

X Transport mit Zweiachsackerwagen und dafür erforderliches Schleppergewicht

Der leichte „Zapfwellenschlepper“ kann beim Pflügen und beim Transport mit Zweiachsackerwagen von der Leistungsübertragung über die Zapfwelle nicht immer Gebrauch machen. Es gilt deshalb zu klären, wie schwer beziehungsweise wie leicht ein Schlepper sein darf, damit er die auch bei diesen Arbeiten an ihn gestellten Forderungen erfüllt. Maximal-Preis und Drehzahlerhöhung der Motoren sowie der Wunsch der Landwirtschaft nach geringem Bodendruck scheinen auf eine Verringerung des Schleppergewichts hinzudrängen. So ist es eine Aufgabe des Ingenieurs, die technischen Zusammenhänge zu studieren und mit den obengenannten Forderungen abzustimmen. In diese Richtung zielen eine ganze Reihe Arbeiten [1...4], die das Problem in erster Linie für die Pflugarbeit [1; 4] untersuchen, beziehungsweise ähnliche Lösungen für den Transport durch den Einachs-Sattelanhängler [2] anstreben. Erstmals wurden dann die Schwierigkeiten für den Schlepperkonstrukteur angesprochen, die sich aus der gleichzeitigen Wirkung von Zugkräften und Aufsattellast für die Schleppertreibachse ergeben [3], und auf die Notwendigkeit hingewiesen, sich über die trotz aller wünschenswerten Kombinationen für den Schlepper ergebenden Folgerungen klar zu werden und die Wünsche mit den technischen Möglichkeiten abzustimmen [5].

In Anbetracht der Tatsache, daß im normalen landwirtschaftlichen Betrieb etwa 50% der Schlepperstunden auf Transporte entfallen, soll das erforderliche Schleppergewicht einmal von der Seite der landwirtschaftlichen Transporte untersucht werden. (In der Landwirtschaft der Bundesrepublik werden zur Zeit etwa 500000 Zweiachsackerwagen benutzt).

Schlepper mit Hinterradantrieb

Nach SCHILLING [6] ist die Triebkraft eines Schleppers

$$Z = Z \cdot \cos \varphi + W_v$$

und $\kappa = \frac{T}{B}$ beziehungsweise daraus $T = \kappa \cdot B$. (1)

Es bedeuten: T = Triebkraft der Hinterräder des Schleppers;
 Z = Zugkraft;
 φ = Winkel der Zugkraft gegen die Fahrtrichtung;
 $W_v = A \cdot f_r$ = Fahrwiderstand der nicht angetriebenen Vorderräder;
 κ = Kraftschlußbeiwert oder Triebkraftbeiwert;
 B = Hinterachslast des Schleppers im Betrieb;
 A = Vorderachslast des Schleppers im Betrieb;
 f_r = Rollwiderstandsbeiwert = f_{rv} bzw. f_{rn} .

Bei horizontal wirkender Zugkraft $\varphi = 0, \cos \varphi = 1$ und $T = Z + W_v$, beziehungsweise daraus $Z = T - W_v$. (2)

Mit $T = \kappa \cdot B$ folgt daraus für die dem Schlepper mögliche Zugkraft $Z = \kappa \cdot B - W_v = \kappa \cdot B - A \cdot f_{rv}$. (3)

Tafel 1: Zuordnung von Triebkraftbeiwert und Rollwiderstandsbeiwert

Fahrbahn	Triebkraftbeiwert κ für Schlepper	Rollwiderstandsbeiwert f_r für Ackerwagen	
	0,8 atü	>3,5 atü	<3,5 atü
festе Fahrbahn	1,0	~ 0,01	~ < 0,01
fester Feldweg	0,9	0,05	~ < 0,05
abgelagerte Stoppel . .	0,7	~ 0,1	~ < 0,1
Kulturboden	0,5	~ 0,1	~ < 0,1
Kulturboden gelockert, trocken . . .	0,4	~ 0,2	~ < 0,2
Kulturboden gelockert, feucht	0,2—0,3	bis 0,35	0,35
nicht tragfähiges Moor und steriler Sand	0,2—0,3	bis 0,35	0,35

Diese Gleichung weist als Variable κ und f_{rv} auf, die je nach der Beschaffenheit des Bodens, der Reifen, des Raddurchmessers, der Stollenhöhe, des Luftdruckes, des Schlupfes usw. verschieden sein können. Da für bestimmte Bodenzustände und Reifendaten eine bestimmte Zuordnung von κ und f_{rv} besteht, kann man für die jeweiligen Verhältnisse aus Gl. (3) die Zugkraft in Abhängigkeit vom Schlepperbetriebsgewicht, gekennzeichnet durch A und B , errechnen. Zwei Mitteilungen von befragten Reifenfirmen lassen auf eine solche Zuordnung von κ und f_{rv} schließen, natürlich mit allem Vorbehalt bezüglich der vorerwähnten Einflußgrößen (Tafel 1).

