

Energie- und Arbeitszeitbedarf für gezogene Geräte der Bodenbearbeitung bei unterschiedlicher Schleppermotorauslastung.

Von Alfred Stoppel, Stuttgart-Hohenheim*)

Mitteilung aus dem Sonderforschungsbereich 140 – Landtechnik "Verfahrenstechnik der Körnerfruchtproduktion" der Universität Hohenheim

DK 631.51:65.015:531.6

Die Steigerung der Arbeitsproduktivität ist ein Hauptziel bei der Entwicklung neuer Verfahren der Bodenbearbeitung. Seit einiger Zeit ist die Forderung nach energiesparenden Bodenbearbeitungsverfahren hinzugekommen. In vielen Fällen sind diese beiden Forderungen gleichgerichtet, d.h. arbeitssparende Verfahren der Bodenbearbeitung sind oft auch energiesparend. Eine Möglichkeit, diesen beiden Forderungen gerecht zu werden, liegt im Optimieren der Zuordnung von Schlepper und Gerät. In diesem Zusammenhang ist die Frage von Interesse, wie sich der Arbeitszeit- und Energiebedarf verhalten, wenn ein Bodenbearbeitungsgerät den Schlepper nur zum Teil auslastet. In diesem Beitrag geht es um diese Frage, und zwar in Verbindung mit gezogenen Geräten, die bei maximal möglicher Motordrehzahl gefahren werden.

1. Einleitung

Die Motorleistung der neu zugelassenen Ackerschlepper hat in der Vergangenheit ständig zugenommen. Sie hat sich mit zur Zeit etwa 50 kW (68 PS) gegenüber 1958 etwas mehr als verdreifacht [1]. Die Arbeitsbreiten der Bodenbearbeitungsgeräte sind oft nicht im gleichen Maße gewachsen. Die Gründe hierfür mögen einmal auf der Kostenseite zu suchen oder durch die Vorschriften der StVZO bzgl. der zulässigen Transportbreite bedingt sein. Auch spielt hierbei die hiesige Betriebsstruktur eine wichtige Rolle, für die durchschnittliche Parzellengrößen von etwas mehr als 1 ha charakteristisch sind. Auf solchen Flächen kann man relativ schlecht mit sehr breiten Geräten arbeiten.

Diese Situation führt dazu, daß auch bei den Arbeiten der Bodenbearbeitung oft der Schleppermotor nicht voll ausgelastet ist, d.h. das Verhältnis von abgegebener Motorleistung zur Maximalleistung des Motors ist kleiner als 1.

Nun kann man, wenn die zur Verfügung stehende Motorleistung nicht voll beansprucht wird, den Schleppermotor in verschiedenen Betriebspunkten des Motorkennfeldes fahren, je nachdem, welche Motordrehzahl über den Drehzahlverstellhebel gewählt wird. Bild 1 zeigt einen Teil eines Kennfeldes. Die Punkte A bis C sind Mittelwerte, die sich aus der Auswertung zahlreicher DLG-Prüfberichte [2] ergeben¹⁾. Der dargestellte Kurvenzug stellt in gewisser Weise die Motordrehmomentlinie eines Durchschnittsschleppers dar.

¹⁾ Dem Leiter der DLG-Prüfstelle, Herrn Dipl.-Ing. Freidank und seinem Mitarbeiter, Herrn Dipl.-Ing. Lober, sei auch an dieser Stelle für die Unterstützung bei der Auswertung der DLG-Prüfberichte und für die Ratschläge herzlich gedankt.

Herrn Dipl.-Ing. agr. Winfried Schäfer, wissenschaftlicher Angestellter am Institut für Agrartechnik, sei für die Mithilfe bei der Erstellung dieser Arbeit gedankt.

*) Prof. Dr.-Ing. A. Stoppel ist Inhaber des Lehrstuhls für Verfahrenstechnik in der Pflanzenproduktion am Institut für Agrartechnik der Universität Hohenheim.

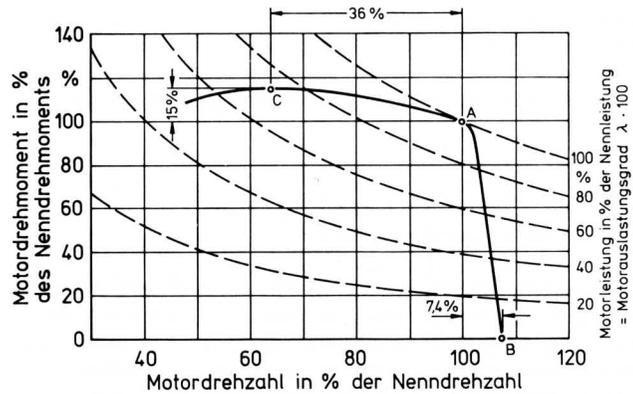


Bild 1. Mittlerer Drehmoment-Verlauf eines Schleppermotors (ermittelt aus den DLG-Prüfberichten).

