

Der Einachsschlepper - Leistungsmasse und Verwendungszweck

Mit zunehmender Mechanisierung der Forstwirtschaft steigt die Nachfrage nach einem geeigneten Zugmittel, das die leichten Zugarbeiten übernimmt, und das schmal genug ist, um im Bestand und innerhalb der Reihen fahren zu können. Ob nun der Einachsschlepper die Maschine ist, die das Pferd auch von den letzten Arbeiten verdrängt, sei dahingestellt; jedenfalls ist der Einachsschlepper mit einer Leistung zwischen 3 und 8 PS in der Lage, diese Zugarbeiten durchzuführen, und er kann auch schmal und wendig genug gehalten werden, um in dieser Hinsicht nicht hinter dem Pferd zurückzustehen.

Darüber hinaus sind die Verwendungsmöglichkeiten des Einachsschleppers noch vielseitiger, weil er eine Energiequelle für mechanische Energie darstellt. Sie wird als Drehmoment vom Motor abgenommen und dient zur Erzeugung von Elektroenergie und zum Antrieb rotierender Werkzeuge oder sonstiger Arbeitsmaschinen.

Es ergeben sich damit für die Verwendung des Einachsschleppers folgende drei Möglichkeiten:

1. als stationäre Energiequelle, wobei das Fahrwerk des Einachsschleppers nur zum Transport der Energiequelle zum Einsatzort dient. Ein tragbarer bzw. ein auf Rädern rollender Motor erfüllt denselben Zweck, z. B. Pflanzlochbohrer (Bild 1);
2. als fahrbare Energiequelle, wobei der Einachsschlepper neben dem Antrieb für rotierende Arbeitsorgane auch noch eine geringe Zug- oder Schubkraft aufbringen muß, z. B. Motorfräse oder Motormäher (Bild 2);
3. als reines Zugmittel, z. B. beim Holzrücken (Bild 3).

Die Verwendung des Einachsschleppers als Zugmittel bedingt seine konstruktive Gestaltung, seine Leistung und seine Masse. Auf diese Zusammenhänge soll im folgenden etwas näher eingegangen werden.

Der Motor des Einachsschleppers erzeugt entsprechend seiner Leistung und der Getriebeübersetzung ein Drehmoment an den Radachsen, das am Radumfang als Radumfangskraft U verfügbar wird. Diese Kraft U läßt sich berechnen nach der Gleichung

$$U = 270 \cdot \eta_G \cdot N \cdot \frac{1}{v} \quad (1)$$

Darin bedeuten:

N Motorleistung in PS

η_G Getriebewirkungsgrad (im folgenden mit 0,8 = konst. angenommen)

v Radumfangsgeschwindigkeit in km/h.

Um diese am Radumfang verfügbare Kraft als Zugkraft nutzbar zu machen, muß die Kraftübertragung vom Radumfang auf den Erdboden durch Kraftschluß erfolgen, d. h., es wird die Reibung zwischen Rad und Erdboden zur Kraftübertragung ausgenutzt. Die bei einer Reibpaarung übertragbare Kraft ist proportional dem Druck zwischen beiden Körpern. Der Proportionalitätsfaktor ist der Kraftschlußbeiwert μ , der für diesen Fall vom Zustand des Bodens, der Bodenart, dem Feuchtigkeitsgehalt und vom Reifen (Reifenprofil, Größe, Luftdruck) sowie vom Schlupf abhängig ist. Seine Größe kann zwischen 0 und 0,85 schwanken. Der Druck, der zwischen Reifen und Erdboden herrscht, ist gleich der Masse G , die auf den Triebrädern lastet. Diese Radlast setzt sich aus der statischen Belastung G_S , das ist die Schleppereigenlast, und der dynamischen Last, die durch die Zugkraft hervorgerufen wird und positiv oder negativ sein kann, zusammen. Für einen Einachsschlepper ist bei günstiger Wahl

des Zugpunktes der Einfluß der dynamischen Last auf die Triebbelastung gering, so daß im folgenden mit $G = G_S$ gerechnet werden kann.