Bild 1 zeigt diesen Zusammenhang graphisch aufgetragen, wobei für den Extremfall $\kappa = 0,1$ und $f_r = 0,05$ auf vereister Straße zusätzlich eingetragen sind. Die gestrichelten Kurven können dann etwa den vermuteten Verlauf andeuten.

Bock [7] hat die gegenläufige Tendenz von κ und f_r dargestellt, beziehungsweise läßt sich diese aus der Darstellung von Zugkraft je t Triebachslast und Fahrwiderstand je t Anhängelast ermitteln. Leider sind dort weder die für den Transport üblichen Fahrbahnen wie bei REHRL [8] angesprochen, noch sind Versuchswerte mitgeteilt, die man als echte Grenzwerte einer Betrachtung zugrunde legen könnte.

Zunächst wird Gl. (3), die eine Beziehung zwischen Zugkraft und Schlepperbetriebsachslasten darstellt, zu der geläufigeren Beziehung zwischen Anhängelast und statischer Schleppertreibachslast weiterentwickelt. In Gl. (3) wird eingesetzt:

1. für waagerechten Zug am Schlepperzugmaul:
 $Z = (G_A + G_N) \cdot f_r$. (4)

wobei G_A = Eigengewicht des Anhängers;
 G_N = Nutzlast des Anhängers;
 f_r = Rollwiderstandsbeiwert des Anhängers.

2. $B = B_0 + Z \cdot \frac{a}{l}$, beziehungsweise mit Z aus Gl. (4),
 $B = B_0 + (G_A + G_N) \cdot \frac{a}{l} \cdot f_r$. (5)

wobei B_0 = statische Hinterachslast des Schleppers;
 a = Zugpunkthöhe;
 l = Achsstand des Schleppers.

3. $W_v = (A_0 - Z \cdot \frac{a}{l}) \cdot f_r$, beziehungsweise mit Z aus Gl. (4) und der Näherung $f_{rv} \approx f_r$:

$$W_v = A_0 \cdot f_r - (G_A + G_N) \cdot \frac{a}{l} \cdot f_r^2$$
 (6)

wobei A_0 = statische Vorderachslast des Schleppers.

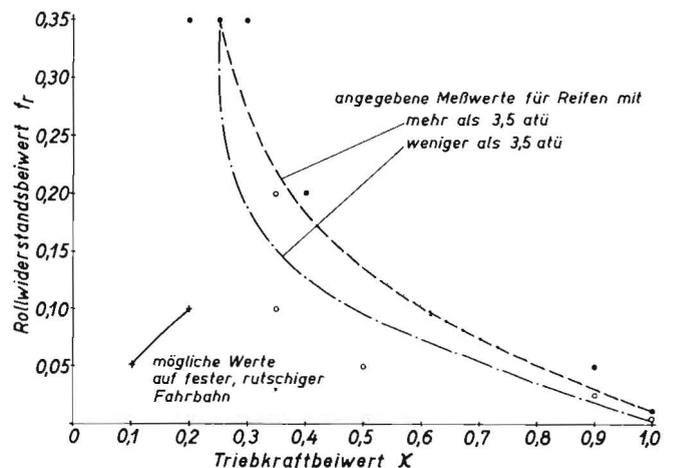


Bild 1: Zusammengehörige Meßwerte für κ und f_r (nach Firmenangaben) - angenommene Mittelwertskurven

Damit wird Gl. (3) zu:

$$(G_A + G_N) \cdot f_r = \kappa \cdot B_0 + \kappa (G_A + G_N) \frac{a}{l} \cdot f_r - A_0 \cdot f_r$$

$$(G_A + G_N) \frac{a}{l} \cdot f_r \text{ oder}$$

$$\kappa \cdot B_0 - A_0 \cdot f_r = (G_A + G_N) \cdot f_r \left[1 - \frac{a}{l} (\kappa + f_r) \right]. \quad (7)$$

