

Für die Bearbeitung von Sandböden kommt dem ZT 303 dagegen weit größere Bedeutung zu (Bild 4).

Der ZT 300 kann auf diesen Böden nur Zugkraftabforderungen bis 1,2 Mp auf gepflügtem Acker und bis 1,7 Mp auf Stoppel abdecken. Der ZT 303 ist dagegen vergleichsweise in der Lage 1,8 bis 2,3 Mp Zugkraft aufzubringen.

Das Zugleistungsoptimum des ZT 303 wird auf leichten Böden im Arbeitsgeschwindigkeitsbereich zwischen 6 und 8 km erreicht. Vom ZT 300 sind dagegen Höchstzugleistungen erst oberhalb 7,5 km/h Arbeitsgeschwindigkeit zu erwarten. Der agrotechnisch wesentliche Arbeitsgeschwindigkeitsbereich endet aber bei 8 km/h. Desweiteren ist der niedriger liegende günstige Arbeitsgeschwindigkeitsbereich des ZT 303 wegen des häufig anzutreffenden Haftsteinbesatzes leichter Böden von erheblicher praktischer Bedeutung. Bei hohen Arbeitsgeschwindigkeiten, wie sie für die ökonomische Auslastung des ZT 300 erforderlich sind, treten infolge dieses Haftsteinbesatzes oft Schäden an den Bodenbearbeitungswerkzeugen auf, die durch den Einsatz des ZT 303 gemindert werden können.

Die möglichen Zugleistungen des ZT 303 auf Sandboden betragen unterhalb 8 km/h Arbeitsgeschwindigkeit das 1,1 bis 1,6fache der Zugleistungen des ZT 300 und liegen somit oberhalb der Wirtschaftlichkeitsschwelle.

Ein weiteres lohnendes Einsatzgebiet für den ZT 303 sind Hangflächen mit Neigungen über 12 Prozent. Sowohl bei Falllinien— als auch bei Schichtlinienarbeit ist er auf derartigen Flächen dem ZT 300 in der Leistung überlegen. Bei Falllinienarbeit ist das auf seine größere Zugkraftreserve zurückzuführen, die für die Überwindung des Steigwiderstandes zur Verfügung steht. Bei Schichtlinienarbeit mindert seine angetriebene Vorderachse den Leistungsabfall merklich, der am ZT 300 infolge der neigungsbedingten Entlastung des bergseitigen Tricbrades und infolge des zur Spurhaltung er-

forderlichen Lenkeinschlages der Vorderräder entsteht. Außerdem läßt sich der ZT 303 in Schichtlinie — insbesondere unter Zugbelastung — wesentlich spurtreuer fahren als der ZT 300 und ermöglicht infolgedessen ein qualitätsgerechteres Arbeiten.

Es ist also festzustellen, daß der ZT 303 im Vergleich zum ZT 300 im wesentlichen nur ökonomisch einsetzbar ist

- zu zugkraftaufwendigen Saatbettvorbereitungs- und Bestellarbeiten auf mittleren und schweren Böden,
- zum Pflügen und zu Transporten auf nassen, mittleren und schweren Böden,
- zur Grundbodenbearbeitung und zu Schwertransporten auf Sandböden und
- zur Hangbearbeitung.

Der ZT 303 kann deshalb nur als Ergänzungsvariante des ZT 300 für die Erledigung zugkraftaufwendiger Arbeiten unter ungünstigen Fahrbahn- und Geländebedingungen angesehen werden. Sein besonderer Vorteil ist, daß er infolge seiner weitgehenden Ähnlichkeit mit dem ZT 300 in der Instandhaltung und Ersatzteilversorgung keine nennenswerten Besonderheiten verlangt.

Zusammenfassung

Durch den ZT 303 ist der ZT 300 insbesondere in Landwirtschaftsbetrieben, die schwere und im Herbst nasse Böden, Sandböden oder Hangflächen bewirtschaften müssen, ökonomisch vorteilhaft ergänzbar.

Die Landmaschinen- und Fahrzeugindustrie stellt ein umfangreiches Sortiment an Landmaschinen und Anhängern her, das auf das Leistungs- und Zugvermögen des ZT 300 und seiner Ergänzungsvariante ZT 303 abgestimmt ist und erweitert dieses Sortiment ständig.

