

Nomographisches Verfahren zur Ermittlung der Zugkraft von Ackerschleppern mit Hinterradantrieb

Institut für Landmaschinen der TH Braunschweig

Die effektive Zugkraft des Schleppers ist von verschiedenen Faktoren abhängig, die sich aus den konstruktiven Abmessungen und den betrieblichen Verhältnissen ergeben. Die bisher üblichen rechnerischen und graphischen Verfahren zur Ermittlung der Zugkraft sind verhältnismäßig unübersichtlich. Der Verfasser hat ein nomographisches Verfahren entwickelt, das für den Konstrukteur den Vorteil größerer Anschaulichkeit bietet und im Gegensatz zu bisher bekanntgegebenen Verfahren alle wesentlichen für die Größe der Zugkraft maßgebenden Faktoren erfaßt.

Obwohl der landwirtschaftliche Schlepper nicht nur zum Ziehen von Arbeitsgeräten, sondern auch als stationäre Kraftquelle dient und neuerdings versucht wird, gezogene Geräte durch zapfwellenangetriebene zu ersetzen, steht nach wie vor die Aufgabe im Vordergrund, einen Höchstwert an Zugkraft durch eine entsprechende Wahl der Abmessungen des Schleppers zu erreichen. Die Zugkraft, die der Schlepper im praktischen Betrieb auszuüben imstande ist, hängt nicht nur von der konstruktiven Bemessung, sondern auch von den betrieblichen Bedingungen ab. Der Konstrukteur hat es in der Hand, durch eine zweckmäßige Gewichtsverteilung auf die Vorder- und Hinterachse, durch die Wahl des Radstandes und der Lage des Zugpunktes die für die Entwicklung einer hohen Zugkraft günstigsten Bedingungen zu schaffen. Im Betrieb wird die Zugkraft im wesentlichen beeinflusst durch den Angriffswinkel des Arbeitswiderstandes, den Steigungswinkel, den Rollwiderstand und den Kraftschlußbeiwert der Räder. Die beiden letztgenannten Faktoren hängen von der Belastung und Art der Räder sowie von den jeweiligen Bodenverhältnissen ab.

Von vorherrschendem Einfluß ist die Belastung der getriebenen Räder, d. h. in dem Fall, der hier behandelt werden soll, die Belastung der Hinterräder. Die Belastung der Hinterachse findet dadurch ihre Grenzen, daß im ungünstigsten Betriebsfall — bei Überwindung einer Steigung und einem nach unten gerichteten Arbeitswiderstand — noch eine genügende Belastung der Vorderachse vorhanden sein muß. Ist das nicht der Fall, wird die Lenkfähigkeit der Vorderräder beeinträchtigt, und im Grenzfall tritt ein Aufbäumen ein. Zu berücksichtigen ist ferner, daß mit zunehmender Achsbelastung auch der Rollwiderstand ansteigt. Zwischen diesen Grenzbedingungen muß ein brauchbarer Kompromiß gefunden werden. Der Einfluß dieser einzelnen Größen läßt sich durch eine Berechnung ermitteln, wie sie im folgenden entwickelt wird. Für den Konstrukteur hat ein rechnerisches Verfahren den Nachteil der Unübersichtlichkeit, deshalb erscheint es zweckmäßiger, die abgeleiteten Gleichungen in Nomogrammen auszuwerten, die einen besseren Überblick über den Einfluß der einzelnen Faktoren gestatten.

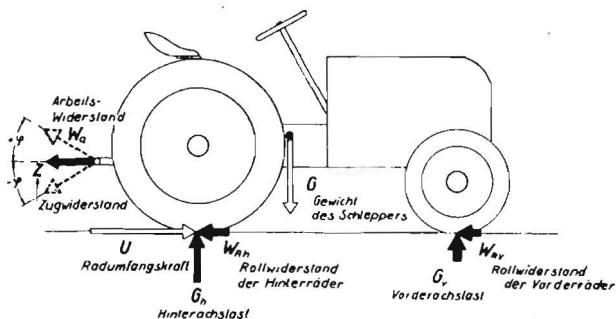


Abb. 1: Begriffe und Bezeichnungen

Die hier entwickelten Nomogramme werden am Ende dieser Ausführungen an Hand von Beispielen erläutert.

Der Berechnung sind folgende Begriffe und Bezeichnungen zugrunde gelegt. Dimensionen: Kräfte in kg, Längenabmessungen in cm.

- G = Schleppergewicht
- G_v = Vorderachslast
- G_h = Hinterachslast
- U = Radumfangskraft
- Z = Zugwiderstand
- W_a = Arbeitswiderstand
- μ = Kraftschlußbeiwert zwischen Reifen und Boden
- f = Rollwiderstandsziffer
- W_{rv} = Rollwiderstand der Vorderräder
- W_{rh} = Rollwiderstand der Hinterräder
- L = Radstand
- h = Höhe des Schwerpunktes
- a = Höhe des Zugpunktes
- s = Abstand: Vorderachse — Schwerpunkt
- s_z = Abstand: Vorderachse — Zugpunkt
- α = Steigungswinkel
- φ = Angriffswinkel des Arbeitswiderstandes gegenüber der Fahrebene.

