Grundgänge 1 bis 4 auf (wahlweise 5), denen 3 Vorwärtsgruppen Z, L, S (wahlweise mit zusätzlicher Kriechganggruppe K) und eine Rückwärtsgruppe R nachgeordnet sind. Im Interesse bequemer Wendemanöver synchronisierte man die Rückwärtsgruppe und die ihr schaltungs- und geschwindigkeitsmäßig zugeordnete mittlere Vorwärtsgruppe Z. Mit dem in allen Gruppen nutzbaren 5. Gang wird auf Wunsch eine Höchstgeschwindigkeit von 30 km/h erreicht, er verfeinert gleichzeitig auch die Gesamtstufung.



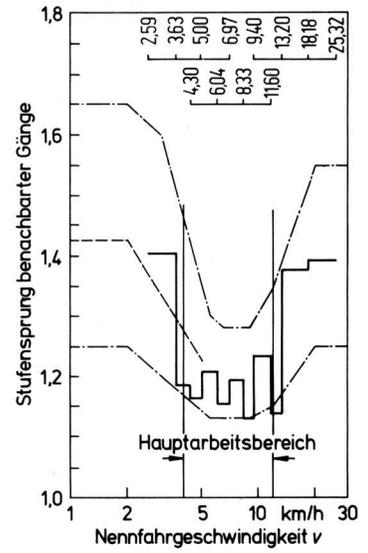
**Bild 7.** Neuentwickelter Antrieb TW 90 für die DEUTZ-Schlepper DX 85, DX 90 und DX 110 (59, 65 und 75 kW Motornennleistung). Konstruktion von W. Zenker und Mitarbeitern (KHD) in Abstimmung mit STEYR. Getriebekonzept mit gezielter Verdichtung der Stufung im Hauptarbeitsbereich. Einführung bei KHD und STEYR 1978 – STEYR-Variante weicht geringfügig von dem hier gezeigten Konzept ab.



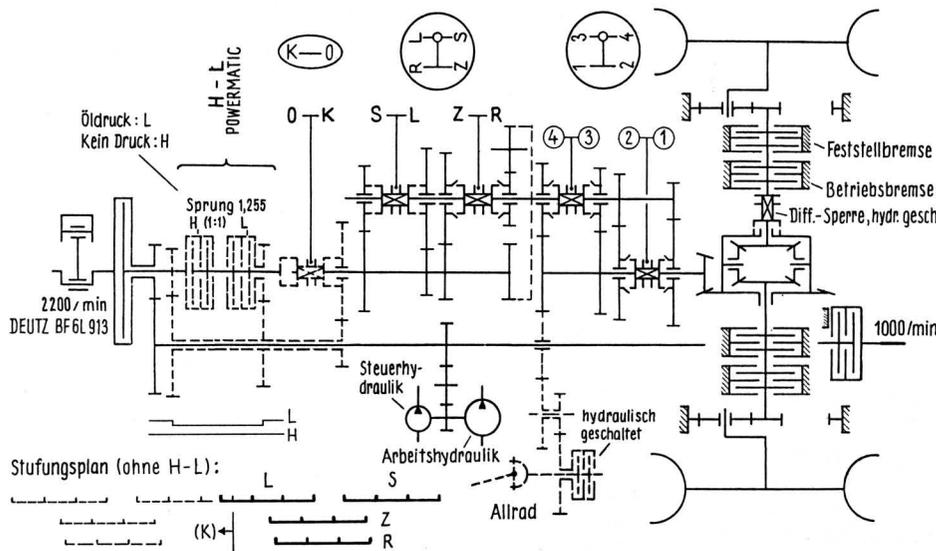
**Bild 8.** Beurteilungsdigramm Getriebestufung für die in Bild 7 dargestellte Neukonstruktion der KLÖCKNER-HUMBOLDT-DEUTZ AG - 1. Ausführung mit 4 sehr günstigen Ackergängen, jedoch vor allem im unteren Bereich noch nicht ideales Beurteilungsbild.



**Bild 9.** Beurteilungsdigramm Getriebestufung für das Getriebe nach Bild 7; gegenüber Bild 8 Stufung weiter verfeinert. Noch günstigerer Verlauf ergibt sich durch wahlweisen 5. Gang bei allen Maschinen mit 30 km/h Höchstgeschwindigkeit (5. Gang in allen Gruppen wirksam).



