

Fachschule und Fernstudium

Angriffspunkte der Widerstands- und Belastungskräfte am Schlepper

Von Dipl.-Ing. A. WICHA, Berlin-Friedrichshagen

DK 631.372.001.2

1 Allgemeines

An jedem Schlepper sind eine mehr oder weniger große Anzahl ideeller Punkte vorhanden, die im Raume veränderlich oder unveränderlich liegen und an denen die Belastungs- und Widerstandskräfte mit verschiedener Größe und Richtung wirken.

Solche Belastungs- und Widerstandskräfte sind:

Schleppergewicht, Traktoristengewicht, Fahrwiderstände der Räder, Beschleunigungs- und Verzögerungswiderstände, Lenkwiderstand, Gerätegewicht, Arbeitswiderstände im, auf oder über dem Boden, Betriebsmittelgewichte, Gewichte der Maschinenarbeitskräfte, Gefällevortriebskräfte, Steigungswiderstände, Strömungswiderstände der Luft u. a. m.

Um den Kraft- und Kraftmomentenplan von einem Schlepper mit und ohne Arbeitsgerät aufzustellen, ist eine Unterteilung in der vertikalen Längsebene, in der vertikalen Querebene und in der horizontalen Ebene durchzuführen.

2 Kräfteplan in der Längsebene

Es soll vorerst ein Kräfteplan in der Längsebene aufgestellt werden, der sich aus statischen und dynamischen Kraftmomenten zusammensetzt.

2.1 Kräfteplan eines Schleppers in der Längsebene, ohne Arbeitsgeräte und im Ruhezustand

In Bild 1 sind einige Gewichtbelastungen eines Schleppers in den ideellen Punkten I bis V dargestellt.

Punkt I	Schleppergewicht	G_0	[kg]
Punkt II	Traktoristengewicht	G_1	[kg]
Punkt III	Kraftstoffgewicht	G_2	[kg]
Punkt IV	Kühlwassergewicht	G_3	[kg]
Punkt V	Schmierölgewicht	G_4	[kg]

Die räumliche Lage der Punkte I bis V ist in der Längsebene durch die Längenmaße a_0 bis a_5 gegeben.

Der vordere Radbelastungswiderstand G_5 ist

$$G_5 = G_0 a_1 - G_1 a_2 + G_2 a_3 + G_3 a_4 + G_4 a_5 / a_0 \quad (1)$$

Der hintere Radbelastungswiderstand G_6 ist

$$G_6 = G_0 + G_1 + G_2 + G_3 + G_4 - G_5 \quad (2)$$

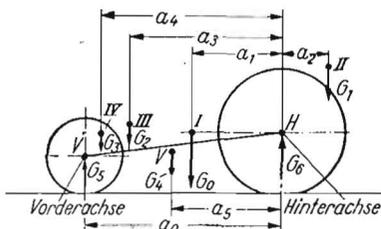


Bild 1. Gewichtbelastungen

Berechnungsbeispiel 1

$G_0 = 2600$ kg Schleppergewicht
 $G_1 = 75$ kg Traktoristengewicht
 $G_2 = 38$ kg Kraftstoffgewicht
 $G_3 = 12,5$ kg Kühlwassergewicht
 $G_4 = 8,5$ kg Schmierölgewicht
 $a_0 = 2000$ mm, $a_1 = 615$ mm, $a_2 = 350$ mm, $a_3 = 1000$ mm,
 $a_4 = 1700$ mm, $a_5 = 800$ mm.

Nach (1) wird der vordere Radbelastungswiderstand $G_5 = 820$ kg. Nach (2) wird der hintere Radbelastungswiderstand $G_6 = 1914$ kg. Das Gesamtgewicht $G_7 = G_5 + G_6 = 2734$ kg.

Die horizontale Entfernung des Gesamtgewichtes vor der Hinterradachse ist

$$a_6 = G_5 a_0 / G_7 = 600 \text{ mm.}$$

2.2 Kräfteplan eines Schleppers in der Längsebene ohne Arbeitsgeräte und im Bewegungszustand

In Bild 2 ist schematisch ein Schlepper dargestellt, der sich mit der Geschwindigkeit v [m/s] bewegt.

