

# Möglichkeiten der Kraftstoffeinsparung bei Traktoren

Prof. Dr.-Ing. habil. K. Hofmann, KDT/Dr.-Ing. H. Brunner  
Technische Universität Dresden, Sektion Kraftfahrzeug-, Land- und Fördertechnik

Die Landwirtschaft ist heute in der DDR der drittgrößte Energieverbraucher. Rund 20% des DK-Verbrauchs der DDR gehen zu Kosten der Landwirtschaft, wovon der überwiegende Teil durch die mobile Technik verbraucht wird (Bild 1).

Da Traktoren den weitaus größten Anteil des Kraftstoffs benötigen, haben Kraftstoffeinsparungen bei diesen Maschinen auch die volkswirtschaftlich größte Bedeutung. Die Kraftstoffökonomie einer landwirtschaftlichen Arbeit wird durch den auf die bearbeitete Fläche bezogenen Kraftstoffverbrauch  $B_A$  in  $dm^3/ha$  charakterisiert. In der Grundzeit  $T_1$  ergibt er sich zu

$$B_A = \frac{B_e^*}{A \varrho} = \frac{P_e b_e}{1000 A \varrho} \quad (1)$$

- $B_e^*$  stündlicher Kraftstoffverbrauch in kg/h
- $P_e$  erforderliche Motorleistung in kW
- $b_e$  spezifischer Kraftstoffverbrauch in g/kWh
- $A$  bearbeitete Fläche in ha/h
- $\varrho$  Dichte des Kraftstoffs in  $kg/dm^3$ .

Bei gezeigten Geräten kann die Motorleistung wie folgt ermittelt werden:

$$P_e = \frac{P_z}{\eta_T} \quad (2)$$

- $P_z$  Zugleistung in kW
  - $\eta_T$  Traktorwirkungsgrad.
- Der Traktorwirkungsgrad setzt sich zusammen aus

$$\eta_T = \eta_g \eta_{\bar{u}} \quad (3)$$

- $\eta_g$  Getriebewirkungsgrad
- $\eta_{\bar{u}}$  Übertragungswirkungsgrad.

$$P_z = \frac{K b v_f}{3600} \quad (4)$$

$$A = \frac{b v_f}{10} \quad (5)$$

ergibt sich

$$B_A = \frac{b_e}{1000 \varrho \eta_g \eta_{\bar{u}} A} \frac{P_z}{1000 \varrho \eta_g \eta_{\bar{u}} \frac{K b v_f}{3600} \frac{1}{b v_f}} \quad (6)$$

- $K$  spezifischer Bodenwiderstand in N/m
  - $b$  Arbeitsbreite in m
  - $v_f$  Fahrgeschwindigkeit in km/h.
- Damit wird

$$B_A = \frac{K}{\varrho} \frac{b_e}{36 \cdot 10^4 \eta_g \eta_{\bar{u}}} \quad (7)$$

Aus Gl. (7) ist ersichtlich, daß der Kraftstoffverbrauch  $B_A$  um so geringer ist, je höher der Getriebe- und Übertragungswirkungsgrad und je niedriger der spezifische Kraftstoffverbrauch des Motors und der spezifische Bodenwiderstand sind. Eine Beeinflussung von  $B_A$  ist demzufolge durch technische Maßnahmen und durch die Betriebsweise des Traktors möglich. Nachfolgend werden die einzelnen Einflußgrößen näher betrachtet.

## 1. Spezifischer Kraftstoffverbrauch $b_e$

Der Entwicklungsstand der Dieselmotoren hat heute i. allg. ein hohes Niveau erreicht,

Bild 3. Auslastung des Motors 4VD 14,5/12SRW beim Einsatz des Traktors ZT 300/303 mit Cambridgewalzen; Einsatzbedingungen: trockenes Wetter, lockerer trockener Boden, Gesamtmeßzeit 33,5 min, Gesamtdurchschnittswert der Auslastung 42,8%, Fahrweise: III. Gruppe/1. Gang, 1900  $min^{-1}$