**Bild 11.** Beurteilungsdigramm Getriebestufung für die in Bild 10 dargestellte Neukonstruktion (Einfachvariante ohne Lastschaltung H-L). Ausgewogene Stufung mit besonders geprägter Betonung des Hauptarbeitsbereiches. Dafür wird häufige 2-Hebel-Schaltung in Kauf genommen.



**Bild 10.** Neuentwickelter Antrieb TW 1200 für die DEUTZ-Schlepper DX 140 und DX 160 (92 und 110 kW Motornennleistung) sowie die STEYR-Schlepper 8140, 8160 und 8180; Getriebe aus der Kooperation KHD-STEYR, Konstruktion von F. Salzner und Mitarbeitern (STEYR). Getriebekonzept mit gezielter Verdichtung der Stufung im Hauptarbeitsbereich. Einführung in dieser Form 1978 bei KHD und STEYR (ohne disponierbare Lastschaltung Vorlauf bei STEYR).

Bild 8 zeigt zunächst die Stufungsbeurteilung der ersten Serienausführung im Standardumfang 4x3. Das Polygon liegt fast vollständig im Sollfeld ohne Doppelbelegungen und Stufungslöcher. Vier dicht zusammenliegende Ackergänge von etwa 6 bis 9 km/h ließen hier besonders gute Feldleistungen erwarten. Bei der Variante mit 5. Gang kommt eine gut dazwischenpassende weitere Ackergeschwindigkeit dazu. Das insgesamt trotzdem noch nicht ideale Bild entstand durch einen zunächst auferlegten Zwang eines möglichst langsamen 1. Ganges in der schnellen Gruppe zur Schonung der Kupplung beim Anfahren. Nach mehrjährigen Erfahrungen mit Prototypen trat später dieses Kriterium etwas zurück und man konnte nun die Stufung mit Hilfe des hier beschriebenen und inzwischen auch weiter ausgebauten Verfahrens noch erheblich verfeinern, siehe Bild 9: 7 Gänge mit Stufensprüngen um 1,2 decken

den Hauptarbeitsbereich von 4 bis 12 km/h ab, und auch die Bereiche links und rechts davon liegen günstig im Sollband.

**Beispiel 5, Bild 10 und 11:**

Getriebe TW 1200 aus der Kooperation DEUTZ - STEYR in den DEUTZ-Schleppern DX 140 (Motornennleistung 92 kW) und DX 160 (110 kW), Markteinführung Anfang 1978.

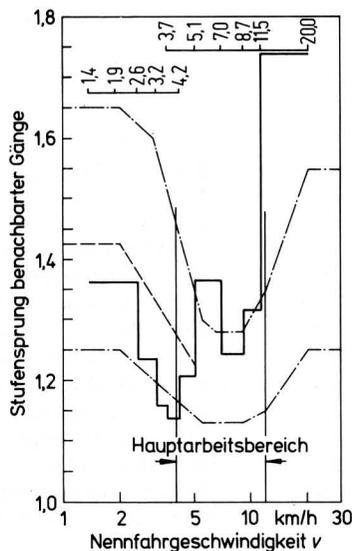
Bild 10 zeigt zunächst wieder den Aufbau des im wesentlichen von Steyr konstruierten Getriebes. An die Einfachkupplung schließt sich zunächst ein zweistufiges Lastschaltgetriebe an mit integrierter Kriechganggruppe - danach folgt das 3x4-Schaltgetriebe mit Rücklauf und analoger Synchronisierungsbestückung wie beim TW 90 (Bild 7). Der Endtrieb mit den nassen Bremsen

arbeitet mit Planetengetrieben. Die Zapfwelle wird über eine nasse Lamellenkupplung geschaltet. Die Besonderheit der Lastschalteneinrichtung (H-L) besteht in der sehr einfachen, unkomplizierten Steuerung: Bei Öldruck ist die erste Kupplung (gegen Federdruck) geöffnet – die zweite geschlossen. Wird der Druck weggenommen, schließt die Feder die erste Kupplung, während gleichzeitig die zweite öffnet. Sowohl Anschleppen wie auch Fahren bei Ausfallen der Steuerung ist dadurch möglich. Auch ein Nachteil sei erwähnt, der für Konzepte dieser Art allgemein gilt: Die zusätzlichen Drehmassen der Lastschaltung beeinträchtigen etwas die Schaltbarkeit des Grundgetriebes.