Die resultierenden Belastungswiderstände der beiden Hinterräder und der beiden Vorderräder K_1 und K_2 wirken in den Punkten VI und VII.

Die Vorder- und Hinterraddurchmesser sind D_v und D_h . Die Fahrwiderstände wirken auf einem etwas kleineren Radius als dem Radradius.

b_0 statischer Halbmesser des Vorderreifens [mm]
 b_1 statischer Halbmesser des Hinterreifens [mm]

$$b_0 < D_v/2 \quad b_1 < D_h/2$$

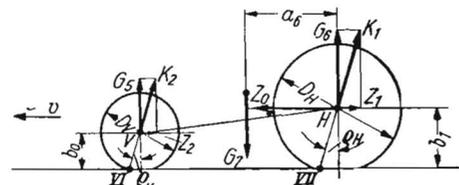


Bild 2. Schleppergewicht und Fahrwiderstand

Der dynamische Halbmesser b' ist die bei abrollendem Reifen zurückgelegte Wegstrecke geteilt durch 2π , wobei der Reifen mit der zulässigen Tragfähigkeit belastet und mit dem entsprechenden Luftdruck aufgepumpt ist. Der dynamische Halbmesser b' ist etwas größer als der statische Halbmesser b .

$$b' > b$$

Rechnerisch kann der dynamische Halbmesser nach Gl. (3) berechnet werden.

$$b' = 0,1963 \sqrt{D^2 + 22 b^2} \quad [\text{mm}] \quad (3)$$

Raddurchmesser D in mm.

Es ist also

$$D/2 > b' > b$$

Bei der experimentellen Ermittlung des Radschlupfes s in % ist der dynamische Radhalbmesser b' zu berücksichtigen und nicht der Radhalbmesser $D/2$ oder der statische Radhalbmesser b .

Berechnungsbeispiel 2

Hinterraddurchmesser $D_h = 1520 \pm 10$ mm
 Reifengröße 9,00-40 AS DIN 7806
 Statischer Radhalbmesser $b_1 = 685 \pm 5$ mm
 Dynamischer Radhalbmesser
 $b'_1 = 0,1963 \sqrt{D_h^2 + 22 b_1^2} = 698 \pm 5$ mm
 Vorderraddurchmesser $D_v = 834 \pm 6$ mm
 Reifengröße 6,00-20 AS Front DIN 7808
 Statischer Radhalbmesser $b_0 = 394 \pm 3$ mm
 Dynamischer Radhalbmesser
 $b'_0 = 0,1963 \sqrt{D_v^2 + 22 b_0^2} = 398 \pm 3$ mm

2.21 Fahrwiderstand

Die Größe des Fahrwiderstandes Z [kg] ist abhängig vom Raddurchmesser D [cm], vom Luftdruck im Reifen p [kg/cm²], von der Bodenoberfläche bzw. vom spezifischen Bodenverformungskoeffizienten q [kg/cm³] und der Radbelastung G [kg].

$$Z = 0,425G \sqrt[3]{p/qD} + 0,065 \sqrt[3]{G^4/pD^2} \quad [kg] \quad (4)$$

q Koeffizienten:

- $q = 0,2 \dots 0,4$ kg/cm³ Gepflügter Boden
- $q = 1,0 \dots 2,5$ kg/cm³ Stoppelfeld, Wiese, Brachland
- $q = 10 \dots 20$ kg/cm³ Feldwege, ungepflasterte Straßen

Berechnungsbeispiel 3

- Fahrwiderstand des Vorderrades $Z_2/2$ [kg]
- Luftdruck $p_v = 3,5$ kg/cm²
- Radbelastung $G_5/2 = 410$ kg (zwei Vorderräder)
- Raddurchmesser $D_v = 83,4$ cm
- Bodenkoeffizient $q = 1,5$ kg/cm³
- Nach Gl. (4) ist

$$Z_2/2 = 0,425 \cdot G_5/2 \cdot \sqrt[3]{p_v/qD_v} + 0,065 \sqrt[3]{G_5^4/16 p_v D_v^2} = 60 \text{ kg}$$