In den Abbildungen 1 und 2 sind die aufgeführten Längen und Kräfte eingetragen. Dabei wird nicht nur eine zur Fahr-

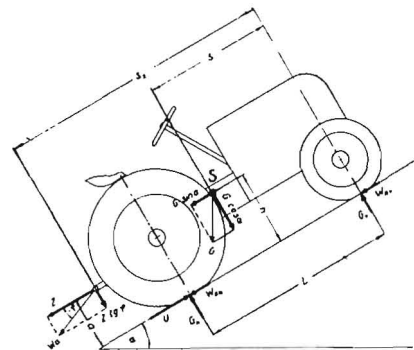


Abb. 2: Begriffe und Bezeichnungen zur rechnerischen Ermittlung der Zugkraft

ebene parallele Angriffsrichtung des Arbeitswiderstandes zugrunde gelegt, sondern vorausgesetzt, daß dieser beliebig gerichtet sein kann. Als Zugpunkt wird der Punkt bezeichnet, an dem der unter den vorliegenden Betriebsbedingungen sich ergebende resultierende Arbeitswiderstand angreift. Dieser Punkt ist nicht immer identisch mit dem tatsächlich vorhandenen Anbau- oder Anhängerpunkt für das benutzte Werkzeug, sondern kann, wie beispielsweise bei einem mehrgelenkig angehängten Pflug, ein ideeller Zugpunkt sein. Bei Verwendung eines Aufsattelanhängers gilt die Aufsattelstelle als Zugpunkt. Die Richtung des resultierenden Widerstandes ergibt sich aus der im Aufsattelpunkt wirkenden Gewichtskomponente und der Komponente des Rollwiderstandes, der am Anhänger wirksam ist.

Für die rechnerische Ermittlung der Zugkraft ergibt sich folgender Berechnungsgang (Abb. 2):

$$G_h \cdot L = Z \cdot a + G \cdot \cos \alpha \cdot s + G \cdot \sin \alpha \cdot h - Z \cdot \operatorname{tg} \varphi \cdot s_z,$$

$$U = Z + W_R + G \cdot \sin \alpha,$$

$$G_h + G_v = G \cdot \cos \alpha - Z \cdot \operatorname{tg} \varphi.$$

An Stelle der übertragbaren Umfangskraft U der Triebräder kann gesetzt werden:

NOMOGRAMM I

ERMITTLUNG VON $\alpha_f, \mu_f, \alpha_\varphi, \mu_\varphi$

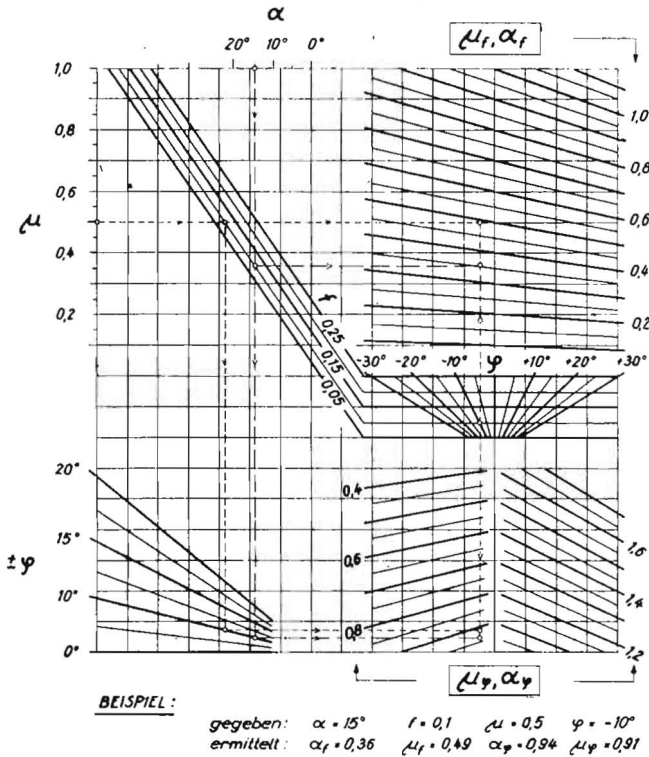


Abb. 3: Nomogramm zur Ermittlung der Koeffizienten

$$U = \mu \cdot G_h.$$

Der Rollwiderstand wird berücksichtigt durch:

$$W_R = W_{Rv} + W_{Rh} = f \cdot (G_v + G_h).$$

Greift der Arbeitswiderstand parallel zum Boden an, oder hat der Rollwiderstand einen verhältnismäßig geringen Wert, wie beispielweise auf einer festen Straße, genügt es, wenn lediglich das Schleppergewicht berücksichtigt und $W_R = f \cdot G$ gesetzt wird. Im landwirtschaftlichen Betrieb liegen diese Verhältnisse jedoch meist anders, wegen des häufig sehr hohen Rollwiderstandes auf weichem Boden und des meist von der Fahrbene abweichend gerichteten Arbeitswiderstandes, so daß die Rollwiderstände der Vorder- und Hinterräder getrennt zu berücksichtigen sind.