Die Stufungsbeurteilung soll sich im wesentlichen auf die Grundvariante 3x4 beziehen, Bild 11. Das in Bild 2 bereits angesprochene Stufungskonzept weist eine besonders stark ausgeprägte Stufungsverdichtung im Hauptarbeitsbereich auf, dabei ist die Stufung innerhalb der Gruppen geometrisch angelegt. Diese Eigenschaft dient als günstige Voraussetzung für die additive Lastschaltung: Jede der 3 Vorwärtsgruppen läßt sich dann nämlich als Bereich auffassen mit  $2 \times 4 = 8$  eng gestuften Bereichsgeschwindigkeiten – der Stufensprung der Lastschaltung von 1,255 wurde zur Vermeidung von Doppelbelegungen in Anbetracht eines gleichzeitig relativ hohen Drehmomentanstieges des Motors nicht kleiner gewählt.

#### Beispiel 6, Bild 12:

Hier wurde die eingangs besprochene "Idealstufung Meyer/Coenenberg 1959" bewertet. Das Ergebnis paßt im Trend etwa in das moderne Beurteilungsdiagramm, jedoch mit viel zu weit links liegendem Minimum der Stufensprünge. Würde man die in 20 Jahren erheblich angestiegenen Arbeitsgeschwindigkeiten einrechnen, käme eine gewisse Übereinstimmung heraus – die Prognose war also verhältnismäßig gut!

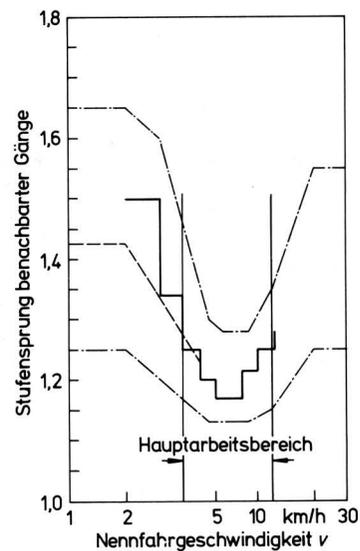


**Bild 12.** Beurteilungsdiagramm Getriebestufung für die "Idealstufung Meyer/Coenenberg 1959". Bei Berücksichtigung der erheblich angestiegenen Fahrgegeschwindigkeiten deckt sie sich in der Tendenz noch etwa mit modernen Forderungen.

### 5.3 Entwicklung einer Faustregel für die Getriebestufung

Durch eine Reihe von Zuschriften und Gesprächen angeregt, soll auf der Basis der dargelegten neuen Grundlagen die Formulierung einer Stufungs-Faustregel versucht werden, **Bild 13**. Der Vorschlag bezieht sich auf den unteren und mittleren Geschwindigkeitsbereich, weil er sich in dieser absichtlichen Beschränkung gut merken läßt und auch unabhängig von der Höchstgeschwindigkeit angegeben werden kann. Die Faustregel-Getriebestufung ist gekenn-

zeichnet durch eine konstante Fahrgegeschwindigkeitsdifferenz von 1 km/h für die unteren 6 Gänge: 2 – 3 – 4 – 5 – 6 – 7 km/h – darüber größere Differenzen: 7 – 8,2 – 10 – 12,5 – ... km/h. Der Polygonzug im Beurteilungsdiagramm zeigt trotz der Einfachheit der Regel ein gutes Resultat. Ebenso gut möglich wäre natürlich eine Reihe: 2,1 – 3,1 – 4,1 – usw., d.h. es kommt nicht auf runde Zahlen an – die Stufen sind entscheidend. Der Vorschlag würde für den gesamten Bereich (bis 25 bzw. 30 km/h) theoretisch nur 11 bzw. 12 Gänge erfordern. Zur Abgrenzung der Gültigkeit dieser Faustregel sei bemerkt, daß Maschinen mit besonders hohen Anforderungen an sehr langsame Zapfwellenarbeiten (mit Normdrehzahl) im unteren Geschwindigkeitsbereich eine dort etwas feinere Stufung erfordern. In diesem Bereich wäre die Faustregel für derartige Fälle etwas zu grob.



**Bild 13.** Vorschlag und Bewertung einer Faustregel-Getriebestufung: Nennfahrgegeschwindigkeiten 2 – 3 – 4 – 5 – 6 – 7 – 8,2 – 10 – 12,5 ... km/h (bis etwa 7 km/h jeweils 1 km/h Differenz).