$Z_2 = 120$ kg Fahrwiderstand von beiden Vorderrädern
Fahrwiderstand des Hinterrades $Z_1/2$ [kg]

- Luftdruck $p_h = 1,5$ kg/cm²
- Radbelastung $G_8/2 = 957$ kg
- Raddurchmesser $D_h = 152$ cm
- Bodenkoeffizient $q = 1,5$ kg/cm³
- Nach Gl. (4) ist

$$Z_1/2 = 0,425 \cdot G_8/2 \cdot \sqrt[3]{p_h/qD_h} + 0,065 \sqrt[3]{G_8^4/16 p_h D_h^2} = 95 \text{ kg}$$

$Z_1 = 190$ kg Fahrwiderstand von beiden Hinterrädern

2.22 Koeffizient der rollenden Reibung zwischen den Schlepperrädern und der Bodenoberfläche

Der Fahrwiderstand Z kann auch mit Hilfe des Koeffizienten der rollenden Reibung μ_ρ ermittelt werden.

$$Z = G \mu_\rho \quad [kg] \quad (5)$$

für $\mu_\rho = \text{tg } \rho$ gesetzt, wird in (5) eingesetzt

$$\text{tg } \rho = Z/G \quad (6)$$

ρ Rollreibungswinkel [°]

Berechnungsbeispiel 4

Der Rollreibungswinkel der Vorderräder ist nach (6)

$$\text{tg } \rho_v = Z_2/G_5 = 0,1463, \quad \rho_v = 8^\circ 19'$$

Der Rollreibungswinkel der Hinterräder ist nach (6)

$$\text{tg } \rho_h = Z_1/G_8 = 0,0993, \quad \rho_h = 5^\circ 40'$$

Bei verschieden gestalter Bodenoberfläche wird ρ_v und ρ_h :

	Vorderräder	Hinterräder
Gepflügter Boden	$\rho_v = 12 \dots 15^\circ$	$\rho_h = 8 \dots 9^\circ$
Stoppelfeld, Wiese, Brachland	$\rho_v = 7 \dots 10^\circ$	$\rho_h = 5 \dots 6^\circ$
Feldwege, ungepflasterte Straße	$\rho_v = 4 \dots 5^\circ$	$\rho_h = 3,5^\circ$

2.23 Vortriebskraft und Motorleistung

Die von dem Motor aufzubringende Vortriebskraft ist gleich der Summe aller Fahrwiderstandskräfte.

$$Z_0 = Z_1 + Z_2 \quad [kg] \quad (7)$$

Bei einer Fahrgeschwindigkeit des Schleppers von v in km/h bzw. in m/s und bei einem Wirkungsgrad des Triebwerks η_{mech} ist die Fahrleistung

$$N_f = Z_0 v / 75 \eta_{mech} \quad [PS] \quad (8)$$

3 Kräfteplan eines Schleppers in der Längsebene mit einem Arbeitsgerät im Bewegungszustand

In Bild 3 ist schematisch ein Maschinenaggregat, bestehend aus einem Schlepper und einem dreifurchigen Scharpflug dargestellt. Das Pfluggerät ist vorne am Schlepper im Punkt X gelagert

und rückwärts im Furchenradlager abgestützt. Das Gewicht des Pfluggerätes G_8 im Schwerpunkt XI sowie der Angriffspunkt VIII des gesamten Pflugwiderstandes P_0 und das Radmittel W des Furchenrades sind durch die Größen der Maße, Gewichte und Belastungen gegeben.