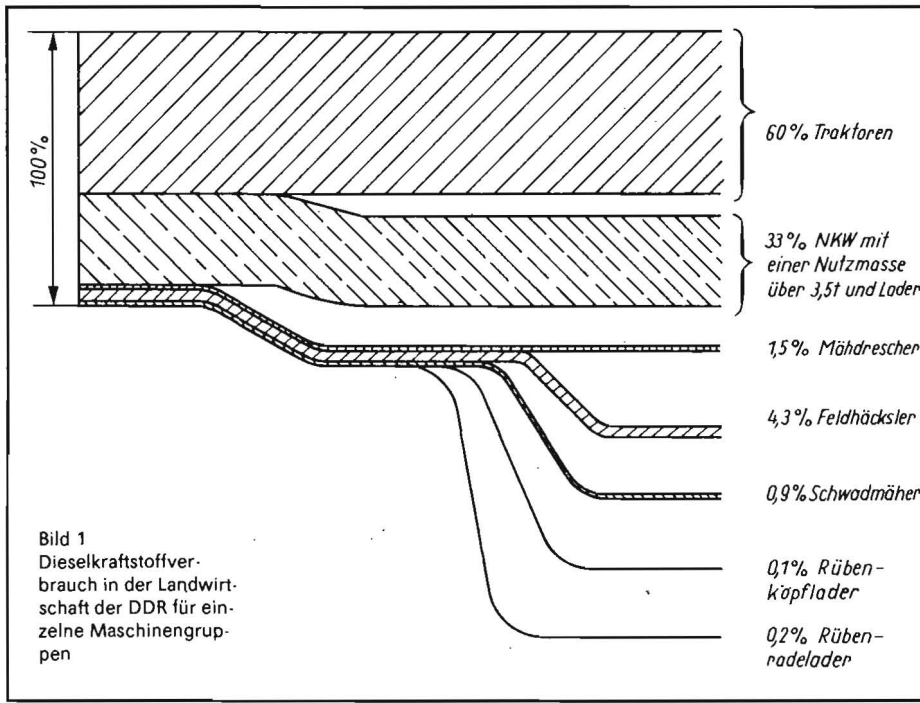
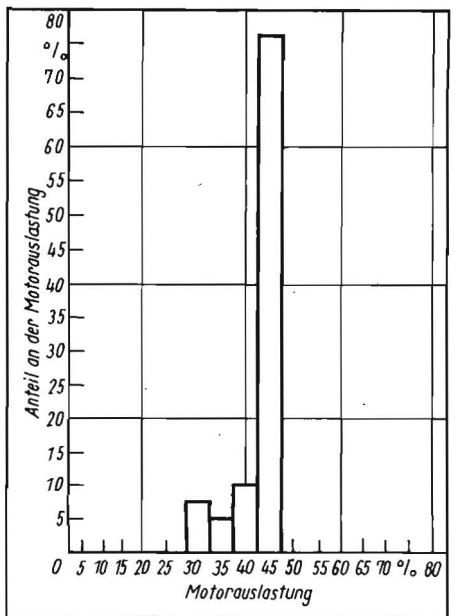
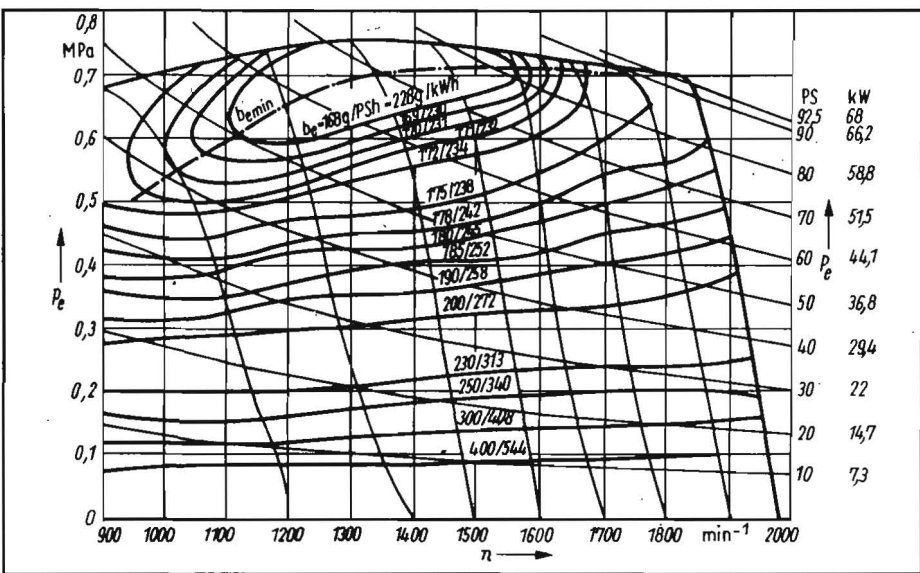