Bei den Geräten der Bodenbearbeitung sind bezüglich der Lage des Arbeitspunktes im Motorkennfeld verschiedene Gruppen zu unterscheiden. Eine dieser Gerätegruppen bilden diejenigen Bodenbearbeitungsgeräte, die im allgemeinen den Schlepper bis zur vollen Motorleistung auslasten sollten. Sie werden bei Vollausschlag des Drehzahlverstellhebels gefahren. Entsprechend der Belastung des Motors ergeben sich Betriebspunkte auf der Abregellinie AB oder auf der Vollastlinie AC. Zu dieser Gerätegruppe gehören die schweren gezogenen Bodenbearbeitungsgeräte, wie Pflug, Tiefgrubber und Saatbettkombination.

In dieser Arbeit wird nur diese Gerätegruppe der gezogenen Bodenbearbeitungsgeräte behandelt, d.h. es wird unterstellt, daß der Motor immer mit maximal möglicher Motordrehzahl gefahren wird. Diese Annahme ist bei gezogenen Bodenbearbeitungsgeräten dann nicht mehr ganz praxisnah, wenn die Motorauslastung etwa unter 60 % sinkt, da der Fahrer bei einem derartigen Einsatzfall bestrebt sein wird, den nächst höheren Gang zu wählen, um bei reduzierter Motordrehzahl nicht nur eine geringere Geräuschbelastung, sondern in der Regel auch einen niedrigeren Kraftstoffverbrauch zu haben.

Trotzdem soll in den folgenden Ausführungen der Bereich der Betriebspunkte für einen Motorauslastungsgrad zwischen etwa 40 und 100 % bezüglich des Energie- und Arbeitszeitbedarfs untersucht werden. Dabei werden zunächst nur die Betriebspunkte entlang der Abregellinie AB betrachtet. In einer späteren Arbeit soll auf die ebenfalls wichtigen Betriebspunkte entlang der Vollastlinie AC eingegangen werden.

2. Aufgabenstellung

Um die Zusammenhänge zwischen dem flächenbezogenen Arbeitszeit- und Energiebedarf und der Auslastung des Schleppermotors ermitteln zu können, muß man das gesamte System Motor-Getriebe-Laufwerk-Gerät-Boden in die Betrachtungen einbeziehen.

Deswegen müssen nicht nur die Bestimmungsgleichungen für den Arbeitszeitbedarf und den Energiebedarf bekannt sein, sondern auch bestimmte Kennlinien für den Motor, das Getriebe, das Laufwerk und das Gerät. Auf diese mathematischen Zusammenhänge

wird im folgenden Abschnitt eingegangen. Da die Laufwerk- und Gerätekennlinien von der Bodenart, dem Bodenzustand bzw. Gerätetyp abhängen, werden schon im selben Abschnitt die entsprechenden mathematischen Zusammenhänge im Hinblick auf das später durchzurechnende Beispiel für bestimmte Verhältnisse angegeben (mittelschwerer Boden, Stoppelacker, Streichblechpflug, Arbeitstiefe 25 cm).

Die ermittelten Gleichungen sind bezüglich der gesuchten Größen implizit, so daß die Lösung mit einem iterativen Verfahren bestimmt werden muß. Auf diesen speziellen Lösungsweg wird in einem weiteren Abschnitt eingegangen.

Im letzten Abschnitt wird dann beispielhaft ein Ergebnis für den Arbeitszeit- und Energiebedarf in Abhängigkeit vom Motorauslastungsgrad diskutiert. Als Ergänzung hierzu werden auch die entsprechenden Kurven für den Schlupf, die Arbeitsgeschwindigkeit und die Arbeitsbreite des Gerätes in Abhängigkeit vom Auslastungsgrad gebracht.

3. Mathematische Grundlagen

3.1 Arbeitszeit- und Energiebedarf

Die Auslastung des Schleppermotors wird durch den sog. Auslastungsgrad λ erfaßt. Er ist das Verhältnis von abgegebener Motorleistung P_M in kW zur Motornennleistung P_N in kW, (Exakter wäre es, statt der Motornennleistung die in den DLG-Prüfberichten genannte, meist höhere Maximalleistung des Motors zu nehmen. Der Einfachheit halber wird jedoch im folgenden mit der Nennleistung gerechnet):

$$\lambda = P_M / P_N \quad (1)$$

Zur Berechnung des Arbeitszeitbedarfs wird hier nur die Hauptzeit herangezogen:

$$t_e = \frac{10}{b v} \quad (2)$$

mit:

t_e	h/ha	Hauptzeit
b	m	Arbeitsbreite des Gerätes
v	km/h	Arbeitsgeschwindigkeit des Gerätes.

Der Energiebedarf wird in Liter Dieseltreibstoff pro Hektar angegeben und ermittelt aus der Beziehung:

$$E = \frac{\lambda P_N t_e b_e}{1000 \rho_B} \quad (3)$$

darin ist:

E	l/ha	Energiebedarf
b_e	g/kWh	spezifischer Kraftstoffverbrauch
ρ_B	g/cm ³	Dichte des Dieseltreibstoffes (0,835).