3.1 Gerätegewichtsverteilung auf Schlepperräder und Furchenrad

Furchenradbelastung $G_9 = G_8 a_8 / (a_8 + a_9) \quad [kg] \quad (9)$

Schlepperbelastung $G_{10} = G_8 - G_9 \quad [kg] \quad (10)$

Zusätzliche Vorderradbelastung $G_{12} = G_{10} a_7 / a_0 \quad [kg] \quad (11)$

Zusätzliche Hinterradbelastung $G_{11} = G_{10} - G_{12} \quad [kg] \quad (12)$

Die zugehörigen Zugwiderstandskräfte sind:

$$Z_3 = G_{12} \text{tg } \rho_v \quad [kg] \quad (13)$$

$$Z_4 = G_{11} \text{tg } \rho_h \quad [kg] \quad (14)$$

$$Z_5 = G_9 \text{tg } \rho_f \quad [kg] \quad (15)$$

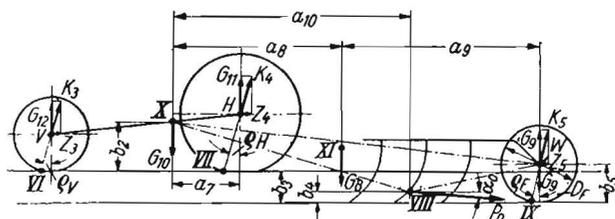


Bild 3. Gerätegewicht und Fahrwiderstand

Berechnungsbeispiel 5

Nach (9) bis (15) ist

$$Z_3 = G_8 \left(1 - \frac{a_8}{a_8 + a_9} \right) \cdot \frac{a_7}{a_0} \cdot \text{tg } \rho_v = 8,4 \text{ kg}$$

$$Z_4 = G_8 \left(1 - \frac{a_8}{a_8 + a_9} \right) \left(1 - \frac{a_7}{a_0} \right) \text{tg } \rho_h = 15,2 \text{ kg}$$

$$Z_5 = G_9 \text{tg } \rho_f = 45,8 \text{ kg.}$$

Gegeben:

- $a_7 = a_6 = 600$ mm, $a_8 = 2200$ mm, $a_9 = 1600$ mm, $a_{10} = 2600$ mm
- $b_2 = 598$ mm, $b_2 = (b_1 - b_1 a_7 / a_0 + b_0 a_7 / a_0)$
- $b_3 = 250$ mm = t_n Arbeitstiefe
- $b_4 = 83$ mm = $b_3 / 3$
- $b_5 = 300$ mm statischer Furchenradhalbmesser
- $D_f = 650$ mm Furchenraddurchmesser
- $\alpha_0 = 10^\circ$
- $\rho_f = 9^\circ$
- $P_0 = 1125$ kg Pflugwiderstand bei einer Arbeitsbreite von $b_n \cdot z = 900$ mm ($z = 3$ Schare und Scharbreite $b_n = 300$ mm)
- Bodengruppe III $c = 0,5$ kg/cm²
- Pfluggewicht $G_8 = 500$ kg.

3.2 Zugwiderstandskräfte auf die Vorder- und Hinterräder sowie auf das Furchenrad

In Bild 4 ist das Arbeitsgerät (Pflug) schematisch wie in Bild 3 dargestellt.

- $b_8 = b_2 + b_3 - b_4$
- $b_7 = b_5 - b_4$
- $a_{11} = a_8 + a_9 - a_{10}$
- $\text{tg } \alpha_1 = b_7 / a_{11} \quad \alpha_1 = 10^\circ 15'$
- $\text{tg } \alpha_2 = b_8 / a_{10} \quad \alpha_2 = 16^\circ 23'$
- Die Kraftkomponente P_2 zu dem Furchenrad hin gerichtet, ist nach (16)

$$P_2 = P_1 \sin(\alpha_2 - \alpha_0) / \sin(\alpha_0 + \alpha_1) \quad [kg] \quad (16)$$

Die Kraftkomponente P_1 zu dem Schlepper hin gerichtet, ist nach (17)

$$P_1 = P_0 \frac{1}{\frac{\sin(\alpha_2 - \alpha_0)}{\operatorname{tg}(\alpha_0 + \alpha_1)} + \cos(\alpha_2 - \alpha_0)} \quad [\text{kg}] \quad (17)$$

