

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 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 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 betreibbaren 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_{max} erfordert, die bei einer maximalen Druckdifferenz im Fahrtrieb von Δp_{max} erreicht wird.

Mit dieser maximalen Druckdifferenz Δp_{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 Δp_{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?

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

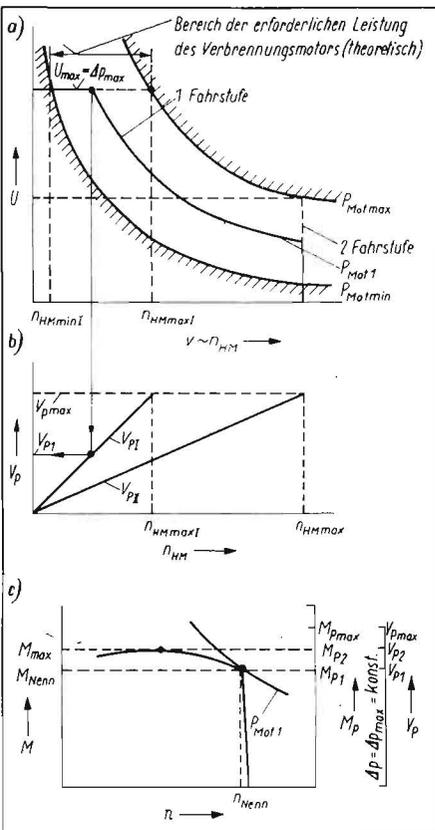
Diese Leistung ist für eine praktische Auslegung zu gering, da damit die Bereiche des besten Wirkungsgrades des Hydromotors abgeschnitten werden. Außerdem sind die Fahrleistungen in beiden Fahrstufen zu gering.

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

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-



- Bild 1. Diagramm zur Ermittlung der Größe des Verbrennungsmotors;
 a) Umfangskraft-Fahrgeschwindigkeits-Diagramm (U-v-Diagramm)
 b) Volumen-Drehzahl-Diagramm (V-n-Diagramm)
 c) Drehmoment-Drehzahl-Diagramm (M-n-Diagramm)

den Fahrstufen dargestellt. Daraus ist zu erkennen, daß bei der maximalen Druckdifferenz Δp_{max} die Hydropumpe nur bis zum Volumen V_{p1} ausgeschwenkt werden darf, um die Leistung P_{Mot1} nicht zu überschreiten. Um eine gute Bedienbarkeit zu gewährleisten, kann demzufolge als Richtwert für die Motorgroße gelten:

$$\frac{P_{eckP}}{P_{Mot}} \approx 1 \dots 2.$$

P_{Mot} ist dabei nur die für den Fahrtrieb benötigte Leistung. Hat der Verbrennungsmotor noch andere Verbraucher anzutreiben, so ist deren Leistung bei der Auslegung ebenfalls zu berücksichtigen. Eine andere Erklärung der Zusammenhänge ist anhand der Motorkennlinie des Verbrennungsmotors möglich (Bild 1c).

Der Motor läuft bei seiner Nenndrehzahl n_{Nenn} auf der Abregelkennlinie. Das von der Hydropumpe aufgenommene Moment M_p ist gemäß der Beziehung

$$M_p = \frac{V_p \Delta p}{2\pi}$$

von der Ausschwenkung der Hydropumpe (V_p) und von der Druckdifferenz Δp abhängig. Wird $\Delta p = \Delta p_{max} = \text{konst.}$ gesetzt, so ergibt sich

$$M_p = K V_p \text{ mit } K = \frac{\Delta p_{max}}{2\pi},$$

und die von der Hydropumpe aufgenommenen Momente können in Abhängigkeit von der Ausschwenkung (V_p) berechnet und in das Diagramm eingetragen werden.

Wird M_p größer als $M_{p1} = M_{Nenn}$, so beginnt die Drehzahlrückung des Verbrennungsmotors. Infolge der Drehmomentüberhöhung der Motorkennlinie ist zwar noch eine Belastung bis M_{p2} (entspricht einer Ausschwenkung bis V_{p2}) möglich, jedoch fällt die Drehzahl des Verbrennungsmotors dabei schon ab.

Wird die Pumpe über V_{p2} hinaus ausgeschwenkt, so wächst das erforderliche Moment über M_{p2} und der Motor wird „abgewürgt“.