Ziel der folgenden Ausführungen ist, die mathematischen Zusammenhänge zwischen der Hauptzeit t_e nach Gl. (2) bzw. dem Energiebedarf E nach Gl. (3) und dem Auslastungsgrad λ nach Gl. (1) zu ermitteln.

3.2 Motor- und Getriebekennlinien

Motorseitig sind für die Lösung des Problems zwei Abhängigkeiten von Interesse: Die Abhängigkeit der Motordrehzahl und des spezifischen Kraftstoffverbrauchs vom Motorauslastungsgrad entlang der Abregellinie AB in Bild 1.

Um zu den entsprechenden Abhängigkeiten zu kommen, wurden die Prüfberichte [2] zahlreicher DLG-geprüfter Schlepper ausgewertet. Das Ergebnis der Auswertung sind die in den beiden Diagrammen von Bild 2 eingetragenen Punkte. Um bei den späteren Rechnungen auch mit mathematischen Gleichungen arbeiten zu können, wurden entsprechende Ausgleichsfunktionen ermittelt.

Die Motordrehzahl n wird beschrieben durch die Nenndrehzahl n_N und die Motordrehzahländerung $\Delta n/n_N$, das ist die auf die Nenndrehzahl bezogene Differenz zwischen der Nenndrehzahl und der Drehzahl für einen Punkt auf der Abregellinie AB. Die Funktion für die Motordrehzahländerung (linkes Diagramm in Bild 2) mußte in zwei Bereiche (I, II) unterteilt werden, um einfache mathematische Ausdrücke für die Ausgleichsfunktion zu erhalten.

Die theoretische Geschwindigkeit v_{th} ergibt sich aus der Nenngeschwindigkeit v_N nach der Beziehung

$$v_{th} = v_N n/n_N = v_N (1 + \Delta n/n_N) \quad (4)$$

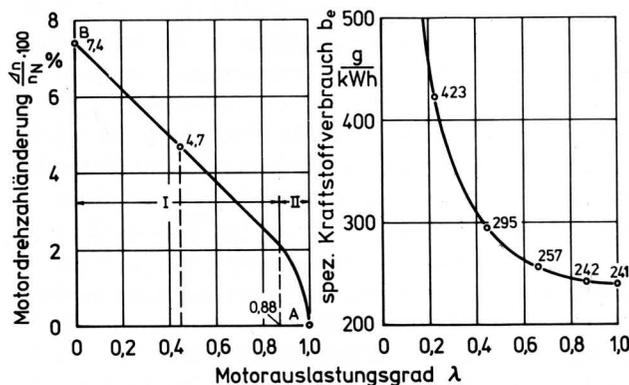


Bild 2. Motordrehzahländerung und spezifischer Kraftstoffverbrauch in Abhängigkeit vom Motorauslastungsgrad entlang der Abregellinie AB in Bild 1 (ermittelt aus den DLG-Prüfberichten).

Setzt man für $\Delta n/n_N$ die Ausgleichsfunktionen für die Bereiche I und II in Bild 2 ein, so erhält man folgende Gleichungen für theoretische Geschwindigkeit als Funktion des Motorauslastungsgrads:

$$(v_{th})_I = (1,074 - 0,06 \lambda)v_N \quad \text{für } 0 \leq \lambda \leq 0,88 \quad (5)$$

$$(v_{th})_{II} = (0,363 + 1,562 \lambda - 0,925 \lambda^2)v_N \quad \text{für } 0,88 \leq \lambda \leq 1 \quad (6)$$

Ist die Nenngeschwindigkeit v_N für einen bestimmten Schleppergang bekannt, so kann man für jeden beliebigen Motorauslastungsgrad die theoretische Fahrgeschwindigkeit berechnen.

Die Ausgleichsfunktion für den spezifischen Kraftstoffverbrauch b_e in Abhängigkeit vom Motorauslastungsgrad entsprechend Bild 2 lautet:

$$b_e = 170,9 + 57,7 \lambda^{-1} - 31,8 \lambda + 43,5 \lambda^2 \quad (7)$$

Um das vorliegende Problem lösen zu können, muß der Wirkungsgrad der Leistungsübertragung für alle Teile, die zwischen dem Motor und den Naben der Antriebsräder liegen, bekannt sein. Er berücksichtigt nicht nur die Verlustleistung des Getriebes, sondern auch die Leerlaufleistung, die zum Betrieb der Nebenantriebe (z.B. Hydraulikpumpe) notwendig ist. Deswegen wurde dieser Wirkungsgrad mit "Getriebe/Nebenantriebe-Wirkungsgrad" η_G bezeichnet.