Die zusätzlichen Zugwiderstandskräfte Z_6 und Z_7 sind nach (18) und (19)

$$Z_6 = P_2 \cos \alpha_1 \quad [\text{kg}] \quad (18)$$

$$Z_7 = P_1 \cos \alpha_2 \quad [\text{kg}] \quad (19)$$

Die Schlepperbelastung G_{14} löst weitere Fahrwiderstände aus.

$$Z_8 = P_1 \sin \alpha_2 \left(\frac{a_0 - a_7}{a_0} \right) \operatorname{tg} \varrho_h \quad [\text{kg}] \quad (20)$$

$$Z_9 = P_1 \sin \alpha_2 a_7 \operatorname{tg} \varrho_v / a_0 \quad [\text{kg}] \quad (21)$$

Das Furchenrad wird mit der Kraft G_{13} entlastet, so daß der Fahrwiderstand Z_{10} negativ wird. Nach (22) ist

$$Z_{10} = -G_{13} \operatorname{tg} \varrho_f = -P_2 \sin \alpha_1 \operatorname{tg} \varrho_f \quad [\text{kg}] \quad (22)$$

Berechnungsbeispiel 6

Nach (16) und (17) ist $P_2 = 279 \text{ kg}$ und $P_1 = 868 \text{ kg}$.

Nach (18) und (19) ist $Z_6 = 275 \text{ kg}$ und $Z_7 = 833 \text{ kg}$

Nach (20) bis (22) ist $Z_8 = 17,00 \text{ kg}$, $Z_9 = 10,75 \text{ kg}$ und $Z_{10} = -7,86 \text{ kg}$.

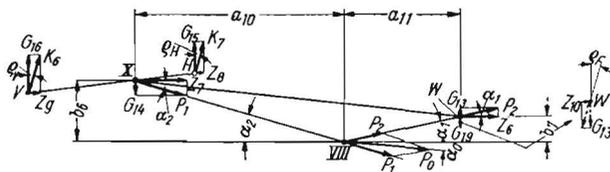


Bild 4. Pflugwiderstand und Fahrwiderstand

4 Motorleistung des Schleppers

Die Gesamtkraft Z setzt sich aus der Summe aller Zugwiderstandskomponenten zusammen

$$Z = Z_1 + Z_2 + Z_3 + Z_4 + Z_5 + Z_6 + Z_7 + Z_8 + Z_9 - Z_{10} \quad [\text{kg}] \quad (23)$$

Die Motorleistung N_m ist mithin bei einer Arbeitsgeschwindigkeit von v [m/s]:

$$N_m = Z v / 75 \eta_{\text{mech}} \quad [\text{PS}] \quad (24)$$

Berechnungsbeispiel 7

- $Z_1 = 190,00 \text{ kg}$ Fahrwiderstand der Hinterräder durch Schleppergewicht
- $Z_2 = 120,00 \text{ kg}$ Fahrwiderstand der Vorderräder durch Schleppergewicht
- $Z_3 = 8,40 \text{ kg}$ Fahrwiderstand der Vorderräder durch Pfluggerätgewicht
- $Z_4 = 15,20 \text{ kg}$ Fahrwiderstand der Hinterräder durch Pfluggerätgewicht
- $Z_5 = 45,80 \text{ kg}$ Fahrwiderstand der Furchenräder durch Pfluggerätgewicht
- $Z_6 = 275,00 \text{ kg}$ Zugwiderstand durch Pfluggerät
- $Z_7 = 833,00 \text{ kg}$ Zugwiderstand durch Pfluggerät
- $Z_8 = 17,00 \text{ kg}$ Fahrwiderstand der Hinterräder durch Pflugwiderstand
- $Z_9 = 10,75 \text{ kg}$ Fahrwiderstand der Vorderräder durch Pflugwiderstand
- $Z_{10} = -7,86 \text{ kg}$ Fahrwiderstand der Furchenräder durch Pflugwiderstand

$$Z = 1507,29 \text{ kg} \text{ Gesamtzugkraft nach (23).}$$

Die Motorleistung ist nach (24) $N_m = 29,55 \text{ PS}$ bei einer Fahrgeschwindigkeit von $v = 1,25 \text{ m/s}$, das sind $4,5 \text{ km/h}$ und bei einem mechanischen Wirkungsgrad des Triebwerks $\eta_{\text{mech}} = 0,85$.