Bei den üblichen Schleppern beträgt die statische Vorderachslast durchschnittlich etwa die Hälfte der statischen Hinterachslast:

$$A_0 \approx B_0/2 \quad (8)$$

Setzt man dies in Gl. (7) ein, so erhält man

$$B_0 = \frac{(G_A + G_N) \cdot f_r \cdot \left[1 - \frac{a}{l} (\kappa + f_r) \right]}{\kappa - 0,5 \cdot f_r}. \quad (9)$$

Diese Gleichung gibt an, wie groß die statische Hinterachslast des Schleppers mindestens sein muß, damit die Anhängelast $G_A + G_N$ unter den durch κ und f_r gegebenen Fahrbahnbedingungen gezogen werden kann. Sie gilt für waagerechten Zug am Schlepperzugmaul, gleichen Rollwiderstandsbeiwert f_r an allen nicht angetriebenen Rädern, Vernachlässigung der dort auftretenden Radlagerreibung und einer statischen Achslastverteilung 1:2 auf Vorder- und Hinterachse.

Dazu gehört die Überprüfung, ob die Vorderachslast im Betrieb,

$$A = A_0 - \frac{a}{l} \cdot f_r (G_A + G_N) = \frac{B_0}{2} - \frac{a}{l} \cdot f_r (G_A + G_N), \text{ noch}$$

die Lenkfähigkeit gewährleistet ($A_{min} = 0,25 \cdot G/l$ nach MEYER [2] bzw. $A_{min} = 0,2 \cdot G$ nach SCHILLING [6]).

Stellt man Gl. (9) um zu

$$\bar{B}_0 = \frac{B_0}{G_A + G_N} = \frac{f_r \left[1 - \frac{a}{l} (\kappa + f_r) \right]}{\kappa - 0,5 \cdot f_r}. \quad (9a)$$

so bedeutet \bar{B}_0 die je t Anhängelast erforderliche statische Schleppertreibachslast in Abhängigkeit von den Fahrbahnbedingungen κ und f_r sowie von $a/l = 0,4$. Die zu allen möglichen Werten von κ und f_r gehörigen Treibachslasten \bar{B}_0 wurden nach Gl. (9) gerechnet und in Tafel 2 aufgeführt.

Von einem aus Tafel 2 ermittelten \bar{B}_0 kann auf das erforderliche Gesamtgewicht des Schleppers mit Hinterradantrieb nach folgender Formel geschlossen werden:

$$G = 1,5 \cdot \bar{B}_0 \cdot (G_A + G_N). \quad (10)$$

\bar{B}_0 ist in [kg/t], $(G_A + G_N)$ in [t] einzusetzen.

An Beispielen soll die Anwendung der Werte aus Tafel 2 gezeigt werden.

Beispiel 1

Anhänger von $G_A = 1$ t Eigengewicht und $G_N = 3$ t Nutzlast; „schwierige landwirtschaftliche Bedingungen“, gekennzeichnet durch Wahl der Zuordnung $\kappa = 0,3$ und $f_r = 0,25$ aus Bild 1 beziehungsweise Tafel 1.

Es ergibt sich eine je t Anhängelast erforderliche statische Mindestlast auf der Schleppertreibachse von $\bar{B}_0 = 1114,2$ kg/t (Tafel 2),

Tafel 2: Treibachslast in Abhängigkeit von Triebkraftbeiwert und Rollwiderstandsbeiwert
(erforderlich für 1 t Anhängelast; bei $a/l = 0,4$)

Triebkraftbeiwert κ	Treibachslast B_0 [kg/t Anhängelast]						
	bei einem Rollwiderstandsbeiwert f_r von						
	0,05	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3	0,35
0,1	626,6	1840	5400	∞	—	—	—
0,2	257,1	586,6	1032	1680	2733	4800	10920
0,3	156,3	336	546,6	800	1114,2	1520	2072
0,4	109,3	228,5	360	506,6	672,7	864	1088,8
0,5	82,1	168,8	261,1	360	466,6	582,8	710,7
0,6	64,3	130,9	200	272	326	426,6	510,5
0,7	51,8	104,6	158,4	213,3	269,5	345,4	386,6
0,8	42,8	85,3	128,2	171,4	214,8	258,4	302,4
0,9	35,4	70,6	105,4	140	174,1	208	241,3
1,0	29,7	58,9	87,5	115,5	142,8	169,4	195,1

eine gesamte Treibachslast von $4 \cdot 1114,2 = 4457$ kg und nach Gl. (10) ein erforderliches Schleppergesamtgewicht von $1,5 \cdot 4457 = 6685$ kg, das bei Verwendung von $P_2 = 500$ kg Zusatzlast (200 kg Wasserfüllung und 300 kg eiserne Gewichte) einem Schleppereigengewicht von $6685 - 500 = 6185$ kg entsprechen würde. P_2 gilt nur für die Hinterachse. Zusatzlast an der Vorderachse würde den Faktor 1,5 verändern und könnte dementsprechend auch berücksichtigt werden.