Neuerungen und Erfindungen

Verdiente Erfinder aus dem VEB Kombinat Fortschritt Landmaschinen

Zu den im Jahr 1988 mit dem Ehrentitel „Verdienter Erfinder“ ausgezeichneten Fachkollegen gehören Ing. Georg Scholtissek aus dem VEB Erntemaschinen Neustadt und Dipl.-Ing. Jörg-Friedhelm Wolfram aus dem VEB Weimar-Werk. In diesem Beitrag sollen sie sowie einige Beispiele ihrer erfinderischen Leistungen näher vorgestellt werden.



Dipl.-Ing. Jörg-Friedhelm Wolfram (Jahrgang 1944) studierte von 1962 bis 1965 an der Universität Rostock und von 1965 bis 1968 an der Technischen Universität Dresden in der Fachrichtung Maschinenbau. Seit 1968 ist er im VEB Weimar-Werk tätig. Gegenwärtig arbeitet er in der Konstruktionsabteilung als erfahrener Konstrukteur in der Arbeitsgruppe „Dammaufnahme und Absiebung“ an Hackfruchtermaschinen. Dadurch ist er maßgeblich an der Entwicklung und konstruktiven Ausführung der Dammaufnahme- und Absiebelelemente der Kartoffelerntemaschinen E 665, E 682, E 684, E 686 und E 689 beteiligt.

Dipl.-Ing. Wolfram gehört zu den aktivsten Neuerern und Erfindern des Betriebes.

Mit seinen Ideen trägt er in entscheidendem Maß zur Weltmarktfähigkeit der Weimarer Landmaschinen bei.

Von den bisher angemeldeten 18 Erfindungen, bei denen er als Erfinder bzw. Miterfinder beteiligt ist, wurden 10 Patente gemäß § 6 bzw. § 18 des Patentgesetzes bestätigt und 4 Patente nach § 5 bzw. § 17 des Patentgesetzes erteilt.

Der anteilmäßige volkswirtschaftliche Nutzen seiner technischen Lösungen, die hauptsächlich die Leistung und die Qualität der Maschinen verbessern, beträgt rd. 7,1 Millionen Mark.

Um sich über den aktuellen internationalen bzw. nationalen Stand der Technik auf seinem Arbeitsgebiet zu informieren, nutzt Dipl.-Ing. Wolfram die im Betrieb vorhandene Fach- und Patendliteratur bzw. führt umfassende Recherchen in Patentbibliotheken durch.

DD-PS 128 202 Int. Cl. A 01 D 33/00
 Anmeldetag: 8. September 1976

„Aushebe-, Kopier- und Sicherheitseinrichtung für Hackfruchtermaschinen“

Erfinder: Jörg-Friedhelm Wolfram u. a.

Die Erfindung (Bild 1) betrifft eine Einrichtung zum Ausheben, Kopieren und Absichern der Rode- und Sieborgane an Hackfruchtermaschinen – vorzugsweise an Kartoffelerntemaschinen –, die derart am Maschinenhauptrahmen der Erntemaschine angeordnet und mit den Rode- und Sieborganen verbunden ist, daß diese beim Auffahren auf Hindernisse ausweichen können bzw. ausgehoben werden. Am Maschinenhauptrahmen 1 werden Lager 2, 3 zur Aufnahme der Seilrollen 4, 5 vorgesehen. Über die Seilrollen 4, 5 werden jeweils Seile 6, 7 geführt, die in den Lagerpunkten 8, 9 einer am Siebkanal 10 angeordneten Verbindungsachse 11 befestigt sind. Der Siebkanal 10 ist mit Kopiereinrichtungen 12, Rodeorganen 13 und einer Siebkette 14 ausgestattet. Das Seil 6 steht vorzugsweise mit einem Hydraulikzylinder 15 in Verbindung und dient praktisch zur Aushebung der Rodeorgane 13 bzw. des Siebkanals 10, während das Seil 7 als Gewichtsausgleich für einen Siebkanal 10 vorgesehen ist. Die Seilaufhängung des Siebkanals 10 beiderseits der Verbindungsachse 11 ergibt einen ideellen Drehpunkt mittig zum Siebkanal 10. Die Verbindungsachse 11 ist mit zwei Führungsrollen 16, 17 versehen, wobei die Rolle 16 vorzugsweise V-förmig