Dieser Wirkungsgrad η_G muß in Abhängigkeit vom Motorauslastungsgrad bekannt sein. Auch diese Abhängigkeit kann man durch Auswertung von DLG-Prüfberichten [2] erhalten. Das Ergebnis ist in Bild 3 zu sehen, wobei der gestrichelte Teil der Kurve geschätzt wurde. Als Ausgleichsfunktion wurde für diesen Zusammenhang ermittelt:

$$\eta_G = 0,970 + 0,001 \lambda^{-2} - 0,074 \lambda^{-1} - 0,039 \lambda \quad (8)$$

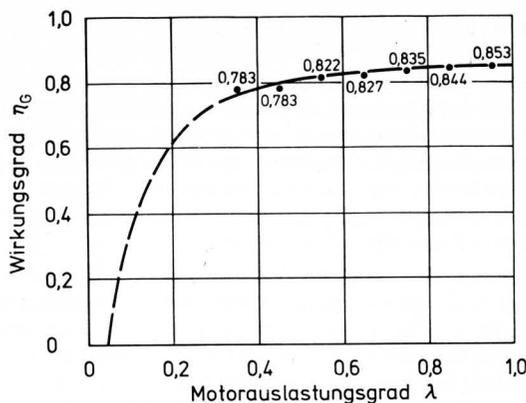


Bild 3. "Getriebe/Nebenantriebe"-Wirkungsgrad zur Berechnung der an der Triebachsnabe verfügbaren Leistung in Abhängigkeit vom Motorauslastungsgrad (ermittelt aus den DLG-Prüfberichten).

3.3 Laufwerkennlinien

Hinsichtlich des Laufwerkes interessieren die Abhängigkeiten zwischen Triebkraftbeiwert κ , Rollwiderstandsbeiwert ρ , Laufwerk-wirkungsgrad η_L und Schlupf σ . Diese Zusammenhänge hängen von verschiedenen weiteren Einflußgrößen ab. Es wurden für das später durchzurechnende Beispiel folgende Annahmen getroffen: Bodenart: sandiger Lehm; Bodenzustand: Stoppelacker.

Um bei den Rechnungen alle nur möglichen Betriebspunkte durchrechnen zu können, auch solche bei sehr hohem Schlupf, wurde eine Gleichung für den Kennlinienverlauf des Triebkraftbeiwertes gesucht, die von 0 bis 100 % Schlupf gilt. Dabei wurde wie folgt vorgegangen:

Der Kennlinienverlauf für den Triebkraftbeiwert wurde bis zu einem Schlupf von 50 % in etwa aus [3] entnommen. Der weitere Kurvenverlauf wurde bis zu Schlupfwerten von etwa 80 % als konstant angenommen. Darüber hinaus soll die Kennlinie für den Triebkraftbeiwert wieder etwas abfallen. Die entsprechende Kurve ist u.a. in Bild 4 dargestellt. Sie wurde mit Hilfe eines Tschebyscheff-Polynoms [4] in folgende mathematische Form gebracht:

$$\kappa = -0,043 + 5,005 \sigma - 21,260 \sigma^2 + 52,955 \sigma^3 - 78,115 \sigma^4 + 62,166 \sigma^5 - 20,372 \sigma^6 \quad (9)$$

Da die Rechnungen auf einem Computer durchgeführt wurden, spielt die Kompliziertheit der Gleichung keine Rolle.

Für den Rollwiderstandsbeiwert wurde eine lineare Abhängigkeit vom Schlupf entsprechend folgender Gleichung unterstellt:

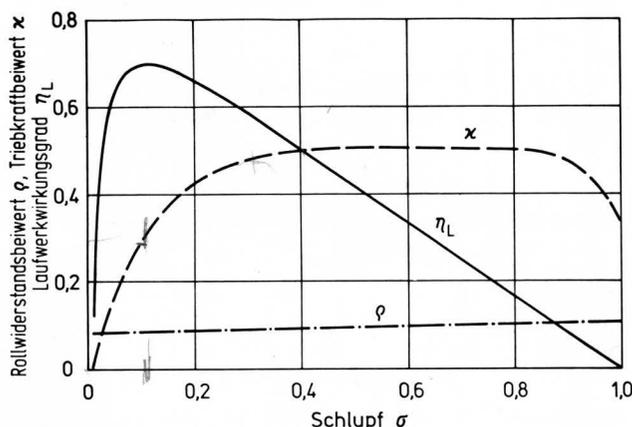


Bild 4. Verwendete Reifenkennlinien (Bodenart: sandiger Lehm, Bodenzustand: Stoppelacker).

$$\rho = 0,082 + 0,026 \sigma \quad (10)$$

Der Laufwerk-wirkungsgrad η_L ergibt sich aus der Gleichung:

$$\eta_L = \frac{\kappa (1 - \sigma)}{\kappa + \rho} \quad (11)$$

In Bild 4 sind die Kurven nach den Gln. (9), (10) und (11) dargestellt. Diese Kurven sollen für den gesamten Schlepper gelten, wobei ein Allrad-schlepper unterstellt wird. Der Einfluß der Massenverteilung bzgl. Vorder- und Hinterachse sei ebenso außer acht gelassen, wie derjenige der Reifenabmessungen (siehe hierzu auch [5]). Diese Vereinfachungen beeinflussen die späteren Ergebnisse nicht in ihrer grundsätzlichen Aussage.