Die oben aufgestellten fünf Gleichungen lassen sich nach einigen Umformungen wie folgt schreiben:

für Hinterachslast:

$$G_h = \frac{G \cdot \cos \alpha}{L - (a - s_z \cdot \operatorname{tg} \varphi) \cdot \frac{\mu}{1 - f \cdot \operatorname{tg} \varphi} \cdot \left[s - (a - s_z \cdot \operatorname{tg} \varphi) \cdot \frac{f + \operatorname{tg} \alpha}{1 - f \cdot \operatorname{tg} \varphi} + h \cdot \operatorname{tg} \alpha \right]}; \quad (1)$$

für Vorderachslast:

$$G_v = G \cdot \cos \alpha \cdot \frac{1 + \operatorname{tg} \alpha \cdot \operatorname{tg} \varphi}{1 - f \cdot \operatorname{tg} \varphi} - G_h \cdot \frac{1 + (\mu - f) \cdot \operatorname{tg} \varphi}{1 - f \cdot \operatorname{tg} \varphi}; \quad (2)$$

für Zugkraft:

$$Z = G_h \cdot \frac{\mu}{1 - f \cdot \operatorname{tg} \varphi} - G \cdot \cos \alpha \cdot \frac{f + \operatorname{tg} \alpha}{1 - f \cdot \operatorname{tg} \varphi}. \quad (3)$$

Zur Vereinfachung werden folgende Koeffizienten eingeführt:

$$\mu_f = \frac{\mu}{1 - f \cdot \operatorname{tg} \varphi}, \quad \alpha_f = \frac{f + \operatorname{tg} \alpha}{1 - f \cdot \operatorname{tg} \varphi}, \quad (4, 5)$$

$$\alpha_\varphi = \frac{1 + \operatorname{tg} \alpha \cdot \operatorname{tg} \varphi}{1 - f \cdot \operatorname{tg} \varphi}, \quad \mu_\varphi = \frac{1 + (\mu - f) \cdot \operatorname{tg} \varphi}{1 - f \cdot \operatorname{tg} \varphi}, \quad (6, 7)$$

und es ergibt sich dann:

$$G_h = \frac{G \cdot \cos \alpha}{L - (a - s_z \cdot \operatorname{tg} \varphi) \cdot \mu_f \cdot [s - (a - s_z \cdot \operatorname{tg} \varphi) \cdot \alpha_f - h \cdot \operatorname{tg} \alpha]}, \quad (1a)$$

$$G_v = G \cdot \alpha_\varphi \cdot \cos \alpha - G_h \cdot \mu_\varphi, \quad (2a)$$

$$Z = G_h \cdot \mu_f - G \cdot \alpha_f \cdot \cos \alpha. \quad (3a)$$

Mit Hilfe der obigen Gleichungen kann die Zugkraft unter Berücksichtigung der verschiedenen Faktoren, die sich aus den konstruktiven Abmessungen und den Betriebsbedingungen ergeben, ermittelt werden. Die komplizierten Gleichungen mit den vielen Faktoren zeigen, daß der rein rechnerische Weg umständlich ist, weil bei Änderung eines einzigen Faktors der gesamte Rechnungsgang jeweils wiederholt werden muß. Eine Vereinfachung des Rechnungsganges und eine bessere Übersicht ergeben sich, wenn die Gleichungen in Nomogrammen ausgewertet werden, die zwar eine gewisse Einarbeit erfordern, die dann aber den Zusammenhang zwischen den einzelnen Größen besser veranschaulichen. Es wurden hierfür drei Nomogramme I, II und III entwickelt, die in den Abbildungen 3, 4 und 5 wiedergegeben sind.

Das Nomogramm I dient zur Ermittlung der hier eingeführten Koeffizienten $\alpha_f, \mu_f, \alpha_\varphi$ und μ_φ , die für die Benutzung der weiteren Nomogramme erforderlich sind [Gleichungen (4–7)]. Nomogramm II gibt den Zusammenhang zwischen Achslasten, Abmessungen des Schleppers, Angriffswinkel des Arbeitswiderstandes und Steigungswinkel wieder [Gleichungen (1a, 2a)]. Nomogramm III ergibt die entstehende Zugkraft [Gl. (3a)].