A 8376

Bestimmung der Blindkraft bei starrem Mehrachsantrieb von Fahrzeugen (Teil I)

Prof. Dr.-Ing. habil. K. HOFMANN, KDT*
Dr.-Ing. R. BUCHMANN, KDT

Ein leistungsfähiges Maschinensystem für die Landwirtschaft erfordert ein entsprechendes Transportsystem. Bei der Optimierung des gesamten Maschinensystems bereitet der Transport zur Zeit die größten Schwierigkeiten. Das gegenwärtig vorhandene Transportsystem genügt nicht den Anforderungen der in den nächsten Jahren zum Einsatz kommenden Maschinensysteme. Daraus leitet sich die Forderung ab, für die hochproduktiven Maschinensysteme, die in Zukunft in der DDR eingesetzt werden, auch ein leistungsfähiges Transportsystem zu entwickeln, das universell für alle Transporte in der Landwirtschaft eingesetzt werden kann. Die größten Anforderungen an das Transportsystem werden dabei in der Hackfruchternte gestellt.

Die Erfahrungen im Herbst 1970 mit seiner längeren Regenperiode haben gezeigt, daß es nicht genügt, die Gesamtlast der Transporteinheit als Adhäsionslast wirksam werden zu lassen, sondern daß dabei das Verhältnis von Kraftschlußbeiwert und Fahrwiderstandsbeiwert eine große Rolle spielt. In dieser Hinsicht sind Reifen mit großer Aufstandsfläche Reifen mit kleiner Aufstandsfläche überlegen. Reifen mit großer Aufstandsfläche sinken nicht so tief in den Boden ein, haben deshalb einen niedrigen Rollwiderstandsbeiwert und infolge der großen Aufstandsfläche große Kraftschlußbeiwerte. Damit ist der Unterschied in der Einsatzsicherheit zwischen einem allradgetriebenem LKW und einer Trans-

porteinheit mit großvolumiger Bereifung (Traktor und Anhänger, dessen Räder vom Traktor aus angetrieben werden) zu erklären.

Für das zukünftige Transportsystem sind verschiedene Varianten denkbar. Eine Möglichkeit wäre, einen auf Landwirtschaftstransporte zugeschnittenen Spezial-LKW mit großer Nutzlast einzusetzen. Eine weitere Möglichkeit zeichnet sich in Verbindung mit Großraumanhängern mit angetriebenen Achsen und großvolumiger Bereifung ab. Dieser Großraumhänger könnte dabei als kopflastiger Einachsanhänger mit vom Traktor angetriebener Achse (oder Tandemachse) ausgeführt werden. Es wäre auch möglich, bei einem Zweiachshänger beide Achsen vom Traktor anzutreiben. Eine derartige vom Traktor über die Zapfwelle angetriebene Achse sei Anhängetriebachse genannt.

Traktoren mit Anhängetriebachsen bilden meistens starre Zwei- oder Mehrachsantriebe. Sie sind dadurch gekennzeichnet, daß kein Ausgleichsgetriebe zwischen den getriebenen Achsen vorhanden ist. Jedoch befindet sich zwischen den Rädern jeder einzelnen Achse je ein Ausgleichsgetriebe (Bild 1).

Bei diesen starren Antrieben müssen unterschiedliche Umfangsgeschwindigkeiten der einzelnen Achsen durch unterschiedlichen Schlupf ausgeglichen werden. Durch die von diesem Schlupf abhängigen Umfangskräfte kann bei bestimmten Betriebsbedingungen eine Verspannung des Triebwerks und damit eine zusätzliche Belastung der Getriebeteile entstehen.

* TU Dresden, Sektion Kfz-, Land- und Fördertechnik (Direktor: Prof. Dr. habil. R. THURM)

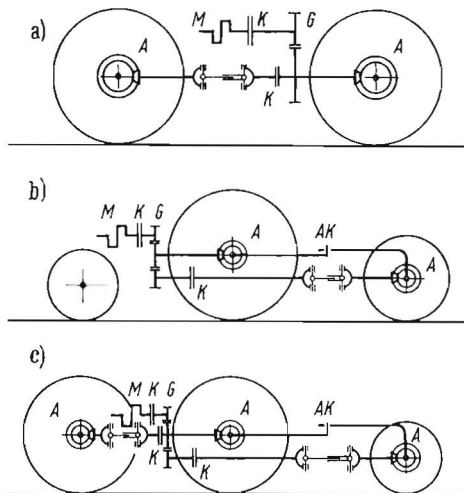
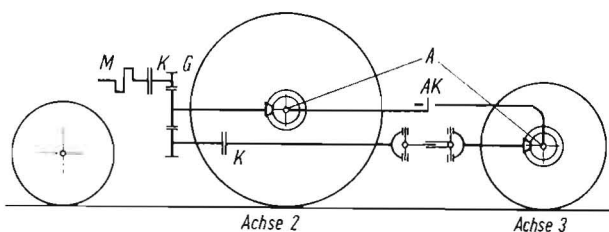


Bild 1. Beispiele für landwirtschaftliche Fahrzeuge mit starrem Mehrachsantrieb (schematisch). A Ausgleichgetriebe, G Getriebe, M Motor, AK Anhängerkupplung, K Kupplung; a) vierradgetriebener Traktor, b) hinterradgetriebener Traktor mit Anhängetriebachse, c) vierradgetriebener Traktor mit Anhängetriebachse