3.4 Geräte-kennlinien

Beim Einsatz des Gerätes mit Regelhydraulik wird ein Teil der Gewichtskräfte auf den Schlepper übertragen, wodurch das Zugkraftverhalten des Schleppers und damit die Schlagkraft verbessert werden. Um diesen Einfluß berücksichtigen zu können, muß der Zusammenhang zwischen der Masse des Bodenbearbeitungsgerätes und seiner Arbeitsbreite bekannt sein. Im folgenden wird mit einem Anbau-Volldrehpflug gerechnet, wobei angenommen wird, daß beim Arbeiten 60 % des Gerätegewichtes auf dem Schlepper abgestützt wird. Die entsprechende Abhängigkeit für die Gerätekräfte F_G in N, die den Schlepper zusätzlich vertikal belasten, lautet [5]:

$$F_G = -126 + 4818 \cdot b \quad (12)$$

Diese Gleichung hat nur Gültigkeit für einen Arbeitsbreitenbereich von 0,3 bis 1,8 m, was bei den späteren Ergebnissen berücksichtigt werden muß.

Um den Pflug im Boden fortbewegen zu können, müssen am Kuppelungs-dreieck Zugkräfte aufgebracht werden. Diese hängen parabolisch von der Arbeitsgeschwindigkeit ab. Es wird, wie oben erwähnt, ein sandiger Lehm-boden angenommen, der in der Regel "mittelschwer" ist, d.h. bei $v = 5$ km/h einen spezifischen Pflug-widerstand von etwa 600 N/dm^2 hat. Geht man davon aus, daß das quadratische Glied der Widerstandsgleichung einen Koeffizienten von 120 hat (siehe [5]), so ergibt sich für eine Arbeitstiefe von 25 cm folgende Widerstandsgleichung, wobei F_Z in N/m errechnet wird:

$$F_Z = 12000 + 120 v^2 \quad (13)$$

4. Lösungsweg

Ausgehend von Gl. (2), sind nunmehr die Arbeitsbreite b und die Arbeitsgeschwindigkeit v zu bestimmen.

Die tatsächliche Geschwindigkeit v ergibt sich aus

$$v = v_{th} (1 - \sigma) \quad (14)$$

wofür die theoretische Fahrgeschwindigkeit v_{th} mit den Gln. (5) bzw. (6) berechnet wird. Der bei einem bestimmten Betriebszustand auftretende Schlupf σ ist vorerst unbekannt. Er kann aus keiner der angegebenen Gleichungen explizit bestimmt werden. Deswegen muß man die Lösung iterativ ermitteln.

Bevor darauf näher eingegangen wird, soll zunächst die Bestimmungsgleichung für die Arbeitsbreite b vorgestellt werden. Diese kann aus der Definitionsgleichung für den Triebkraftbeiwert κ abgeleitet werden:

$$\kappa = \frac{F_Z b}{F_S + F_G} \quad (15)$$

Handwritten notes at the bottom of the page include calculations: 43400 , 30000 , 51180 , and a diagram showing P_{tr} and P_m in a box.

Hierin ist F_S [N] die Gewichtskraft des Schleppers. F_Z und F_G sind über die Gln. (13) bzw. (12) zu berechnen. Bei dem Berechnungsbeispiel des Abschnittes 5 wird ein 60 kW-Schlepper mit einer seiner Masse entsprechenden Gewichtskraft von $F_S = 38000$ N unterstellt. Setzt man diesen Wert in Gl. (15) ein und löst nach der Arbeitsbreite b auf, so erhält man:

$$b = \frac{37874 \kappa}{12000 + 120 v^2 - 4818 \kappa} \quad (16)$$

Sowohl der Triebkraftbeiwert κ als auch die tatsächliche Geschwindigkeit v sind entsprechend den Gln. (9) und (14) vom Schlupf σ abhängig, zu dessen Bestimmung die im folgenden erläuterte Methode angewendet wird.

Der Laufwerkwirkungsgrad η_L ist mit Gl. (11) zu berechnen unter der Voraussetzung, daß κ , ρ und σ bekannt sind. Der Funktionsverlauf von η_L in Abhängigkeit von σ ist in Bild 4 zu sehen. Man kann den Laufwerkwirkungsgrad aber auch in einer anderen mathematischen Form ausdrücken, wenn man von seiner Definition ausgeht: Der Laufwerkwirkungsgrad ist der Quotient aus Zugleistung und Nabenleistung. Unter Verwendung der Gln. (1) und (13) und des Wirkungsgrades $\eta_G = f(\lambda)$ nach Gl. (8) bekommt man folgende Abhängigkeit für den Laufwerkwirkungsgrad:

$$\eta_L' = \frac{(12000 + 120 v^2) b v}{3600 P_N \lambda \eta_G} \quad (17)$$

Auch diese Funktion kann man in Abhängigkeit von σ darstellen, wenn man bestimmte Werte für die Nennleistung P_N , den Auslastungsgrad λ und die Nenngeschwindigkeit v_N vorgibt. Die entsprechende Funktion $\eta_L' = f(\sigma)$ für $P_N = 60$ kW, $\lambda = 0,8$ und $v_N = 7$ km/h ist in Bild 5 zusammen mit der η_L -Kurve nach Gl. (11) dargestellt.