5 Geratanordnung gegenüber dem Schlepper

Die günstigste Anordnung der Gerätekopplung mit dem Schlepper in bezug auf die motorische Leistung wird erzielt, wenn das Gerät als Sattelgerat ausgebildet wird und die Kopplung mit dem Schlepper in einem Punkt erfolgt, der in der Verbindungslinie zwischen Vorder- und Hinterrädern und in dem rückwärtigen Drittel des Radstandes des Schleppers liegt. Dadurch ist es möglich, die grotmoglichste Arbeitsleistung bei kleinstmöglicher Motorleistung zu erzielen.

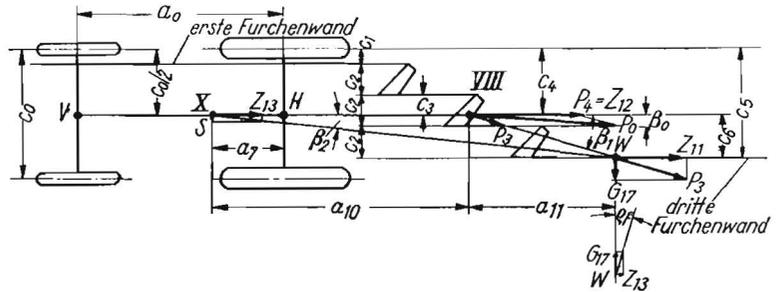


Bild 5. Horizontal-Kräfteplan

wärtigen Drittel des Radstandes des Schleppers liegt. Dadurch ist es möglich, die grotmoglichste Arbeitsleistung bei kleinstmöglicher Motorleistung zu erzielen.

Das Kopplungsgestange des Gerätes mit dem Schlepper mu mit einem Zwischengelenk (horizontale Beugungsebene) versehen werden um eine gute Lenkfähigkeit des Aggregates zu erreichen.

6 Kräfteplan eines Schleppers in der Horizontalebene mit einem Arbeitsgerät im Bewegungszustand

In Bild 5 ist der Kräfteplan in der Horizontalebene gezeichnet. Bei einer Spurbreite von der Groe c_0 und einer Arbeitsbreite von $z c_2 = z b_n$ des Arbeitsgerätes liegt der resultierende Angriffspunkt VIII der Pflugwiderstandskraft P_0 in der Richtung der Schlepperlangssachse.

$$c_1 + c_2 + c_3 = c_4 = c_0/2$$

Die Entfernung der dritten Furchenwand von der Radspurmitte in der Vorfurche ist $c_5 = z c_2 + c_1$ und $c_6 = c_5 - c_4$.

Die Pflugwiderstandskraft P_0 liegt β_0 geneigt gerichtet in der Horizontalebene.

Auch in der Horizontalebene ist das Gerät in den Punkten X und W abgestützt.

Die Kraftkomponenten P_3 und P_4 der Kraft P_0 sind nach (25) und (26)

$$P_3 = P_0 \sin \beta_0 / \sin \beta_1 \quad [\text{kg}] \quad (25)$$

$$P_4 = P_0 \cos \beta_0 - P_3 \cos \beta_1 = Z_{12} \quad [\text{kg}] \quad (26)$$

$$\operatorname{tg} \beta_1 = c_6 / a_{11}$$

Im Punkt W (Furchenrad) zerlegt sich die Kraftkomponente P_3 in zwei Komponenten G_{17} und Z_{11} .