Beispiel 2

Dieselbe Anhängelast von 4 t soll unter „mittleren landwirtschaftlichen Bedingungen“ $\kappa = 0,4$; $f_r = 0,15$ (vgl. Tafel 1 bzw. Bild 1) gezogen werden. Aus Tafel 2 ergibt sich $\bar{B}_0 = 360$ kg/t, eine gesamte statische Treibachslast von $4 \cdot 360 = 1440$ kg und ein Schleppergesamtgewicht von $1,5 \cdot 1440 = 2160$ kg, das bei Verwendung von 500 kg Zusatzlast an der Hinterachse einem Schleppereigengewicht von 1660 kg entsprechen würde.

Schlepper mit Allradantrieb

Mit SCHILLING [6] muß beim allradgetriebenen Zweiachsschlepper entsprechend Gl. (2) angesetzt werden (für horizontalen Zug in der Ebene):

$$Z = T_v + T_h. \quad (11)$$

Da $T = U - W$, erscheint hier bei Z kein W mehr ($U =$ Radumfangskraft). Mit $T_v = \kappa_v \cdot A$ und $T_h = \kappa_h \cdot B$ folgt daraus

$$Z = \kappa_v \cdot A + \kappa_h \cdot B. \quad (12)$$

Man setzt zur Vereinfachung der Betrachtung $\kappa_v = \kappa_h = \kappa$, was allerdings beim Allradschlepper mit gleichgroßen Rädern nur dann der Fall ist, wenn $A = B$. Ist $A \neq B$, so sind die Verhältnisse völlig ungeklärt, da zwischen den beiden Zwangsverhältnissen auftreten, welche die Anwendung der jetzigen κ -Theorie auf die einzelnen Achsen nicht gestatten.

Nach den heutigen Kenntnissen kann man den Allradschlepper nur als einen Einradschlepper ansehen und darauf die κ -Theorie anwenden mit dem Wissen, daß dies nicht exakt ist, weil die Theorie durch den Zwang zwischen den Achsen gestört ist.

Setzt man Gl. (4) in Gl. (12) ein, so ergibt sich $(G_A + G_N) \cdot f_r = \kappa \cdot A + \kappa \cdot B$.

Mit der exakt nur bei horizontalem Zug zutreffenden Beziehung $G = A + B$ beziehungsweise $A = G - B$ folgt daraus

$$(G_A + G_N) \cdot f_r = \kappa \cdot (G - B) + \kappa \cdot B.$$

Es zeigt sich, daß unter diesen Voraussetzungen folgende einfache Beziehung zwischen Gesamtlast des Anhängers und Schleppergesamtgewicht besteht:

$$G = \frac{(G_A + G_N) f_r}{\kappa}. \quad (13)$$

Für beliebige Werte von κ und f_r ($\frac{a}{l} = 0,4$ spielt hier keine Rolle, da für alle Anhängelängen immer das Gesamtgewicht des Schleppers als Adhäsionsgewicht verfügbar ist) ergibt sich dann das für je t Anhängelast erforderliche Schleppergesamtgewicht G (Tafel 3).

Tafel 3: Gewicht eines Allradschleppers in Abhängigkeit von Triebkraftbeiwert und Rollwiderstandsbeiwert
(erforderlich für 1000 kp Anhängelast)

Triebkraftbeiwert κ	Gewicht des Allradschleppers \bar{G} [kp/t Anhängelast]						
	bei einem Rollwiderstandsbeiwert f_r von						
	0,05	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3	0,35
0,1	500	1000	1500	2000	2500	3000	3500
0,2	250	500	750	1000	1250	1500	1750
0,3	166,6	333,3	500	666,6	833,3	1000	1166,6
0,4	125	250	375	500	625	750	875
0,5	100	200	300	400	500	600	700
0,6	83,3	166,6	250	333,3	416,6	500	583,3
0,7	71,4	142,8	214,2	285,6	357,0	428,4	500
0,8	62,5	125	187,5	250	312,5	375	437,5
0,9	55,5	111,1	166,6	222,2	277,7	333,3	388,8
1,0	50	100	150	200	250	300	350

Auch hier sollen wieder zwei Beispiele gegeben werden:

Beispiel 3

Eine Anhängelast von 4 t wie in Beispiel 1 erfordert unter den dortigen „schwierigen landwirtschaftlichen Bedingungen“ ($\alpha = 0,3$, $f_r = 0,25$) einen Allradschlepper vom Gesamtgewicht $4 \cdot 833,3 = 3333$ kg, das bei Verwendung von 500 kg Zusatzlast einem Eigengewicht von 2833 kg entsprechen würde.