Man erkennt den unterschiedlichen Verlauf der Kurven. Der gesuchte σ -Wert für die unterstellten Bedingungen muß für beide Kurven gelten, kann mithin nur der σ -Wert des Schnittpunktes sein, im Beispiel des Bildes 5 der Wert $\sigma = 0,165$. Da man die verwendeten Gleichungen wegen ihrer Kompliziertheit nicht nach diesem σ -Wert auflösen kann, muß man ihn mit Hilfe eines iterativen Verfahrens auf einem Rechner ermitteln.

Mit dem auf diese Weise ermittelten σ -Wert kann man über Gl. (14) die tatsächliche Geschwindigkeit v und mit Gl. (16) die Arbeitsbreite b errechnen. Es ergeben sich für das gewählte Beispiel die Werte: $v = 6,0$ km/h, $b = 1,03$ m. Damit kann man für dieses Beispiel auch den Arbeitszeitbedarf und den Energiebedarf nach den Gln. (2) und (3) bestimmen: $t_e = 1,62$ h/ha, $E = 22,89$ l/ha.

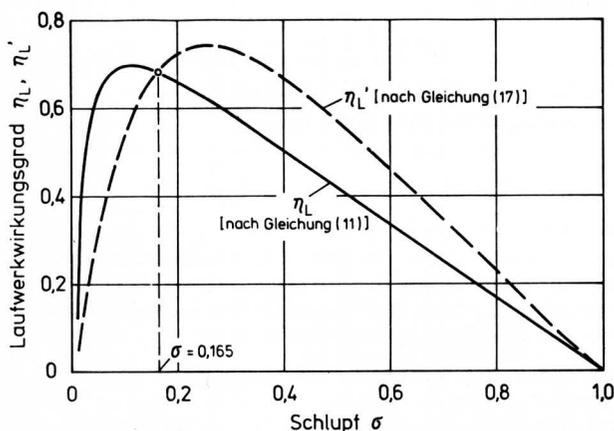


Bild 5. Bestimmung des Schlupfes für einen vorgegebenen Motorauslastungsgrad als Wert im Schnittpunkt der Kurven $\eta_L = f(\sigma)$ und $\eta_L' = f(\sigma)$ ($P_N = 60$ kW; $\lambda = 0,8$; $v_N = 7$ km/h).

5. Ergebnisse

Die folgenden Ergebnisse gelten für das in den obigen Ausführungen näher beschriebene Beispiel, wobei nur ein Schlepperparameter variiert wurde: die Masse. Die berechneten Kurven gelten zum einen für den 60 kW-Allradsschlepper ohne Ballast (3800 kg) und zum anderen für den mit 1000 kg Zusatzmasse ballastierten 60 kW-Allradsschlepper (4800 kg). Auf diese Weise kann man den Einfluß dieses Parameters deutlich machen.

Weitere Einflußgrößen (z.B. Nenngeschwindigkeit, Bodenart, Bodenzustand usw.), die aufgrund des vorliegenden Rechenprogrammes sofort untersucht werden können, bleiben in den folgenden Ausführungen unberücksichtigt, da das Hauptziel dieser Arbeit die Darstellung der Berechnungsmethode ist.

Bild 6 zeigt den Schlupf, der nach der in Bild 5 dargestellten Methode errechnet wurde, in Abhängigkeit vom Motorauslastungsgrad. Mit zunehmendem Auslastungsgrad nimmt der Schlupf zu. Dabei hat der Schlepper ohne Ballast die größeren Schlupfwerte. Die Kurven beginnen bei einem λ -Wert, der sich bei einer Arbeitsbreite des Gerätes von 0,3 m ergibt.

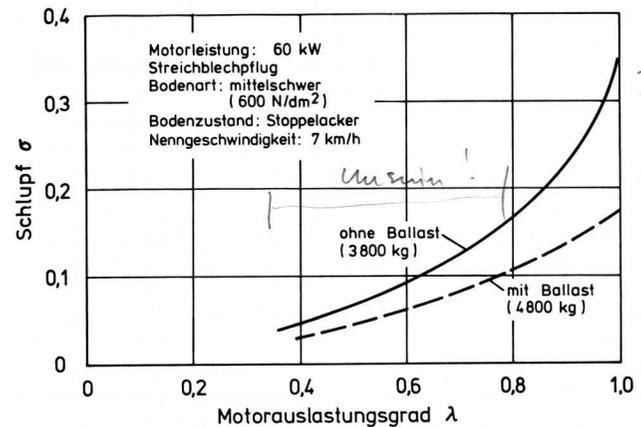


Bild 6. Schlupf in Abhängigkeit vom Motorauslastungsgrad für Schlepper unterschiedlicher Masse.