## 6. Zusammenfassung

Zunächst werden die Eigenschaften einer geometrischen Getriebestufung besprochen, danach werden frühere Arbeiten analysiert. Teilweise haben die dortigen Aussagen noch Gültigkeit, teilweise haben sich die Randbedingungen geändert. Ebenso sind die Anforderungen an die Getriebe erheblich gestiegen. Daher wurde versucht, neue, verbesserte Grundlagen zu schaffen. Sie gehen davon aus, daß in einem "Hauptarbeitsbereich" (definiert für 4 bis 12 km/h Nennfahrgegeschwindigkeit) der weitaus größte Zeitanteil der Arbeiten vorkommt und daher hier eine "verdichtete Stufung" anzustreben ist (im Gegensatz zur früher häufig vertretenen geometrischen Stufung). Eine erste Beurteilung von Getriebestufungen nach diesem Prinzip ist in Anlehnung an frühere Arbeiten mit logarithmisch geteilten "Balkenplänen" möglich. Verfeinerungen führten zur Entwicklung eines "Beurteilungsdiagramms Fahrgegeschwindigkeiten", das in der Hauptsache aus der Häufigkeitsverteilung der Nutzungszeiten praktisch vorkommender Fahrgegeschwindigkeiten resultiert. Ein Rechen- und Plotterprogramm ermöglicht nach Eingabe der Getriebestruktur die automatische Erstellung des Diagramms, das einen übersichtlichen Soll-Ist-Vergleich liefert. Zur Veranschaulichung behandelt der Bericht hierzu mehrere Beispiele unter Einbeziehung der Getriebe einer neuentwickelten Schlepperbaureihe. Der angefügte Vorschlag einer "Faustregel-Getriebestufung" (nebst Bestätigung durch das neuentwickelte Verfahren) soll vor allem dem Praktiker Beurteilungen erleichtern.

## Schrifttum

Bücher sind durch • gekennzeichnet

- [ 1 ] *Renius, K.Th.*: European tractor transmission design concepts (Konzepte Europäischer Schleppergetriebe). ASAE-paper No. 76-1526 (1976).
- [ 2 ] *Renius, K.Th.*: Langfristige Entwicklungstendenzen bei Traktoren. Vortrag 20.5.1977, Lehrstuhl Landtechnik und Baumaschinen der TU Berlin.
- [ 3 ] *Renius, K.Th.*: Neuere Getriebekonzeptionen für landwirtschaftliche Schlepper. Grundl. Landtechnik Bd. 24 (1974) Nr. 2, S. 41/46.
- [ 4 ] KHD: Firmenschriften zur Traktorenbaureihe DEUTZ DX 85, 90, 110, 140, 160. KLÖCKNER-HUMBOLDT-DEUTZ AG, Köln, Frühjahr 1978.
- [ 5 ] DIN 323: Normzahlen und Normzahlreihen.
- [ 6 ] *Meyer, H. u. H.H. Coenenberg*: Welche Stufung der Fahrgeschwindigkeiten sollte der Schlepper haben? Landtechnik Bd. 14 (1959) Nr. 21, S. 710/13.
- [ 7 ] *Blumenthal, R.*: Getriebestufung für Ackerschlepper. Deutsche Agrartechnik Bd. 7 (1957) Nr. 1, S. 7/13.
- [ 8 ] • *Seifert, A.*: Ackerschlepper in "Hütte des Ingenieurs Taschenbuch" Maschinenbau (II), Teil B, 28. Aufl. Berlin: Verlag Ernst & Sohn 1960.
- [ 9 ] *Meyer, H.*: Probleme der Schlepperentwicklung. Grundl. Landtechnik Nr. 9 (1957) S. 10/19.
- [ 10 ] *Wendeborn, J.O.*: Zur Stufung der Fahrgeschwindigkeiten der Ackerschlepper. Landt. Forschung Bd. 17 (1967) Nr. 5, S. 129/34.
- [ 11 ] *Kühlborn, H.*: Fahrgeschwindigkeiten und Getriebestufungen der Ackerschlepper. Landtechnik Bd. 25 (1970) Nr. 7, S. 202/208.
- [ 12 ] *Lüpfert, U.*: Ermittlung und Anwendung von Lastkollektiven im Traktorenbau. Grundl. Landtechnik Bd. 23 (1973) Nr. 1, S. 7/10.
- [ 13 ] *Renius, K.Th.*: Last- und Fahrgeschwindigkeitskollektive als Dimensionierungsgrundlagen für die Fahrgetriebe von Ackerschleppern. Fortschritt-Ber. VDI-Z, Reihe 1, Nr. 49 Düsseldorf: VDI-Verlag 1976.
- [ 14 ] *Jenkins, A.J.*: Power and life investigations of the farm tractor drive components (Untersuchungen der Belastung und Lebensdauer der Ackerschlepper-Getriebeelemente). Transactions SAE Bd. 68 (1960) S. 49/52.
- [ 15 ] *Söhne, W.*: Ackerschlepper 1976. ATZ Automobiltechn. Z. Bd. 78 (1976) Nr. 9, S. 369/74.
- [ 16 ] *Renius, K.Th.*: Grundkonzeptionen der Stufengetriebe moderner Ackerschlepper. Grundl. Landtechnik Bd. 18 (1968) Nr. 3, S. 97/106.
- [ 17 ] *Renius, K.Th.*: Die neueren Getriebeentwicklungen bei Ackerschleppern. VDI-Z Bd. 115 (1973) Nr. 11, S. 930/36.