Im Nomogramm I wird vom Steigungswinkel α ausgegangen. Über die Schnittpunkte mit den gewählten f - und φ -Linien (unten links) ergeben sich die Werte für α_f und α_φ auf der Senkrechten im rechten Teil des Nomogramms, die durch den Schnittpunkt der f -Linie mit dem φ -Strahl (Mitte rechts) geht. Der Wert α_f wird auf der Skala rechts oben, der Wert für α_φ rechts unten im Nomogramm abgelesen, und zwar bei negativem Winkel φ auf den linken Strahlen, bei positivem Winkel φ auf den rechten Strahlen. Bei der Ermittlung des Koeffizienten μ_f und μ_φ wird von dem gegebenen Kraftschlußbeiwert μ ausgegangen. Die von der μ -Skala waagrecht führende Linie zeigt im Schnittpunkt mit der vorher erwähnten und ermittelten Senkrechten im rech-

NOMOGRAMM III

ERMITTLUNG DER ZUGKRAFT

Bewichte u. Zugkraft in kg

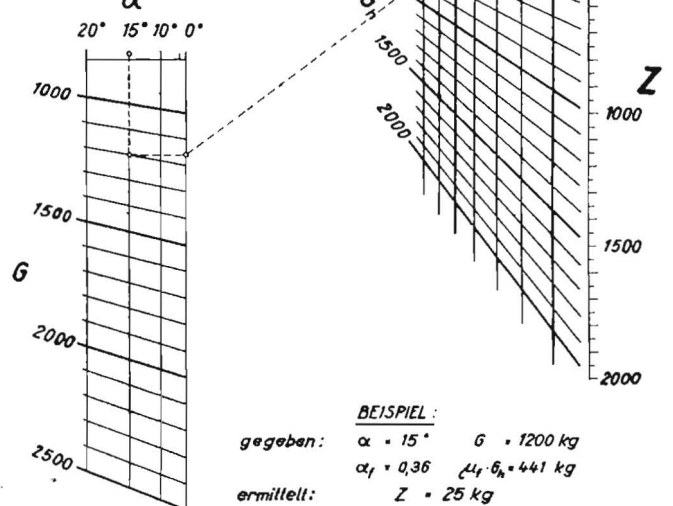


Abb. 5: Nomogramm der entstehenden Zugkraft

NOMOGRAMM II

ACHSLASTVERTEILUNG

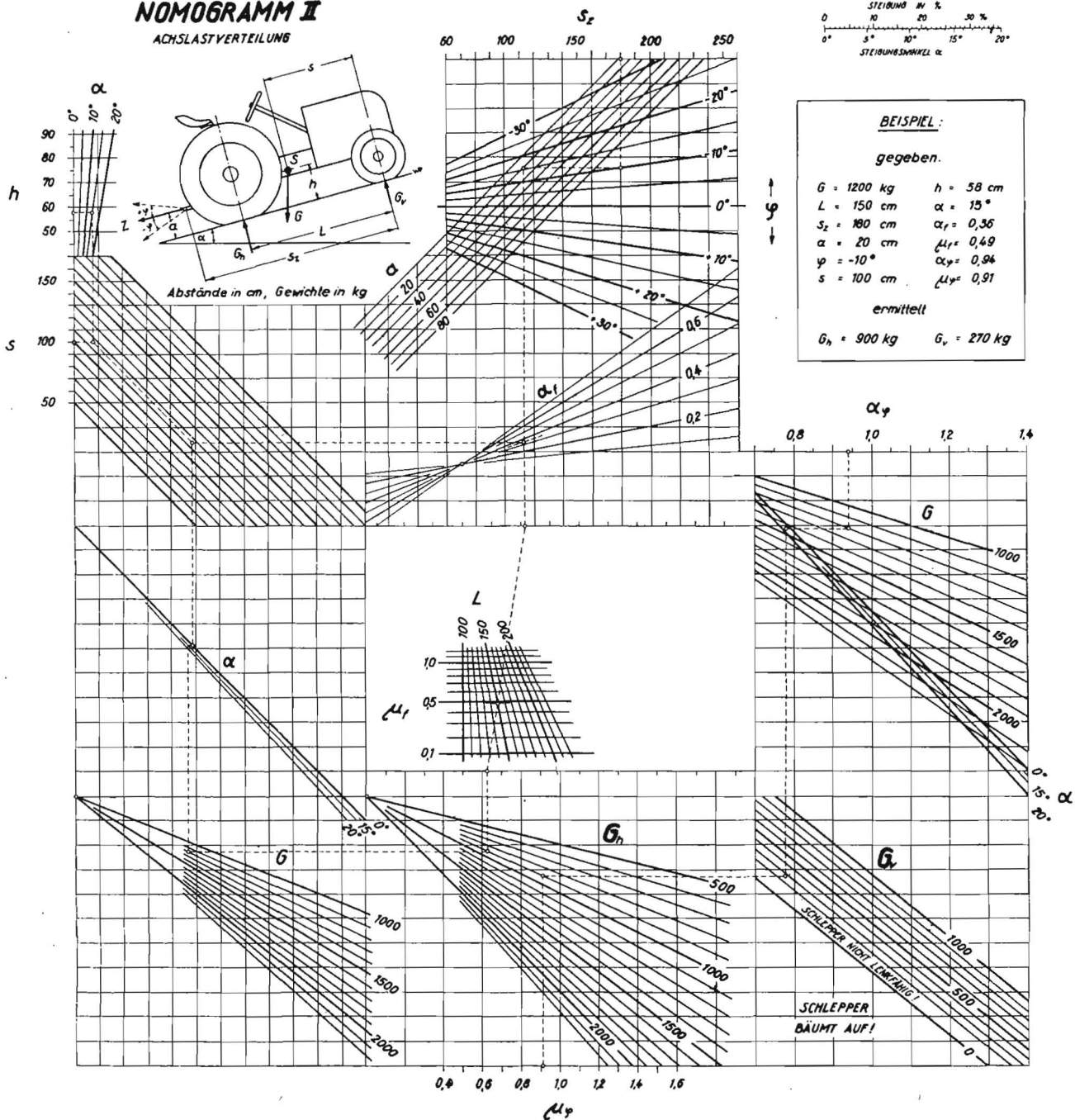


Abb. 4: Nomogramm für den Zusammenhang zwischen Achslasten, Abmessungen des Schleppers, Angriffswinkel des Arbeitswiderstandes und Steigungswinkel

ten Teil des Nomogramms den Wert μ_f an. Der Wert μ_φ ergibt sich durch Herunterloten des Schnittpunktes der μ_f -Linie mit der f -Linie auf den gegebenen φ -Strahl im linken Teil des Nomogramms und durch die waagerechte Weiterführung dieser Linie ins untere rechte Feld des Nomogramms bis zum Schnittpunkt mit der obenerwähnten Senkrechten. Der Wert μ_φ kann dann ebenso wie α_φ auf der gleichen Skala mit gleichen Skalenwerten abgelesen werden. Die Verhältnisse vereinfachen sich bei horizontalem Zug und waagerechter Fahrebene. In diesem Fall ($\varphi = 0, \alpha = 0$) nehmen die Koeffizienten folgende Werte an:

$$\mu_f = \mu, \quad \alpha_f = f, \quad \mu_\varphi = 1, \quad \alpha_\varphi = 1.$$