Die Arbeitsgeschwindigkeit v in Abhängigkeit von λ wird nach Gl. (14) errechnet. Entsprechend den Kurvenverläufen in Bild 6 und den Gln. (5) und (6) nimmt die tatsächliche Geschwindigkeit (Arbeitsgeschwindigkeit) mit dem Auslastungsgrad ab, beim Schlepper ohne Ballast stärker als beim Schlepper mit Ballast, wie aus Bild 7 hervorgeht. In diesem Bild ist außer der Geschwindigkeit die für den jeweiligen Auslastungsgrad erforderliche Arbeitsbreite des Gerätes dargestellt. Man erkennt, daß der Schlepper mit

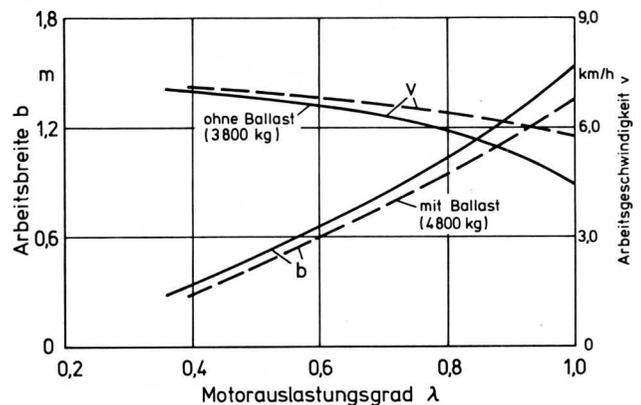


Bild 7. Arbeitsbreite und Arbeitsgeschwindigkeit in Abhängigkeit vom Motorauslastungsgrad (Daten siehe Bild 6) für Schlepper unterschiedlicher Masse.

ger nicht optimal sondern v_N vorgegeben!

Ballast bei einem bestimmten Auslastungsgrad ein weniger breites Gerät zu ziehen braucht als der Schlepper ohne Ballast, dafür aber schneller fährt.

An dieser Stelle soll noch darauf hingewiesen werden, daß nach Festlegung der Kennlinien für das System "Schlepper-Gerät-Boden" – Gl. (5), (6), (8), (9), (10), (12), (13) – ein bestimmter Schlepper (z.B. 60 kW, 3800 kg), der in einem bestimmten Gang (z.B. $v_N = 7$ km/h) auf der Abregellinie bei Nenndrehzahl gefahren wird, eine entsprechend Bild 7 feste Zuordnung von Arbeitsbreite des Gerätes und Arbeitsgeschwindigkeit hat. Gibt man also einen bestimmten Motorauslastungsgrad vor, so kann man diesen nur bei einer ganz bestimmten Arbeitsbreite einhalten, die ihrerseits eine ganz bestimmte Arbeitsgeschwindigkeit festlegt. Nur eine der drei Größen λ , b und v kann man unter diesen Bedingungen frei wählen, die beiden anderen stellen sich ein.

Errechnet man den Arbeitszeitbedarf nach Gl. (2) mit den Werten der Kurven in Bild 7 und trägt man die Werte über dem Motorauslastungsgrad λ auf, so erhält man Bild 8. Der Arbeitszeitbedarf nimmt mit zunehmender Motorauslastung ab. Dabei kann man bei dem Schlepper ohne Ballast feststellen, daß die Kurve oberhalb $\lambda = 0,8$ einen nahezu konstanten Wert annimmt. Es gibt andere Verhältnisse (z.B. schwerer Boden, größere Arbeitstiefe, geringeres Leistungsgewicht u.ä.), bei denen die Kurve ein ausgeprägtes Minimum bei einem Wert $\lambda < 1$ hat, um dann wieder anzusteigen. Zu einem tendenzmäßig ähnlichen Ergebnis kommt man, wenn bei sonst gleichen Verhältnissen ein langsamerer Gang gewählt wird, z.B. mit einer Nenngeschwindigkeit von $v_N = 5$ km/h, was aber hier nicht weiter vertieft werden soll. Daraus ist zu folgern, daß die Annahme, das System "Schlepper-Gerät" habe immer bei voller Motorauslastung die höchste Schlagkraft, nicht uneingeschränkt gültig ist. Der Grund liegt in der starken Zunahme des Schlupfes mit zunehmender Motorauslastung.

Interessanterweise hat der Schlepper mit Ballast im Bereich $\lambda < 0,8$ trotz geringen Schlupfes einen größeren Arbeitszeitbedarf als der Schlepper ohne Ballast. Der Grund ist in dem infolge des höheren Gewichtes größeren Rollwiderstand zu suchen. Bei $\lambda = 1$ ist der Arbeitszeitbedarf des Schleppers mit Ballast um 11 % geringer.

Errechnet man den Energiebedarf nach Gl. (3) mit Hilfe von Gl. (7) und den Werten aus Bild 8, so erhält man die Kurven von Bild 9. Die Zuordnung der beiden Kurven zueinander ist ähnlich wie die in Bild 8. Man erkennt aber deutlich, daß der Kurvenverlauf für den Schlepper ohne Ballast im Bereich $0,8 < \lambda < 0,9$ ein Minimum hat, was bei der entsprechenden Arbeitszeitkurve in Bild 8 nicht der Fall war. Daraus kann man folgern, daß der λ -Wert, bei dem der Arbeitszeitbedarf am geringsten ist, nicht identisch zu sein braucht mit dem λ -Wert, bei dem der Energiebedarf ein Minimum hat.