---

## Mikroelektronik – Trends und Einsatzmöglichkeiten

Von Hermann Speckmann und Wolfgang Paul,  
Braunschweig-Völkenrode\*)

Mitteilung aus dem Institut für landtechnische Grundlagenforschung der Bundesforschungsanstalt für Landwirtschaft,  
Braunschweig-Völkenrode

DK 62-53:621.3

In den vergangenen Jahren war die Entwicklung auf dem Gebiet der Elektronik gekennzeichnet durch die immer dichter werdende Integration von Schaltkreisen in einem Bauteil. Herausragendes Beispiel für diese Großintegration ist der Mikroprozessor, der sich heute schon bis zum Ein-Chip-Mikrocomputer auf der einen Seite und bis zu Elementen mit der Leistungsfähigkeit von Miniprozessoren auf der anderen Seite fortentwickelt hat. Mit dieser Entwicklung dringt Rechner-Intelligenz immer mehr aus dem Gebiet der reinen Datenverarbeitung in Einsatzgebiete der Meß-, Steuer- und Regeltechnik ein und wird damit auch für Anwendungen in der Landtechnik interessant. Im Beitrag wird auf die Einsatzmöglichkeiten der Mikroelektronik, auf Kosten, Voraussetzungen und Trends eingegangen.

### 1. Einleitung

Mit dem Eindringen der Mikroelektronik in die Meß- und Automatisierungstechnik befindet sich diese "technologische Schlüsselbranche" in einem Innovationsschub, der durch den zunehmenden Einsatz von Mikrocomputern gekennzeichnet ist. In der Automatisierungstechnik geht es dabei um die Aufgabe, charakteristische Zustandsgrößen eines Prozesses zu erfassen und als elektrisches Analogon darzustellen, die so gewonnenen Daten zu verarbeiten und die Ergebnisse anzuzeigen oder zur Steuerung von Anlagenteilen zu verwenden. Auf diese Weise sollen Produktionsprozesse oder Arbeitsabläufe überwacht, gesteuert oder geregelt werden. Zweck der Automatisierung sind so grundlegende Ziele wie Einsparen von Energie, besseres Nutzen der Rohstoffe, Humanisieren der Arbeitsverhältnisse, Steigern der Produktivität, Verbessern von Produkten, Vermindern von Umweltbelastungen oder Verbessern der Kommunikation z.B. zwischen Mensch und Maschine.

Allein schon an der Vielzahl der anzustrebenden Ziele und deren Wichtigkeit läßt sich erkennen, daß die bisweilen geäußerte Vermutung, bei den mikroelektronischen Bauteilen handle es sich um "Jobkiller", einer übergreifenden Betrachtung nicht standhält. Es ist jedoch zu sehen, daß die Qualität der vom Menschen zu verrichtenden Arbeit durch den Mikrocomputer entscheidend geändert wird, und zwar in Richtung auf Überwachung statt Routine-tätigkeit und in Richtung auf einen relativ hohen Anteil an Anwendungen für Forschung und Entwicklung. Im Beitrag soll deshalb versucht werden, einige grundsätzliche Entwicklungen und Prinzipien der Mikroelektronik darzustellen und auf ihre Auswirkungen zu untersuchen, um Kriterien für den Einsatz auch in der Landtechnik zu gewinnen.

---

\*) *Dipl.-Ing. H. Speckmann und Dr.-Ing. W. Paul sind wissenschaftliche Mitarbeiter im Institut für landtechnische Grundlagenforschung (Leiter: Prof. Dr.-Ing. W. Batel) der Bundesforschungsanstalt für Landwirtschaft, Braunschweig-Völkenrode.*