Bei horizontalem Zug und beliebigen Steigungen ($\varphi = 0, \alpha > 0$) gilt

$$\mu_f = \mu, \quad \mu_\varphi = 1, \quad \alpha_\varphi = 1.$$

Zahlenwerte für den Rollwiderstand und Kraftschlußbeiwert zwischen Reifen und Fahrbahn finden sich in der Literatur [1], [2], [3]. Der Kraftschlußbeiwert beträgt auf festem Ackerboden bei 10% Schlupf $\mu = 0,4-0,6$, bei feuchtem

Acker $\mu = 0,2-0,3$, auf schlammigem, schmierigem Boden $\mu = 0,15$ bis $0,2$.

Für die Rollwiderstandsziffer gilt: Bei Luftreifen auf dem Acker $f = 0,05$ bis $0,15$, auf der Straße $f = 0,015$ bis $0,02$, auf feuchtem Acker oder Sand $f = 0,18$ bis $0,25$, unter Umständen auch mehr.

Je höher der Kraftschlußbeiwert liegt, um so größer sind die Zugkräfte, die vom Schlepper übertragen werden können. Die Höhe des Kraftschlußbeiwertes erfordert insofern eine besondere Beachtung beim Berechnungsgang, als bei Zunahme des Kraftschlußbeiwertes infolge der Erhöhung der übertragbaren Zugkraft sich die Vorderachslast vermindert und die Aufbäumgefahr sich vermehrt.

Im weiteren Berechnungsgang wird das Nomogramm II benutzt. Im oberen rechten Feld des Nomogramms sind die konstruktiven Bestimmungsgrößen des Zugpunktes enthalten, im linken die des Schwerpunktes, darunter der Einfluß des Steigungswinkels und rechts daneben in der Mitte der des Radstandes. Die weiteren Felder berücksichtigen das Schleppergewicht und die zu ermittelnden Vorder- und Hinter-

achslasten. Der Übersichtlichkeit halber sind die enthaltenen Kräfte und Abmessungen nochmals, wie in den Abbildungen 1 und 2, an einem Schlepperbeispiel dargestellt. Ferner enthält das Nomogramm eine Skala zur Umrechnung der üblichen Bezeichnung der Steigung (in Prozent) auf Steigungswinkel. Es geht von den gegebenen Schlepperdaten und von den in Nomogramm I ermittelten Koeffizienten aus. Ein Beispiel soll die Benutzung des Nomogramms erläutern.