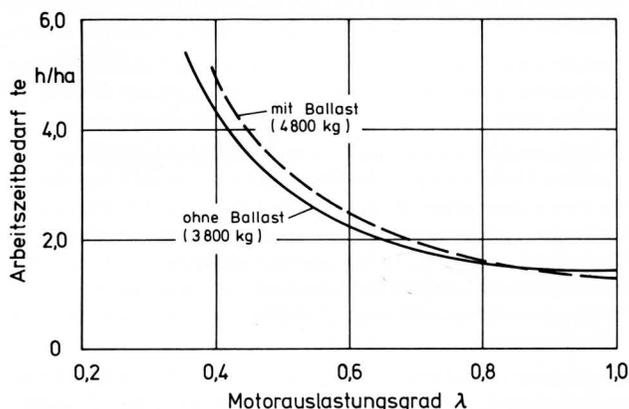


Bild 8. Arbeitszeitbedarf in Abhängigkeit vom Motorauslastungsgrad (Daten siehe Bild 6) für Schlepper unterschiedlicher Masse.

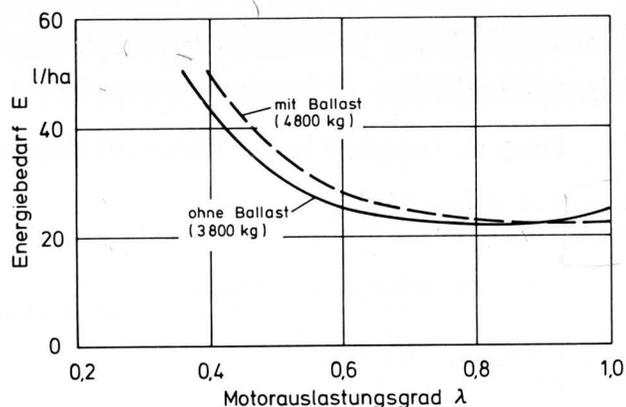


Bild 9. Energiebedarf in Abhängigkeit vom Motorauslastungsgrad (Daten siehe Bild 6) für Schlepper unterschiedlicher Masse.

6. Zusammenfassung

Die vorliegenden Ausführungen zeigen, wie man für unterschiedliche Grade der Motorauslastung den Arbeitszeit- und Energiebedarf gezogener Bodenbearbeitungsgeräte bestimmen kann. Dafür müssen die Kennlinien des gesamten Systems "Schlepper-Gerät-Boden" erstellt und zueinander in Beziehung gebracht werden.

Die Untersuchungen wurden hier begrenzt auf die Betriebspunkte der sogenannten Abregellinie bei Motornenndrehzahl. Die aufgezeigte Methode kann aber auch für andere Betriebspunkte des Motorkennfeldes angewendet werden, sobald die diesbezüglichen Motorkennlinien erstellt sind.

Die Ergebnisse für den Arbeitszeit- und Energiebedarf zeigen, daß die Minimalwerte nicht bei voller Motorauslastung aufzutreten brauchen. Auch liegen die Minimalwerte für den Arbeitszeit- und Energiebedarf nicht zwangsläufig bei gleichen Werten des Motorauslastungsgrades.

Die Ergebnisse der Rechnung lassen sich sehr stark durch die Schlepper-, Geräte- und Bodenparameter beeinflussen, worauf in dieser Arbeit nicht näher eingegangen wurde. Es wurde nur der Einfluß der Schleppermasse behandelt.

Mit dieser Arbeit sollte in erster Linie der Weg zur Berechnung des Arbeitszeit- und Energiebedarfs gezogener Bodenbearbeitungsgeräte in Abhängigkeit vom Motorauslastungsgrad vorgestellt werden. Das durchgerechnete Beispiel ist mehr oder weniger willkürlich gewählt worden.

Schrifttum

Bücher sind durch • gekennzeichnet

- [1] Söhne, W.: Entwicklungstendenzen und -möglichkeiten bei Allradschleppern. Landtechnik Bd. 35 (1980) Nr. 4, S. 156/61.
- [2] DLG-Schlepper-Prüfberichte über Technische Untersuchungen nach dem O.E.C.D. Standard Code. Deutsche Landwirtschafts-Gesellschaft eV, Zimmerweg 16, 6000 Frankfurt/a.M.-1.
- [3] Rosegger, S. u. F.P. Sörgel: Ermittlung von technischen und arbeitswirtschaftlichen Planungsdaten für die pflanzliche Produktion. Landbauforschung Völknerode, Sonderheft 32 (1976).
- [4] Programmsammlung für Hewlett-Packard-Rechner HP 9821 A, 1972.
- [5] Stoppel, A.: Eine Methode zur Beurteilung von Bodenbearbeitungsverfahren im Hinblick auf die Schlagkraft. Grundl. Landtechnik Bd. 27 (1977) Nr. 4, S. 108/14.