Beispiel 4

Dieselbe Anhängelast erfordert unter „mittleren landwirtschaftlichen Bedingungen“ ($\alpha = 0,4$; $f_r = 0,15$) wie im Beispiel 2 einen Allradschlepper vom Gesamtgewicht $4 \cdot 375 = 1500$ kg.

Zusammenfassung

Anhand der weiterentwickelten Formeln von SCHILLING [6] wurden für den hinterradgetriebenen und für den allradgetriebenen Schlepper Wähltabellen aufgestellt, mit deren Hilfe das für den Zug einer bestimmten Anhängelast erforderliche Schleppergesamtgewicht je nach den Fahrbahnbedingungen α und f_r einfach errechnet werden kann. Den Wähltabellen liegen gewisse vereinfachende Annahmen zugrunde. Zuschläge für Steigung und Beschleunigung sind nicht berücksichtigt. Schlupf geht auf Kosten der Fahrgeschwindigkeit.

Bei Auswahl zweier Fahrbedingungen ergaben sich erforderliche Schleppergesamtgewichte (einschl. evtl. Zusatzgewichte an den Treibachsen) für den Zug von 4 t Anhängelast:

1. „Schwierige landwirtschaftliche Bedingungen“ ($\alpha = 0,3$; $f_r = 0,25$):
Hinterradgetriebener Schlepper 6685 kg (!)
Allradgetriebener Schlepper 3333 kg (!)
2. „Mittlere landwirtschaftliche Bedingungen“ ($\alpha = 0,4$; $f_r = 0,15$)
Hinterradgetriebener Schlepper 2160 kg
Allradgetriebener Schlepper 1500 kg

Die Fahrbahnbedingungen wurden einem vom Verfasser aufgestellten Bild entnommen, das eine bestimmte Zuordnung von α und f_r je nach Bodenverhältnissen darstellt. Die Zuordnung wird ausdrücklich als noch unsicher bezeichnet.

Es werden Institute und andere Stellen aufgefordert, etwa schon erforschte Zuordnungen von α und f_r zu veröffentlichen oder aber entsprechende Messungen vorzunehmen. Damit wäre für die Zukunft eine einfache und sichere Vorausbestimmung des erforderlichen Schleppergewichtes für den Transport mit Zweifachwagen je nach Bodenverhältnissen möglich.

Schrifttum

- [1] SCHILLING, E.: Das Gewicht des Ackerschleppers. Landtechnische Forschung 5 (1955) S. 97—100
- [2] MEYER, H.: Zur Problematik des Sattelanhängers für Ackerschlepper. Landtechnische Forschung 6 (1956) S. 39—42
- [3] SCHEFFTER, H.: Schlepperachslasten unter der gleichzeitigen Wirkung von Zugkräften und Aufsattellast. Landtechnische Forschung 9 (1959) S. 149 bis 152
- [4] SKALWEIT, H.: Über die gegenseitige Abhängigkeit von Schleppergewicht und Pflugfurchen. Landtechnische Forschung 10 (1960) S. 10—15
- [5] SCHEFFTER, H.: Der „Zukunftschlepper“ in Wunsch und Wirkung. Landtechnik 15 (1960) S. 602—608
- [6] SCHILLING, E.: Landmaschinen. Bd. 1: Ackerschlepper. 2. Auflage, Köln 1960
- [7] BÖCK, G.: Beobachtungen bei Feldversuchen über die Zugfähigkeit von Schleppern. In: 11. Konstrukteurheft, 2. Teil, VDI-Verlag Düsseldorf 1953 (Grundlagen der Landtechnik, Heft 5), S. 42—48
- [8] REHRL, K.: Zugmaschinen mit Allradantrieb. Allgemeine Forstzeitung 67 (1956) S. 74—75
- [9] HEYDE, H.: Mechanik des Schleppers. Deutsche Agrartechnik 7 (1957) S. 2—7, 82—86
- [10] FRANKE, R.: Ein Schlepperbauprogramm. Landtechnische Forschung 9 (1959) S. 57—62

Résumé

Helmut Scheffter: „Transportation by Four-wheeled Field Carts and the Necessary Tractor Weight.“

Tables for two- and four-wheel drive tractors were drawn up by the aid of developments of the Schilling formulae. By the aid of these tables it was possible to determine very simple the necessary tractor weight for a specified trailing load for the various values of α and f_r . These tables are based on certain simplified assumptions. Increases for grades and acceleration are not taken into account. Slip is absorbed by a reduction in speed.