Bild 1 Dieselkraftstoffverbrauch in der Landwirtschaft der DDR für einzelne Maschinengruppen

Bild 2. Kennlinienfeld des Motors 4VD 14,5/12SRW vom Traktor ZT 300



so daß Kraftstoffverbrauchssenkungen nur noch mit beträchtlichem Entwicklungsaufwand bzw. Mehrkosten in der Serie zu erreichen sind. Die wichtigsten Maßnahmen zur Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs sind:

- Übergang auf Direkteinspritzung (Verringerung von  $b_{e, \min} \approx 10\%$ )
- Reduzierung der Motornendrehzahl
- Abgasturboaufladung (Einsparung von rd. 10% möglich)
- Ladeluftkühlung (Einsparung von rd. 2 bis 3% möglich)
- Verringerung der Wärmeverluste (thermische Isolation des Motors)
- Fahrweise.

Der spezifische Kraftstoffverbrauch des Motors hängt außerdem vom Betriebspunkt ab. Im Bild 2 ist das Kennlinienfeld des Motors 4 VD 14,5/12 SRW mit eingetragenen Linien konstanter Leistung und konstanten spezifischen Kraftstoffverbrauchs dargestellt. In dieses Motorkennfeld wurde außerdem die Linie des bei verschiedenen Leistungen jeweils minimalen spezifischen Kraftstoffverbrauchs  $b_{e, \min}$  eingetragen. Das Bild läßt erkennen, daß bei niedriger Motorauslastung ein geringer spezifischer Kraftstoffverbrauch dann erreicht wird, wenn der Motor bei niedriger Motordrehzahl  $n$  und hohen effektiven Mitteldrücken  $p_e$  betrieben wird. Für die nachfolgenden Betrachtungen wurde die Motorauslastung von 55% festgelegt, da sie den Mittelwert bei verschiedenen Arbeiten der schweren Bodenbearbeitung mit dem Traktor ZT300 darstellt. Für diesen Zustand gilt die Leistungshyperbel  $36,8 \text{ kW} = 50 \text{ PS}$ . Bei der maximalen Drehzahl von  $1920 \text{ min}^{-1}$  ist ein Kraftstoffverbrauch von  $280 \text{ g/kWh}$  ablesbar. Wird dagegen dieselbe Leistung auf der Linie des minimalen DK-Verbrauchs realisiert, so kann bei  $1120 \text{ min}^{-1}$  ein Kraftstoffverbrauch von  $228 \text{ g/kWh}$  abgelesen werden. Die Einsparung beträgt in diesem Fall 19%. Diese Zahlen verdeutlichen, welche Möglichkeiten durch eine veränderte Fahrweise möglich sind. Bei allen Arbeiten, bei denen eine geringe Motorauslastung vorherrscht, sollte von der z. Z. praktizierten Arbeitsweise bei maximaler Drehzahl des Traktormotors abgegangen und eine Fahrweise mit gesenkter Motordrehzahl angewendet werden. Um durch die gesenkte Motordrehzahl nicht die Fahrgeschwindigkeit und damit die Arbeitsproduktivität zu vermindern, muß der Geschwindigkeitsverlust durch Einschalten eines höheren Getriebeganges ausgeglichen werden. Daß solche Arbeiten mit geringer Drehmomentauslastung des Motors existieren, ist im Bild 3 sichtbar. Es zeigt die Drehmomentauslastung des Traktors ZT300 beim Walzen der Weizensaat. Die durchschnittliche Drehmomentauslastung beträgt nur rd. 43%. Durch eine Fahrweise mit verringerter Motordrehzahl sind bei dieser Arbeit DK-Einsparungen bis zu 18% möglich.