Durch die Masse G ist die maximal auf den Boden übertragbare Kraft U bedingt nach der Gleichung

$$U = \mu \cdot G \quad (2)$$

Aus Gleichung (1) und (2) folgt [1]

$$\frac{G}{N} = \frac{270 \cdot \eta_G}{\mu \cdot v} \quad (3)$$

Der Quotient $\frac{G}{N}$ mit der Dimension $\frac{\text{kg}}{\text{PS}}$ wird Leistungsgewicht genannt und ist eine allgemein übliche Kenngröße für Schlepper. Streng genommen ist die Leistungsmasse der Kehrwert einer Geschwindig-

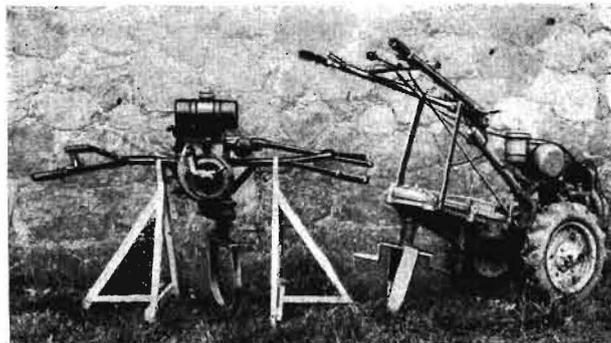


Bild 1. Tragbarer und Anbaupflanzlochbohrer

keit: Statt 50 kg/PS müßte man richtiger 0,66 s/m sagen, denn 1 PS sind 75 kpm/s, und

$$50 \frac{\text{kg}}{\text{PS}} = \frac{50 \text{ kg s}}{75 \text{ kpm}} = 0,66 \text{ s/m}$$

Im allgemeinen ist es vorteilhaft, für Kennwerte dimensionslose Größen zu verwenden. Wenn man die Leistungsmasse mit der Radumfangsgeschwindigkeit des jeweiligen Ganges multipliziert, so erhält man eine solche dimensionslose Größe, die man als Masseausnutzungskennzahl bezeichnen kann.

Also:

$$\frac{G}{N} \cdot v = \frac{270 \cdot \eta_G}{\mu} \quad (4)$$

Bei der Beurteilung eines Schleppers nach Leistung und Masse gibt es drei Möglichkeiten:

1. Genügt ein Schlepper dieser Gleichung (4), so nutzt er seine volle Motorleistung und seine volle Eigenlast zur Kraftübertragung aus. Dies stellt den Idealfall dar.
2. Ist das Produkt aus Leistungsmasse und Radumfangsgeschwindigkeit größer als die rechte Seite der Gleichung, so nutzt der Schlepper nur einen Teil seiner Eigenlast aus, die übrige Masse wird unnützlich mitgeschleppt, erhöht den Rollwiderstand und mindert damit die Zugkraft.



Bild 2
Motormäher



Bild 3
Einachsschlepper
beim Holzrücken

3. Ist das Produkt kleiner als die rechte Seite der Gleichung, so kann nicht die volle Motorleistung ausgenutzt werden.

Der Idealfall läßt sich schon deshalb nicht generell verwirklichen, weil der Kraftschlußbeiwert nicht konstant bleibt. Es wird darum immer ein Kompromiß notwendig sein; entweder die Motorleistung oder die Masse wird voll ausgenutzt. Da die Motoren größtenteils einen wirtschaftlichen Teillastbereich haben, ist es zweckmäßig, die volle Masse auszunutzen, d. h. die Schleppereigenlast so zu wählen, daß die Masseausnutzungskennzahl $\frac{G}{N} \cdot v$ kleiner wird als die rechte Seite der Gleichung (4). Kleiner als ungefähr 270 sollte sie aber nicht sein, damit man bei günstigstenfalls 0,8 betragenden Kraftschlußbeiwert den Idealfall erreicht.