Es wird von einem bestimmten Abstand des Zugpunktes von der Vorderachse s_z ausgegangen. Dieser Wert wird auf den gegebenen Strahl für den Angriffswinkel φ heruntergelotet und waagrecht bis zum Schnittpunkt mit der Zugpunkthöhe a geführt. Die Senkrechte durch diesen Punkt schneidet das Strahlenbündel α_f , in das der vorher in Nomogramm I festgestellte Wert für α_f eingetragen wird. Von dort führt eine Waagerechte in das linke Feld des Nomogramms zur Festlegung eines Schnittpunktes, der auf folgende Weise bestimmt wird: Links oben im Nomogramm wird der Wert für h eingetragen und waagrecht mit dem betreffenden Strahl, der für den vorliegenden Steigungswinkel α gültig ist, zum Schnitt gebracht. Dieser Wert wird heruntergelotet, bis die Leitlinie sich mit dem waagrecht aufgetragenen Wert von s schneidet. Durch diesen Punkt wird eine Parallele zu den eingetragenen Nomogrammlinien gezogen, welche die aus dem α_f -Feld kommende Waagerechte schneidet.

Der Steigungswinkel muß durch Herunterloten dieses Punktes in das α -Strahlenbündel berücksichtigt werden. Von dort aus führt eine Senkrechte in das Nomogrammfeld G , bis zum eingetragenen Schleppergewicht. Der neue Schnittpunkt wird waagrecht in das Feld G_h herübergeführt. Die Hinterachslast G_h ergibt sich nun so, daß der vorher ermittelte Schnittpunkt im Feld α_f bis ans untere Ende des Nomogramms geführt und in das Nomogrammfeld L geleitet wird, wo er über den Schnittpunkt von L und μ_f , mit seiner Verlängerung auf die obere Nomogrammchse des Feldes G_h führt. Durch Herunterloten ergibt sich der gesuchte Schnittpunkt für die Ermittlung der Hinterachslast.

Die Vorderachslast wird auf folgende Weise gefunden: Im Feld G_h ergibt sich nach Eintragung des Koeffizienten μ_φ der Schnittpunkt mit dem vorhin gefundenen G_h -Strahl, der waagrecht nach rechts in das Feld G_v geführt wird. Unter Zugrundelegung des im Nomogramm I gefundenen Wertes α_φ und dessen Eintragung in das rechte obere Feld des Nomogramms ergibt sich unter Berücksichtigung des Schleppergewichtes G und des Steigungswinkels α die weitere Linienführung, die durch eine Lotrechte im Feld G_v den gesuchten Schnittpunkt für die Ermittlung des gesuchten Wertes G_v bringt.

Als Grenze für die Lenkfähigkeit des Schleppers ist im Nomogramm II eine Vorderachslast von 200 kg angenommen. Für durchschnittliche Verhältnisse bei mittelgroßen Schleppern ist dieser Wert ausreichend, in besonders ungünstigen Fällen muß ein etwas höherer Wert angenommen werden. Der Abstand des Schwerpunktes von der Vorderradachse beträgt bei hinterradgetriebenen Schleppern im allgemeinen 65 bis 75 % des Radstandes. Die Höhe des Schwerpunktes hat bei der Fahrt in der Ebene keinen Einfluß auf die Zugkraft, sie muß jedoch beim Fahren am Hang berücksichtigt werden.

Die endgültige Ermittlung der Zugkraft erfolgt in Nomogramm III. Im α -Feld wird vom Steigungswinkel α ausgegangen und die Leitlinie zum Schnitt mit der betreffenden Gewichtslinie geführt und der sich ergebende Schnittpunkt waagrecht mit der rechten Nomogrammchse zum Schnitt gebracht. Daneben wird im rechten Nomogrammfeld ein zweiter Schnittpunkt gesucht, dessen Verbindung mit dem ersten dann auf der Z -Leiter die gesuchte Zugkraft angibt. Der zweite Schnittpunkt ergibt sich durch Eintragung des Wertes α_f und des Wertes $\mu_f \cdot G_h$, der aus den beiden Faktoren auszumultiplizieren ist. Bei der im Nomogramm III gefundenen Zugkraft handelt es sich um die Kraft, die am Zugpunkt des Schleppers ausgeübt werden kann. Aus der

in Nomogramm II ermittelten Hinterachslast läßt sich durch Multiplikation mit dem Kraftschlußbeiwert die übertragbare Umfangskraft ermitteln. Für die Berechnung der Motorleistung, Fahrgeschwindigkeit, Reifendimensionen bei einer bestimmten Motordrehzahl und Gesamtübersetzung wurde bereits früher ein entsprechendes Nomogramm entwickelt (1).