Nach (27) und (28) ist

$$G_{17} = P_3 \sin \beta_1 \quad [\text{kg}] \quad (27)$$

$$Z_{11} = P_3 \cos \beta_1 \quad [\text{kg}] \quad (28)$$

Das Furchenrad wird mit der Kraft G_{17} zur Furchenwand gedrückt. Durch die Schrägstellung des Furchenrades löst die Kraft G_{17} nach (29) einen Fahrwiderstand Z_{13} aus.

$$Z_{13} = G_{17} \operatorname{tg} \varrho_f \quad [\text{kg}] \quad (29)$$

Dieser Fahrwiderstand Z_{13} nach dem Punkt VIII übertragen, löst nach (30) eine seitlich gerichtete Belastung des Schleppers (Seitenschubkraft S) aus.

$$S = Z_{13} \operatorname{tg} \beta_2 \quad [\text{kg}] \quad (30)$$

$$\operatorname{tg} \beta_2 = c_6 / a_{10} + a_{11}$$

Diese Seitenschubkraft S übt in Anbetracht ihres kleinen Groenwertes keinen Einflu auf die Lenkfähigkeit des Schleppers.

pers aus, so daß dieser ohne Vorderradeinschlag bei der Arbeit fahren kann.

Lediglich die Gesamtzugkraft Z wird um den kleinen Wert Z_{13} größer, also nach (31)

$$Z' = Z + Z_{13} \quad [\text{kg}] \quad (31)$$

Berechnungsbeispiel 8

$c_1 = 125 \text{ mm}$, $c_2 = b_n = 300 \text{ mm}$, $c_3 = 2 c_2/3 = 200 \text{ mm}$,
 $c_4 = 625 \text{ mm}$, $c_5 = z c_2 + c_1 = 1025 \text{ mm}$, $c_6 = 400 \text{ mm}$
 $\beta^\circ = 10^\circ$

Nach (25) ist $P_3 = 620 \text{ kg}$.

Nach (27) ist $G_{17} = 196 \text{ kg}$.

Der zusätzliche Fahrwiderstand Z_{13} ist nach (29) $Z_{13} = 31 \text{ kg}$.
Die Seitenschubkraft S im Punkt X ist nach (30) $S = 3,26 \text{ kg}$.

$$\text{tg } \beta_2 = 0,1053$$

Die gesamte Zugkraft Z' ist nach (31) $Z' = 1538,29 \text{ kg}$.
Mithin wird die motorische Leistung des Schleppers $N_m = 30 \text{ PS}$.

Zusammenfassung

Wie aus der rechnerischen Ermittlung und aus dem Kräfteplan in der horizontalen Ebene zu erkennen ist, wird der motorische Leistungsbedarf, der nach dem Kräfteplan in der Längsebene bestimmt wurde, nicht nennenswert erhöht, wenn der Anhängerpunkt X des Gerätes in der Mittellachsebene des Schleppers zwischen der Vorder- und Hinterachse im letzten Radstand-drittel liegt.

A 2492

Verbesserungsvorschläge, Gebrauchsmuster und Patente

Maschinen für die Heuwerbung¹⁾

45c 36/30 „Rechenrad mit federnden Zinken für einen Rechen mit seitlicher Abführung des Gutes, einen Schwadwender oder ein anderes Heuerntegerät“

Patent-Anmeldung Nr. L 16638 III, 1. September 1955

Inhaber: C. VAN DER LELY N. V. Maasland DK 631.353.2

Man hat bereits Rechenräder benutzt, bei denen sich der Stützpunkt in der Nähe der Radnabe befindet und mit dem Fußpunkt des Zinkens durch eine sich etwa in radialer Richtung erstreckende Speiche verbunden ist, die die Verlängerung des Zinkens bildet.

Obwohl ein derartiges Rechenrad eine sehr gute Federwirkung aufweist, besteht der Nachteil, daß bei der seitlichen Verdrehung eines Zinkens der Abstand der Zinkenspitze zur Radnabe zunimmt oder bestenfalls gleichbleibt. Die Folge davon ist, daß die Anzahl der gleichzeitig mit dem Boden in Berührung kommenden Zinkenspitzen auf ein Mindestmaß beschränkt wird und daher die wirksame Breite des Rades abnimmt.