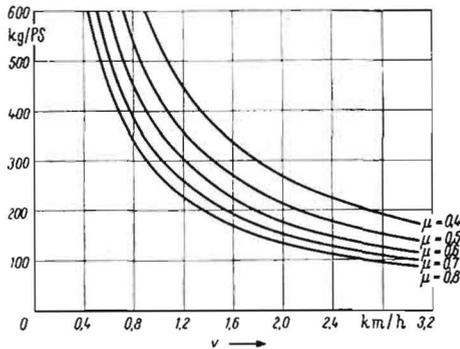


Bild 4. Erforderliche Leistungsmasse als Funktion der Geschwindigkeit für verschiedene Werte des Kraftschlußbeiwertes

Die Masseausnutzungskennzahl eines Schleppers ist natürlich für jeden Gang anders. Wollte man sie konstant halten, so müßte der Schlepper für jeden Gang eine andere Eigenlast haben, und zwar müßte er um so schwerer sein, je langsamer die Radumfangsgeschwindigkeit ist. Dies geht deutlich aus Bild 4, der grafischen Darstellung der Gleichung (3), hervor. Die Eigenlast in solchem Umfang zu ändern ist technisch nicht möglich, deshalb wird die Masse des Schleppers auf einen Gang, meistens auf den ersten oder den zweiten Gang, abgestimmt. In den schnelleren Gängen hat der Schlepper dann höhere Masseausnutzungskennzahlen, was natürlich unwirtschaftlich, aber nicht zu vermeiden ist. Oft haben die Schlepper auch noch einen Kriechgang, für den die Masseausnutzungskennzahl weit unter 270 liegt. Diese Gänge sind dann aber nicht für Zugleistungen ausgelegt.

Beim Einachsschlepper bestehen diese Schwierigkeiten der Masseabstimmung für die Gänge nicht, weil die Arbeitsgeschwindigkeit des Einachsschleppers von vornherein festliegt. Mit Rücksicht auf die nötige Bedienung des Einachsschleppers durch den hinter- oder nebenhergehenden Fahrer sollte die Arbeitsgeschwindigkeit des Einachsschleppers bei 2 km/h liegen. Berücksichtigt man den zur günstiger Kraftübertragung notwendigen Schlupf von 20%, so beträgt die Radumfangsgeschwindigkeit 2,5 km/h. Bei den folgenden Betrachtungen ist deshalb stets eine Radumfangsgeschwindigkeit von 2,5 km/h zugrunde gelegt.

Unter der Voraussetzung, daß die Randbedingung (2) erfüllt ist, kann die nach Gleichung (1) am Radumfang verfügbare Kraft ganz auf den Boden übertragen werden. Als Zugkraft kann sie jedoch nicht ganz nutzbar gemacht werden, weil der Einachsschlepper zur eigenen Fortbewegung den Rollwiderstand W_r überwinden muß. Der Rollwiderstand ist also von der Kraft U abzuziehen. Die als Zugkraft verfügbare Kraft Z ist dann

$$Z = U - W_r \quad (5)$$

Es ist $W_r = f \cdot G$, wobei G die Radbelastung und f der Rollwiderstandsbeiwert ist. Für luftbereifte Schlepper beträgt f auf Ackerböden im Mittel 8% [2]. Nach Gleichung (2) ist $G = U/\mu$. Dies in (3) und (5) eingesetzt, ergibt

$$Z = U \left(1 - \frac{f}{\mu}\right)$$

$$Z = 270 \cdot \eta_G \cdot \frac{N}{v} \left(1 - \frac{f}{\mu}\right) \quad (6)$$

In Bild 5 sind die Gleichungen (3) und (6) für v konst. = 2,5 km/h grafisch dargestellt. Im linken Teil des Diagramms ist die Zugkraft Z über dem Verhältnis $(1 - f/\mu)$ für verschiedene Leistungen N als Parameter aufgetragen.

Im rechten Teil ist die Leistungsmasse und das Verhältnis $(1 - f/\mu)$ über μ für verschiedene Größen des Rollwiderstandsbeiwerts f als Parameter aufgetragen.

Die Auswertung dieses Diagramms ist folgendermaßen: Der Kraftschlußbeiwert sei nicht genau bekannt, er kann nur für einen Bereich, z. B. zwischen 0,25 und 0,5 angegeben werden. Ebenfalls schwänke der Rollwiderstandsbeiwert zwischen 8% und 12%. Der rechte Teil des Diagramms liefert dafür den Bereich, zwischen dem der Wert $(1 - f/\mu)$ schwänkt, nämlich zwischen 0,52 und 0,84. Wird nun eine Zugkraft von z. B. 180 kp gefordert, so kann man aus dem linken Teil des Diagramms entnehmen, daß dafür eine Motorleistung von 2,6 bis 4 PS erforderlich ist.