Ein Rechenbeispiel soll die Benutzung des Nomogramms noch einmal erläutern. (Siehe eingetragene gestrichelte Linien). Das Beispiel wurde so gewählt, daß es einem Grenzfall der Schlepperverwendung nahekommt, bei dem nur eine geringe Zugleistung zu Tage tritt. Derartige Verhältnisse treten bei starker Steigung auf.

Nomogramm I:

Es sollen angenommen werden:

Steigungswinkel $\alpha = 15^\circ$ (27%), Rollwiderstandsziffer $f = 0,1$ und Kraftschlußbeiwert $\mu = 0,5$, Richtung des Arbeitswiderstandes $\varphi = -10^\circ$. Ermittelte Werte: $\alpha_f = 0,36$, $\mu_f = 0,49$, $\alpha_\varphi = 0,94$ und $\mu_\varphi = 0,91$.

Nomogramm II:

Die angenommenen Daten sind in Abbildung 6 angegeben und veranschaulicht. Die ermittelten Werte betragen: Hinterachslast $G_h = 900$ kg, Vorderachslast $G_v = 270$ kg.

Nomogramm III:

Ermittelte Zugkraft $Z = 25$ kg.

Für den gleichen Schlepper mit den gleichen Konstruktionsabmessungen und unter Annahme gleichartiger Boden- und Kraftübertragungsverhältnisse ergeben sich bei der Arbeit in der Ebene (Steigungswinkel $\alpha = 0$) folgende Verhältnisse:

Nomogramm I: $\alpha_f = 0,1$, $\alpha_\varphi = 0,98$, μ_f und μ_φ unverändert.

Nomogramm II: $G_h = 910$ kg; $G_v = 340$ kg.

Nomogramm III: Zugkraft $Z = 330$ kg.

Die in diesem Beispiel ermittelte Vorderachslast von 340 kg liegt höher, als sie im Grenzfall mit Rücksicht auf die Lenkfähigkeit des Schleppers notwendig ist. Unter Beibehaltung aller übrigen vorher benutzten Abmessungen und Werte soll im Grenzfall eine zulässige Vorderachslast von 200 kg angenommen werden. Die sich hierbei ergebende Hinterachslast G_h kann aus dem Nomogramm II ermittelt werden und beträgt 1070 kg. Das Nomogramm III ergibt hierfür eine Zugkraft von 410 kg. Diese höhere Zugkraft kann am Schlepper dadurch ausgenutzt werden, daß ein höherer Zugpunkt gewählt wird. Dabei ist wesentlich, daß die verschiedenen Zugpunkte stets auf der Wirkungslinie des Arbeitswiderstandes liegen müssen. (Punkt B oder C in Abbildung 6.) Die genaue neue Lage des Zugpunktes kann

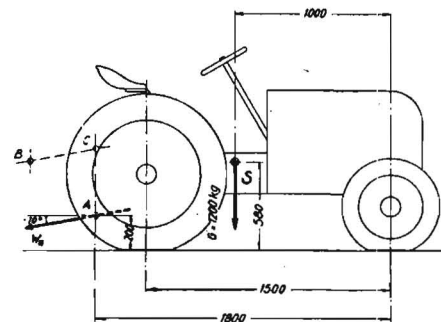


Abb. 6: Zur Errechnung des Beispiels angenommene Daten

aus dem Nomogramm II durch Probieren ermittelt werden. Dabei ist von dem neuen G_h -Wert auszugehen und auf dem betreffenden G_h -Strahl ein Punkt zu wählen, dessen senkrechte und waagerechte Leitlinien nachher im α_f -Feld zu einem gemeinsamen Schnittpunkt mit dem gegebenen α_f -Strahl führen. Die von diesem Schnittpunkt ausgehende senkrechte Leitlinie ergibt dann im α -Feld des Nomogramms die gesuchte Größe a . Hierbei besteht die Möglichkeit, bei

Änderung des Wertes s_z einen anderen Wert für a zu wählen (Abb. 6). Dieser neue Punkt B liegt dann auf der gleichen Wirkungslinie wie der Punkt C. Für den Punkt C gilt $a = 68$ cm, für den Punkt B: $a = 60$ cm bei $s_z = 220$ cm. Die Veränderung der Abmessung s_z interessiert beispielsweise dann, wenn für einen Anbaupflug ein möglichst günstiger Anlenkpunkt ermittelt werden soll. Im behandelten Beispiel wurde angenommen, daß die Richtung des Arbeitswiderstandes unverändert bleibt. Oft bringt die neue Lage des Zugpunktes eine Veränderung des Angriffswinkels φ mit sich. In letzterem Fall wird von einer gewählten Zugpunktlage ausgegangen, und unter Zugrundelegung des sich dabei ergebenden Angriffswinkels probiert, bis sich die gewünschte Achslastverteilung ergibt. Außer den obenerwähnten Beispielen erlauben die Nomogramme nicht nur die Ermittlung geeigneter Konstruktionsdaten, sondern auch die Nachprüfung der größten Zugkraft, der höchstzulässigen Steigung, der Lenkfähigkeit und der Aufbäumgrenze an ausgeführten Schleppern. Derartige Berechnungen sind besonders dann notwendig, wenn es sich darum handelt, eine günstige Lösung für die Anbringung oder den Anbau eines der vielen neuen Arbeitsgeräte zu finden, die die Motorisierung der landwirtschaftlichen Arbeiten hervor gebracht hat.