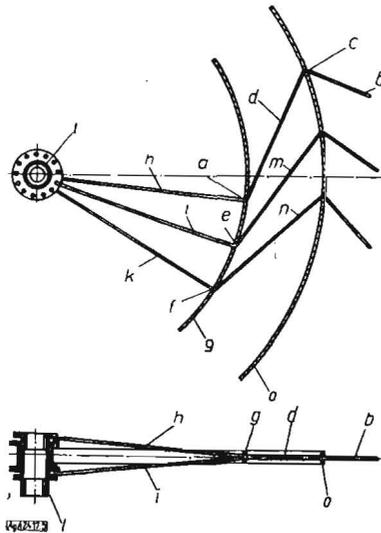


Bild 5. Rechenrad

Erfindungsgemäß werden diese Nachteile vermieden, indem ein Rechenrad, das am Umfang mit mehreren federnden Zinken versehen ist, die je einen beträchtlichen Winkel mit der durch den Fußpunkt des Zinkens und die Radachse hindurchgehenden Ebene bilden, wobei die Fußpunkte der Zinken mittels einer Felge gekuppelt sind. Die Fußpunkte können gegenüber der Radnabe beträchtlich versetzt sein. Dadurch ist, unter dem Einfluß der seitlichen Kraft, jeder Zinken um eine Achse drehbar, die vom Fußpunkt des Zinkens und in einem wesentlich starr mit der Radnabe verbundenen Stützpunkt bestimmt

¹⁾ Teil I siehe Juliheft.

wird. Aus Bild 5 ist ersichtlich, daß der Stützpunkt a und die Zinken b an derselben Seite der durch die Radachse und den Fußpunkt c des Zinkens hindurchgehenden Ebene liegen und der Stützpunkt a einen beträchtlichen Abstand von dieser Ebene hat. Der Stützpunkt a ist mit dem Fußpunkt c des Zinkens durch eine Speiche d verbunden, die die Verlängerung des Zinkens b bildet. Der Zinken b ist dabei so abgewinkelt, daß er senkrecht zu der Speiche d steht. Die Stützpunkte a, e, f sind in dieser Ausführung gegenseitig durch eine zweite oder innere Felge g verbunden und stehen durch annähernd radiale Speichen h, i, k mit der Radnabe l in Verbindung. Die Speichenteile d, m, n verlaufen zwischen den beiden Felgen g, o annähernd tangential zur Felge g .

45c 37/01 „Aufgreifwalze für Heu, Stroh und ähnliches Erntegut“

DBP Nr. 929035, 16. Juni 1955

DK 631.353.3

Inhaber: Gebr. CLAAS, Maschinenfabrik Harsewinkel/Westf.

Die Erfindung betrifft eine mit Kufen auf dem Erdboden abgestützte, mit Aufgreifzinken versehene umlaufende Aufgreifwalze für Heu, Stroh und ähnliches Erntegut.

Die bekannten Ausführungen dieser Aufgreifwalzen, die entweder mit Federzinken oder mit gesteuerten, sich aus- und einwärts bewegenden Zinken ausgerüstet sind, haben Stützkufen, die beiderseits der Aufgreifwalze an den Seitenblechen der Aufgreifvorrichtung angeordnet sind. Die Lage dieser Stützkufen gibt oft zu Störungen Anlaß, da das aufzunehmende Erntegut sich unter den Kufen festklemmt. Dies ist besonders dann der Fall, wenn die Schwaden gegenüber der Aufgreifwalze zu breit gemacht werden. Dann zerren die äußeren Zinken

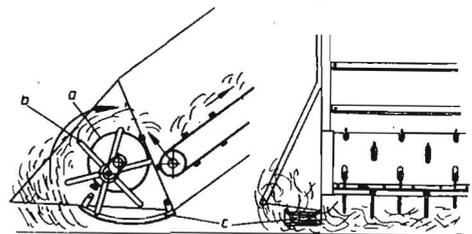


Bild 6. Aufgreifwalze (alte Ausführung)

Bild 7. Aufgreifwalze (neue Ausführung)