### 2. Getriebewirkungsgrad $\eta_u$

Verbesserungen auf diesem Gebiet sind nur noch in geringem Umfang zu erwarten und spielen deshalb bei der Betrachtung der Kraftstoffökonomie des Traktors eine untergeordnete Rolle. Eine Fahrweise mit hoher Motorauslastung hat aber auch hier Vorteile, da der Getriebewirkungsgrad mit steigendem Drehmoment ansteigt und mit steigender Drehzahl abfällt. Verbesserungen des Getriebewirkungsgrades von 2 bis 3% sind hier möglich.

### 3. Übertragungswirkungsgrad $\eta_u$

Der Übertragungswirkungsgrad ergibt sich nach folgender Beziehung:

$$\eta_u = \frac{P_z}{P_T} = \frac{F_z v_f}{F_U v_u} = \frac{F_z}{F_U} (1 - s); \quad (8)$$

- $P_T$  Triebachsleistung in kW
- $F_z$  Zugkraft in N
- $F_U$  Umfangskraft in N
- $v_f$  Fahrgeschwindigkeit in km/h
- $v_u$  Umfangsgeschwindigkeit in km/h
- $s$  Schlupf.

Werden der Luftwiderstand vernachlässigt und der Beschleunigungswiderstand gleich Null gesetzt, so folgt daraus:

$$\eta_u = \frac{F_U - W_R - W_S}{F_U} (1 - s); \quad (9)$$

- $W_R$  Rollwiderstand in N
- $W_S$  Steigungswiderstand in N.

Der Übertragungswirkungsgrad wird um so höher, je kleiner der Rollwiderstand und der Steigungswiderstand sind. Außerdem hängt er noch von der Größe der Umfangskraft und vom Schlupf ab. Wie kann die Erhöhung von  $\eta_u$  beeinflusst werden?

#### 3.1. Steigungswiderstand $W_S$

Der Steigungswiderstand ist durch die geografischen Gegebenheiten bedingt und kann demzufolge nicht verändert werden.

#### 3.2. Rollwiderstand $W_R$

Der Rollwiderstand wird auf nachgiebigem Boden im wesentlichen durch die Bodenverformungsarbeit bestimmt. Diese hängt von

der Breite und von der Tiefe der entstehenden Fahrspur ab. Die Einsinktiefe der Reifen in den Boden kann durch Vergrößerung der Aufstandfläche des Reifens verringert werden.