Neuer Vorsitzender des KTL

Der Vorstand des Kuratoriums für Technik in der Landwirtschaft (KTL) wählte am 14. Dezember 1961 in Bad Kreuznach Dr. GÜNTER NOELL, Frankfurt/Main, zum neuen Vorsitzenden des Vorstandes des KTL. Dr. NOELL, Vorsitzender des Vorstandes der Landwirtschaftlichen Rentenbank, ist seit langem mit der Arbeit des KTL eng verbunden.

Der bisherige Vorsitzende des KTL, OLR PAUL WESSELHOEFFT, Bidingen, wurde zum Ehrenmitglied des KTL ernannt.

Konstrukteurtagung 1962

Die diesjährige Konstrukteurtagung findet vom 4. bis 6. April in Braunschweig-Völkenrode statt. Die Tagung wird auch in diesem Jahre wiederum vom Institut für landtechnische Grundlagenforschung (Direktor: Prof. Dr.-Ing. WILHELM BATEL) vorbereitet.

Es sind für die diesjährige Tagung achtzehn Referate vorgesehen. Die einzelnen Themen und der genaue Zeitplan der Konstrukteurtagung werden im nächsten Heft der „Landtechnischen Forschung“ bekanntgegeben.

Surface and road conditions were taken from an overall survey made by the writer, in which specified co-ordinations of α and f_r have been determined in accordance with various surface conditions.

It is suggested that agricultural and other interested societies should publish such values for α and f_r as have already been determined or to make the necessary measurements for same. This would ensure that it would be possible in the future to determine with ease and accuracy the necessary tractor weights for trailing loads over varying types of surfaces.

Helmut Scheffter: «Les transports au moyen de remorques à deux essieux et le poids de tracteur correspondant.»

A l'aide des formules de Schilling développées, on a dressé des tables de sélection pour le tracteur à roues motrices arrière et le tracteur à quatre roues motrices au moyen desquelles on peut déterminer, de façon simple, le poids de tracteur nécessaire pour tirer une charge déterminée dans des conditions de marche α et f_r différentes. Afin d'établir les tables de sélection, on a eu recours à certaines hypothèses. De plus on n'a pas tenu compte du poids supplémentaire nécessaire pour les pentes et les accélérations et non plus du patinage qui se traduit par une réduction de la vitesse de marche.

On a déduit les conditions de marche d'un diagramme établi par l'auteur qui montre un certain rapport entre α et f_r , en fonction des conditions du sol. Mais l'auteur souligne que ces rapports ne sont pas encore vérifiés.

Les instituts et d'autres organismes de recherche sont invités à publier les connaissances éventuelles qu'ils ont déjà trouvées sur les rapports entre α et f_r , ou à effectuer des mesures appropriées. Cela permettra de déterminer dans l'avenir préalablement de façon simple et sûre le poids du tracteur nécessaire, suivant les conditions de sol, au transport d'une certaine charge au moyen d'une remorque à deux essieux.

Helmut Scheffter: «Transporte con carros agrícolas de dos ejes y peso necesario del tractor.»

Para el cálculo sencillo del peso total de tractores con impulsión a las ruedas traseras y para los de impulsión a las cuatro ruedas, se han compuesto unas tablas a base de las fórmulas de Schilling, desarrolladas para conocer el esfuerzo de tracción necesario para carros remolcadas determinadas, según las condiciones de rodadura α y f_r . Para simplificarlas, se han aceptado algunos valores supuestos. No se han tenido en cuenta rampas y la aceleración en pendiente. El patinaje va a cargo de la velocidad de marcha.

Las condiciones de la superficie de rodadura se han sacado de un gráfico, compuesto por el autor, que da relaciones determinadas del terreno. Estas relaciones se dan todavía como dudosas.

Se invita a institutos y a otros investigadores, a que publiquen las relaciones de α y de f_r que hayan investigado, o que realicen las mediciones correspondientes. De esta manera sería posible determinar de antemano de manera fácil y segura el peso necesario del tractor para el transporte con carros de dos ejes, según las condiciones del terreno.