DK 631.372.01

Schrifttum:

1. Fischer-Schlemm, W. E., Gommel, W. Die Maschine in der Landwirtschaft, Heft: Schlepper. Verlag S. Hirzel, Stuttgart 1950.
2. Meyer, H. Beiträge zur Beurteilung von Schlepperbauarten. Luftreifenfragen. Berichte über Landtechnik. Heft III. Verlag H. Neureuter, Wolftratshausen 1948.
3. Bock, G. Reifenprobleme. Berichte über Landtechnik. Heft XI. Verlag H. Neureuter, Wolftratshausen 1950.
4. Worthington, W. H. Evaluation of factors affecting the operation stability of wheel tractors. Agricultural Engineering 1949, Heft 3 und 4.
5. Skalweit, H. Die Arbeitsgeräte am Schlepper. „Landtechnik“, Heft 6, Seite 193 ff. Verlag H. Neureuter, Wolftratshausen 1951.
6. Bussien, R. Automobiltechnisches Handbuch. 16. Aufl. Verlag H. Cram, Berlin 1945.

Résumé:

Dipl.-Ing. W. A. Popov: „Nomographs for the Determination of the Tractive Effort of Agricultural Tractors having rear axle drive.“

The effective tractive effort of tractors depends on various factors resulting from the dimensions of the tractor and operating conditions. The arithmetical and graphical methods in use hitherto are comparatively difficult to visualise clearly. The Author has, therefore, developed a graphical method that presents the advantage of increased clarity to the designer, and, as opposed to existing methods, includes all essential factors affecting the calculation of tractive effort.

Dipl.-Ing. W. A. Popov: „Procédé nomographique pour la détermination de l'effort de traction des tracteurs agricoles à traction arrière.“

L'effort de traction des tracteurs dépend de plusieurs facteurs qui découlent des dimensions de la machine et des conditions de travail. Les calculs et les graphiques utilisés pour déterminer l'effort de traction manquent jusqu'à présent de clarté. L'auteur a mis au point un procédé nomographique qui offre au constructeur une vue précise de la question et qui, contrairement aux procédés antérieurs, comporte tous les éléments nécessaires pour déterminer l'effort de traction.

Dipl.-Ing. W. A. Popov: „Procedimiento Nomográfico para la averiguación de la fuerza de tracción de tractores de la-branza con propulsión de las ruedas posteriores.“

La fuerza de tracción efectiva del tractor depende de diversos factores que resultan de los cálculos constructivos y de las condiciones de trabajo. Los procedimientos de cálculo y gráficos usuales hasta ahora para la averiguación de la fuerza de tracción son relativamente complicados. El autor ha desarrollado un procedimiento nomográfico que ofrece al constructor la ventaja de mayor claridad y al contrario de todos los procedimientos conocidos hasta la actualidad comprende todos los factores esenciales decisivos para la magnitud de la fuerza de tracción.

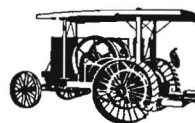
Die Zeitschrift für

**Entwicklung - Herstellung
Handel - Instandsetzung**

von Landmaschinen ist die

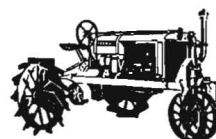
» Landtechnik «

im Verlag H. Neureuter · Wolftratshausen



1907

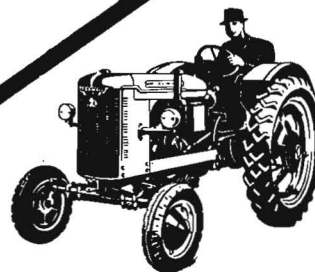
Schon damals stellten diese IHC-Ackerschlepper einen gewaltigen Fortschritt dar.



1923

Der Farmall von 1923 wurde in allen Erdteilen der zuverlässige Helfer Hunderttausender von Bauern.

44 Jahre liegen dazwischen



1951

Der McCORMICK FARMALL-Dieselschlepper DF aus den Neußer IH-Werken ist die neueste Schöpfung in dieser Reihe erfolgreicher Konstruktionen.



INTERNATIONAL HARVESTER

International Harvester Company m. b. H.
Berlin · Hamburg · München · Neuß/Rh.