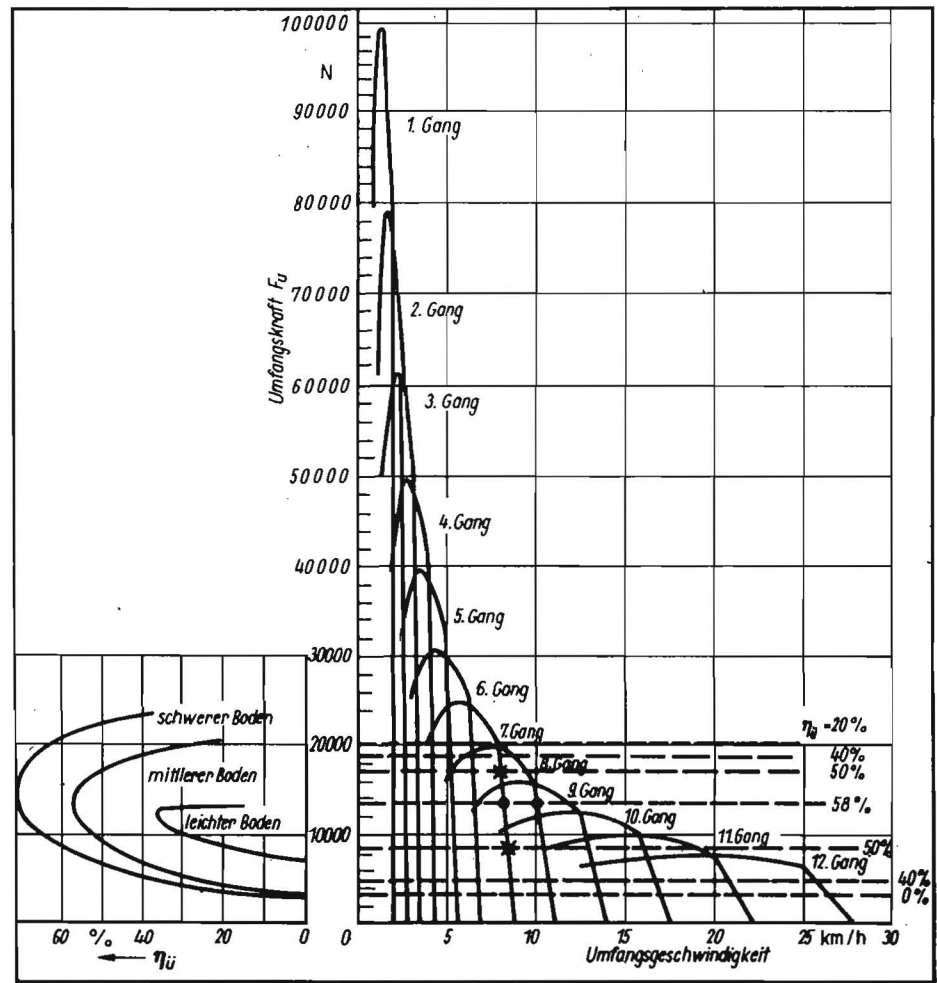
Bei Vergrößerung der Reifenaufstandfläche sollte folgendes beachtet werden:

- Bei unterschiedlichen Reifenabmessungen mit gleicher Aufstandfläche hat immer der größere Reifen einen geringeren Rollwiderstand als der kleinere und breitere Reifen, da bei gleicher Einsinktiefe der große Reifen eine schmalere Spur in den Boden walzt.
- Auf mittlerem Boden hat z. B. die Vergrößerung der Aufstandfläche um 50% eine Senkung des Rollwiderstands um 18 bis 24% zur Folge. Dadurch steigt der Übertragungswirkungsgrad um 7 bis 10%, und der auf die bearbeitete Fläche bezogene Kraftstoffverbrauch sinkt um 7 bis 9%.

#### 3.3. Umfangskraft $F_U$ und Schlupf $s$

Aus der Gl. (9) war ersichtlich, daß der Übertragungswirkungsgrad auch von der Umfangskraft abhängt. Diese ist aber über den Kraftschluß mit dem Schlupf gekoppelt. Deshalb steigt der Übertragungswirkungsgrad mit steigender Umfangskraft zunächst an und fällt dann infolge des anwachsenden Schlupfes wieder ab. Im Bild 4 sind ein Traktorarbeitsdiagramm und links daneben der Verlauf des Übertragungswirkungsgrades für drei verschiedene Böden dargestellt. In das Traktorarbeitsdiagramm wurden die Linien gleichen Übertragungswirkungsgrades für den mittleren Boden eingetragen. Der be-

Bild 4. Beispiel für ein Traktorarbeitsdiagramm



ste Übertragungswirkungsgrad von 58 % wird im 8. Gang bei einer Motorauslastung von 85 % und bei einer Umfangsgeschwindigkeit von rd. 10 km/h erreicht (eingetragener Punkt). Diese hohe Motorauslastung wird aber in der Praxis nicht realisiert. Die mittlere Motorauslastung bei der schweren Bödenbearbeitung liegt zwischen 50 % und 60 %. Um den optimalen Übertragungswirkungsgrad bei dieser niedrigeren Motorauslastung zu erreichen, muß der 7. Gang eingeschaltet werden. Dabei wird der beste Wirkungsgrad (58 %) bei einer Motorauslastung von 66 % und einer Geschwindigkeit von 8,2 km/h erzielt. Da auf dem Feld die Motorauslastung erheblich schwankt, wurden im Bild noch die Betriebspunkte eingetragen, die einen Übertragungswirkungsgrad von 50 % haben. Sie liegen bei einer Motorauslastung von 41 % bis 88 %. Zwischen diesen Werten kann im 7. Gang die Motorauslastung schwanken, ohne daß der Übertragungswirkungsgrad unter 50 % abfällt. Aus dem Bild 4 lassen sich zwei Schlußfolgerungen ableiten:

- Bei abnehmender Schwere des Bodens muß mit höherer Geschwindigkeit gefahren werden, um ein hohes  $\eta_{\text{Ü}}$  zu erreichen.
- Mit abnehmender Schwere des Bodens muß die mittlere Motorauslastung zunehmen

men und der Schwankungsbereich abnehmen, um ein hohes  $\eta_{\text{Ü}}$  zu erzielen. In der Einhaltung eines günstigen Übertragungswirkungsgrades liegen vor allem die Reserven zur Einsparung von Kraftstoff. Eine Verbesserung des mittleren Übertragungswirkungsgrades um 10 % entspricht einer Kraftstoffeinsparung von rd. 9 %. Da der Übertragungswirkungsgrad durch Aggregatierung, Zugkraftverstärker und Regelhydraulik beeinflusst werden kann, sollten besonders auf leichten Böden Anbau- und Aufsattelgeräte benutzt und die Regelhydraulik eingeschaltet werden. Eine Verbesserung des Übertragungswirkungsgrades ist aber z. Z. in der Praxis schwer möglich, da der Traktorist keinerlei Informationen erhält, ob er optimal fährt. Veränderungen sind hier durch den Einsatz von Bordcomputern möglich. Ob sie sich in der Praxis durchsetzen werden, hängt vom Aufwand-Nutzen-Verhältnis ab.

#### 4. Straßenfahrt des Traktors

Bei der heutigen Struktur der Landwirtschaft hat die Straßenfahrt mit dem Traktor bei Transportarbeiten einen erheblichen Anteil. Welche Möglichkeiten der Kraftstoffeinsparung sind hier gegeben?

Von den Autoren durchgeführte Messungen am Traktor ZT 300 zeigten, daß bei Leerfahrt nur eine mittlere Motorauslastung von 20 % ( $n_{\text{mot}} = 1950 \text{ min}^{-1} \approx 30 \text{ km/h}$ ) vorliegt. Diese geringe Auslastung bedeutet einen auf die Fahrstrecke bezogenen Kraftstoffverbrauch von 27 l/100 km. Wird bei diesen Leerfahrten die Motordrehzahl auf  $1200 \text{ min}^{-1}$  reduziert, so sinkt der Strecken-Kraftstoffverbrauch auf 20 l/100 km. Allerdings reduziert sich die Fahrgeschwindigkeit auf knapp 20 km/h. Auch dieses Beispiel zeigt die Möglichkeiten der Kraftstoffeinsparung, aber ebenfalls wieder die Notwendigkeit einer einheitlichen ökonomischen Bewertung von Einsatzstunde und Liter Kraftstoff. Technisch läßt sich die kraftstoffsparende Fahrweise bei der Leerfahrt auch durch einen Schnellgang realisieren. Allerdings müßte beim Einschalten dieses Ganges der Verstellregler dann automatisch auf die geringere Abregeldrehzahl eingestellt werden, damit der Traktor insgesamt nicht schneller wird. Ist der Schnellgang so ausgelegt, daß bei einer Fahrgeschwindigkeit von 30 km/h der Motor bei einer Drehzahl von  $1200 \text{ min}^{-1}$  läuft, so reduziert sich der Strecken-Kraftstoffverbrauch auf 16,5 l/100 km.