Messungen über den Zugkraftbedarf einiger forstlicher Geräte ergaben folgende Werte:

Seilausziehen zum Holzrücken mit der Winde SW 02	bis 90 kp
Kurzholzrücken in Bündeln (Bild 3)	bis 100 kp
Verschulen mit dem Verschulpflug	bis 100 kp
Verschulen mit dem Rillengerät	bis 110 kp
Wurzelschnittflug	bis 150 kp
Pflanzenanshebepflug	bis 180 kp

} einreihig

Es ist zu ersehen, daß der Zugkraftbedarf bei vielen forstlichen Arbeiten in der Größenordnung unter 180 kp liegt. Wie Bild 5 zeigt, reicht für diese Arbeiten auch unter ungünstigen Bedingungen des Kraftschluß- und Rollwiderstandsbeiwertes ein Einachsschlepper mit 4 PS Motorleistung aus. Ein solcher Einachsschlepper brauchte nur einen Gang mit der Geschwindigkeit 2,5 km/h zu haben, Differential und Lenkbremsen sind nicht nötig, Triebbradkupplungen aber zweckmäßig [3]. Größere Einachsschlepper mit Motorleistungen um 10 PS sind dagegen ohne diese Einrichtungen auf Grund ihres entsprechend

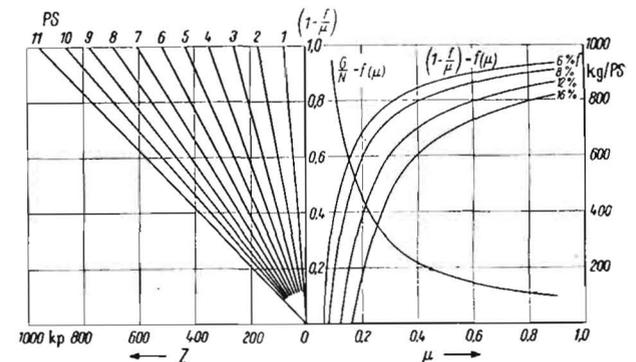


Bild 5. Bestimmung der erforderlichen Motorleistung und der Eigenlast eines Einachsschleppers für eine Geschwindigkeit von 2,5 km/h nach einer geforderten Zugkraft unter Berücksichtigung der Schwankungen des Kraftschluß- und Rollwiderstandsbeiwertes

größeren Gewichts von einem Menschen gar nicht mehr zu regieren. Der konstruktive Aufwand und damit auch die Kosten für die großen Einachsschlepper steigen unverhältnismäßig an. Diese Einachsschlepper haben nicht selten acht Gänge, und es taucht die Frage auf, warum man hier nicht einen Vierradschlepper mit einer vielleicht um einige PS höheren Leistung, dafür aber geringeren arbeitsphysiologischen Belastung für den Menschen konstruiert und einsetzt.

In Tabelle 1 sind die in diesem Zusammenhang interessierenden Daten einiger bekannter Einachsschlepper- und Vierradschleppertypen nach Prospektangaben gegenübergestellt.

Ein Vergleich der Leistungsmassen und noch mehr der Masseausnutzungskennzahlen der Einachsschlepper mit denselben Daten der Vierradschlepper zeigt, daß die Einachsschlepper für ihre Motorleistung allesamt zu leicht sind. Dasselbe sagt auch Bild 4 aus. Gerade die Einachsschlepper, die für kleinere Geschwindigkeiten als die Vierradschlepper ausgelegt sind, müßten eine größere Leistungsmasse haben. Die Forderung nach einer kleinen Leistungsmasse resultiert aus den Bodendruckschäden, die die großen Vierradschlepper verursachen. Für Bodendruckschäden ist aber vor allem die absolute Eigenlast eines Schleppers verantwortlich, und diese ist auch bei einem Einachsschlepper mit großer Leistungsmasse immer noch so klein, daß bei entsprechender Bereifung Bodendruckschäden nicht auftreten können.

Auf Grund seiner geringen Eigenlast kann z. B. der ES 19 selbst bei günstigsten Bedingungen des Kraftschlußbeiwertes im I. Gang nur 2,3 PS auf den Erdboden übertragen, im II. Gang nur 5,3 PS. Seine volle Motorleistung von 9,5 PS überträgt der ES 19 erst im IV. Gang, der mit 12 km/h aber als Straßengang für Anhängerbetrieb gedacht ist.

Tabelle 1. Gegenüberstellung der für die Beurteilung von Motorleistung und Eigenart charakteristischen Daten einiger Einachs- und Vierradschlepper. (Nach Prospektangaben)

Einachs- schlepper Typ:	Motor- leistung [PS]	Masse [kg]	Leistungs- masse [kg/PS]	Geschwindigkeit im Gang					Masse- ausnutzungskennzahl im Gang					
				I	II	III	IV	V	I	II	III	IV	V	
Bungartz H 3 N	4	105	26	3	—	—	—	—	—	78	—	—	—	—
Hako	4	160	40	4	7	—	—	—	—	160	280	—	—	—
Bungartz H 4	5	120	24	1,3	4	5	15	—	—	31	96	120	360	—
IFA 20	6	175	29	1,2	2,4	—	—	—	—	35	70	—	—	—
AM 53	8	285	36	3	5	11	18	—	—	108	180	390	640	—
Bucher KT 10 D	9	520	58	2,7	4,6	7,8	13,5	—	—	155	270	450	780	—
ES 19	9,5	410	43	1,5	3,5	5	12	—	—	65	151	216	518	—
Bungartz U 1 D	12	490	41	1,8	3,2	7,1	12,5	—	—	73	130	290	510	—
Vierrad- schlepper Typ: RS 09	18	1070	60	0,9	1,3	2,1	3,3	—	—	54	77	126	200	—
				4	6	9,2	15	—	—	240	356	550	900	—
Fendt F 28 P	28	1570	56	3,5	5,5	8	11,5	20	—	195	310	450	640	1120
IFA Pionier	40	3300	83	3,8	5	6	9,5	17,5	—	314	410	495	785	1450

Zusammenfassung

In der vorliegenden Abhandlung sind an Hand einiger Verwendungsmöglichkeiten des Einachsschleppers in der Forstwirtschaft und den dazu benötigten Zugkräften die fahrmechanischen Eigenschaften des

Einachsschleppers untersucht worden. Die Betrachtungen erstrecken sich nur auf den als Zugmittel verwendeten Einachsschlepper und auf die Radumfangsgeschwindigkeit 2,5 km/h. Bei der Verwendung des Einachsschleppers für andere Zwecke und andere Geschwindigkeiten kommt man selbstverständlich zu anderen Ergebnissen. Die hier für die Geschwindigkeit gemachte Voraussetzung resultiert aus den Forderungen der Praxis.

Ausgehend von den in der Praxis benötigten Zugkräften läßt sich für die Radumfangsgeschwindigkeit 2,5 km/h aus Bild 5 der Bereich der Motorleistung und die Leistungsmasse eines Einachsschleppers auch für veränderlichen Kraftschlußbeiwert ablesen. Wie die Untersuchungen gezeigt haben, reicht ein Einachsschlepper in der Leistungsklasse zwischen 3 und 5 PS für viele forstliche Zugarbeiten aus. Ein solcher kleiner Einachsschlepper brauchte für die Zugleistungen nur eine Geschwindigkeitsstufe zu besitzen und seine Leistungsmasse könnte auf diese Geschwindigkeit abgestimmt sein. Man könnte noch weiter gehen und diesen Schlepper sogar als Einradschlepper ausbilden, wodurch seine Wendigkeit und das Arbeiten zwischen den Pflanzenreihen noch mehr verbessert würde. Dieser leichte Einachs- bzw. Einradschlepper wäre zu den vorhandenen Schlepperklassen eine sinnvolle Ergänzung nach unten und könnte mit dazu beitragen, unseren Werktätigen in der Land- und Forstwirtschaft die Arbeit zu erleichtern.