A 5335

## Zur Frage der Größe des Verbrennungsmotors bei Fahrzeugen mit hydrostatischem Fahrtrieb

Dr.-Ing. H. Brunner

Technische Universität Dresden, Sektion Kraftfahrzeug-, Land- und Fördertechnik

Bei der Auslegung eines hydrostatischen Fahrtriebs interessiert auch die Größe des einzusetzenden Verbrennungsmotors. Für selbstfahrende Landmaschinen ist diese Frage meist eindeutig geklärt, da der Verbrennungsmotor sowohl für den Antrieb der Arbeitsorgane als auch für den Fahrtrieb die Energie liefert. Die Leistung des Verbrennungsmotors ist hier folglich größer als die Eckleistung der Hydropumpe.

Wird der Verbrennungsmotor aber nur mit dem Fahrtrieb gekoppelt, so treten in der Praxis häufig folgende Fragen auf:

- Wie groß muß die Leistung des Verbrennungsmotors sein?
- Kann die Nennleistung des Verbrennungsmotors kleiner als die Eckleistung der Hydropumpe sein?
- Wann wird der Verbrennungsmotor „abgewürgt“?

Durch die nachfolgende Betrachtung sollen diese Fragen beantwortet werden.

Im Bild 1a ist das Umfangskraft-Fahrgeschwindigkeits-Diagramm (U-v-Diagramm) für einen in zwei Fahrstufen betriebsfähigen hydrostatischen Fahrtrieb dargestellt. Die

Wirkungsgrade können zunächst vernachlässigt werden, da die Leistungsabstufung der in Frage kommenden Verbrennungsmotoren ziemlich grob ist.

In der 1. Fahrstufe soll das Fahrzeug die maximal erforderliche Steigung befahren können, was eine Umfangskraft  $U_{\text{max}}$  erfordert, die bei einer maximalen Druckdifferenz im Fahrtrieb von  $\Delta p_{\text{max}}$  erreicht wird.

Mit dieser maximalen Druckdifferenz  $\Delta p_{\text{max}}$  kann der Hydromotor erst ab der Drehzahl  $n_{\text{HM min}}$  dauernd betrieben werden, d. h., für das Befahren der maximalen Steigung ist mindestens die Leistung  $P_{\text{Mot min}}$  erforderlich, und damit ist die minimale Größe des Verbrennungsmotors gegeben.

Wird der Hydromotor mit seiner maximalen Drehzahl  $n_{\text{HM max}}$  bei  $\Delta p_{\text{max}}$  betrieben, so ist dazu die Leistung  $P_{\text{Mot max}}$  erforderlich, d. h., damit ist die maximale Größe des Verbrennungsmotors gegeben. In der Praxis ist

$$\frac{n_{\text{HM min}}}{n_{\text{HM max}}} \approx \frac{1}{20} \dots \frac{1}{30}$$

Mit  $P_{\text{Mot min}}$  und  $P_{\text{Mot max}}$  sind somit die theoretischen Grenzen für die Motorgröße festgelegt.

Inwieweit sind diese Grenzen praktikabel?

$P_{\text{Mot min}}$ :

Diese Leistung ist für eine praktische Auslegung zu gering, da damit die Bereiche des besten Wirkungsgrades des Hydromotors abgeschnitten werden. Außerdem sind die Fahrleistungen in beiden Fahrstufen zu gering.

$P_{\text{Mot max}}$ :

Diese Leistung entspricht zwar der Eckleistung der Hydropumpe, ist aber nicht immer erforderlich, da die maximale Steigung nicht mit maximaler Geschwindigkeit in dieser Fahrstufe befahren werden muß.

Was geschieht, wenn die Nennleistung des Verbrennungsmotors kleiner als die Eckleistung der Hydropumpe ist?

Im Bild 1a ist dazu ein Beispiel dargestellt. Steht als Leistung des Verbrennungsmotors nur  $P_{\text{Mot 1}}$  zur Verfügung, so kann die maximale Steigung mit entsprechend niedriger Geschwindigkeit befahren werden und es ist möglich, den Verbrennungsmotor mit dem Fahrtrieb „abzuwürgen“. Zur Klärung dieses Sachverhalts ist im Bild 1b die Verstellcharakteristik der Hydropumpe in den bei-