Literatur

- [1] SCHILLING, E.: Das Gewicht des Ackerschleppers. Landtechnische Forschung (1955) H. 4, S. 97.
- [2] JANTE, A.: Über Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen. VEB Verlag Technik, Berlin 1956.
- [3] Einachsschlepper. Landtechnische Informationen (1955) H. 1, S. 13. A 3758

Dipl.-Ing. R. SOUCEK, Dresden*)

Messung der Fahrtriebs- und der Dreschtrummelleistung am Mährescher E 173

Für die Konstruktion und Weiterentwicklung der Landmaschinen ist die genaue Kenntnis der Belastungen, denen sie im praktischen Einsatz ausgesetzt sind, unerlässlich. An selbstfahrenden Mähreschern treten am Fahrwerks- und Dreschtrummelantrieb starke Belastungsschwankungen auf, deren Kenntnis für die Gestaltung der Bauteile und den späteren Einsatz der Maschine wichtig ist. Am Institut für Landmaschinentechnik der TH Dresden wurden die Beanspruchungen dieser beiden Antriebe am Mährescher E 173 des VEB Mährescherwerk Weimar gemessen. Die Ergebnisse dieser Untersuchungen sind anschließend dargelegt [1].

Messungen an Landmaschinen werden allgemein mit folgendem Ziel durchgeführt:

a) In der Hauptsache sollen Unterlagen für den Konstrukteur über die dynamische Beanspruchung der einzelnen Teile und Baugruppen gewonnen werden. Bei einer Vielzahl stark schwankender Größen, die die Beanspruchung beeinflussen, sind Meßergebnisse die Grundlage für eine richtige Dimensionierung der Teile. Man schützt sich einerseits vor einer Überdimensionierung und gelangt zu einem, dem Kraftfluß entsprechenden wirtschaftlichen Materialeinsatz. Andererseits müssen Unterdimensionierungen bereits bei der Erprobung erkannt werden, damit die Serienmaschinen nicht während der Kampagne infolge Dauerbruchs ausfallen.

b) Bei Großmaschinen soll außerdem eine Aussage über die Verteilung der Energie des zentralen Antriebsmotors getroffen werden. Beim Mährescher wird für das Fahren und Dreschen der größte Teil dieser Energie benötigt. Vorwiegend diese Energieverbraucher bestimmen die Stärke der Antriebsquelle bzw. lassen sich, vom Motor aus gesehen, die Einsatzgrenzen der Maschine festlegen.

1 Versuchsbedingungen

Die Versuche wurden mit folgenden Variationen der Einflußgrößen durchgeführt:

*) Institut für Landmaschinentechnik der TH Dresden (Direktor: Prof. Dr.-Ing. W. GRÜNER).

1.1 Fahrwerk

Die Fahrleistung wurde in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit, der Steigung und dem Reifeninnendruck gemessen. Weiter sollte der Einfluß des Schnittdruckes und der auf den Spreuwagen entfallende Leistungsanteil ermittelt werden.

Allgemein sollen Versuche reproduzierbar sein. Bei Feldversuchen ist dies infolge der Vielzahl der wirkenden Einflüsse nur schwer möglich. Deshalb wurde die Fahrleistung als Funktion der Geschwindigkeit, der Steigung und des Reifeninnendruckes auf fester Fahrbahn gemessen, um zu vergleichbaren Ergebnissen zu kommen.

1.2 Dreschtrummel

Der Dreschleistungsbedarf wurde bei den einzelnen Fruchtarten Gerste, Roggen, Weizen und Hafer in Abhängigkeit von der Verarbeitungsmenge bestimmt, die beim Mährescher der Fahrgeschwindigkeit proportional ist. Die Dreschkorbstellung blieb dabei für die einzelnen Getreidearten den Angaben in der Bedienungsanleitung gemäß konstant.

Ertrag, Korn-Stroh-Verhältnis, Unterwuchs, Unkrautbesatz und Feuchtigkeitsgehalt wurden ermittelt, da diese Faktoren einen verschiedenen starken Einfluß auf die Dreschleistung haben.

2 Meßeinrichtung

Da die Messungen unter Einsatzbedingungen durchzuführen waren, mußte eine Meßmethode ohne Leistungsvernichung angewendet werden. Nach der Beziehung

$$N = \frac{M_a \cdot n}{716,2} \quad [\text{PS}]$$

mußten das Drehmoment und die Drehzahl gemessen werden. Für die Darstellung und Auswertung der Meßergebnisse wurde die dazugehörige Fahrgeschwindigkeit bestimmt.

Da bei den durchgeführten Untersuchungen die dynamischen Beanspruchungen ermittelt werden sollten und aus den verschiedenen Einflüssen auf die Belastung, wie Motorstöße und Riemenschwingun-