▲ Bild 2
Antriebsschema eines hinterradgetriebenen Traktors mit Anhängetriebachse. Achse 2 – Traktortriebachse, Achse 3 – Anhängetriebachse; (Erläuterung s. Bild 1)

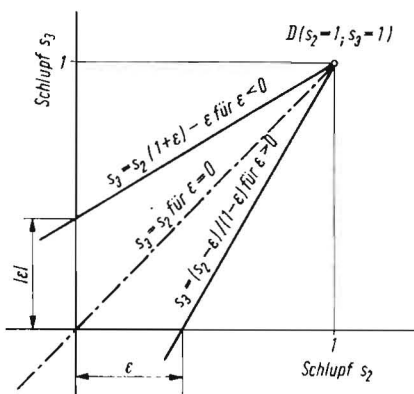
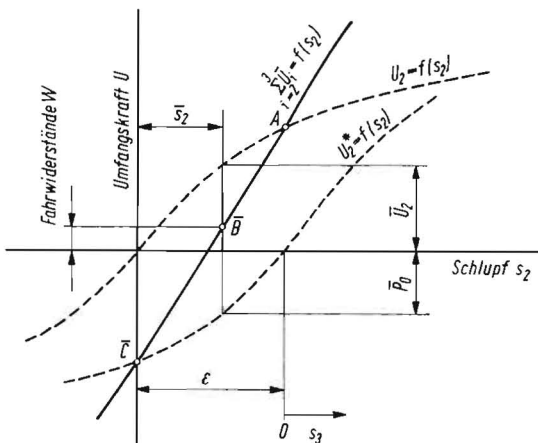


Bild 3
Schlupf der Anhängetriebachse s_3 in Abhängigkeit vom Schlupf der Traktortriebachse s_2 mit der Nacheilung als Parameter

Bild 4. Konstruktion zur Blindkraftbestimmung



Die Verspannung des Triebwerks tritt auf, wenn bei positivem Schlupf der einen Achse die andere Achse einen negativen Schlupf haben muß. Die Achse mit negativem Schlupf wirkt dabei wie eine gebremste Achse.

Die Umfangskräfte der beiden Triebachsen haben entgegengesetzte Richtung. Die den Fahrwiderständen gleichgerichtete Umfangskraft wird Blindkraft genannt.

Zur Aufrechterhaltung des Kräftegleichgewichtes muß dann die eine Achse eine Umfangskraft übertragen, die um den Betrag der Blindkraft größer ist als die Fahrwiderstände. Damit muß der eine Getriebestrang außer der Fahrwiderstandsleistung noch eine Blindleistung übertragen, die über den Boden wieder in die andere Achse einfließt.

Bei Traktoren mit Anhängetriebachsen kann die Blindkraft unter Umständen besonders hohe Werte erreichen. Das ist der Fall, wenn der Traktorist die Anhängetriebachse anstelle mit der Wegzapfwelle versehentlich mit der Motorzapfwelle und einem nicht zugehörigen Gang betreibt.

Bisher war man auf die experimentelle Bestimmung der Blindkraft angewiesen. Die vorhandenen Theorien standen miteinander in Widerspruch oder waren durch Messungen nicht bewiesen /1/ /2/ /3/ /4/ /5/ /6/.

Anschließend soll nun über eine einfache Methode zur Bestimmung der Blindkräfte bei starrem Mehrachs Antrieb und über durchgeführte Versuche berichtet werden.

Methode zur Bestimmung der Blindkraft

Ausgehend von der Überlegung, daß sich unterschiedliche Umfangsgeschwindigkeiten der einzelnen Triebachsen durch Schlupf ausgleichen müssen, kann folgendes festgestellt werden: Ist eine Triebachse nicht an der Kraftübertragung beteiligt, d. h., sind ihre Umfangskraft und ihr Schlupf gleich Null, so wird ihre Umfangsgeschwindigkeit gerade gleich der Fahrgeschwindigkeit. Demnach muß bei Geradeausfahrt die andere Achse die Kraftübertragung übernehmen und einen Schlupf aufweisen, der der Differenz der Umfangsgeschwindigkeiten entspricht. Zwischen Schlupf und Umfangsgeschwindigkeitsdifferenz besteht ein Zusammenhang, der wie folgt gefunden wird: Der Schlupf s im positiven und negativen Bereich ist wie folgt definiert:

$$s = 1 - \frac{v}{v_0} \quad (1)$$

Hierbei ist v die Fahrgeschwindigkeit und v_0 die Umfangsgeschwindigkeit der jeweiligen Achse.

Die Differenz der Umfangsgeschwindigkeiten der beiden Triebachsen (im Bild 2 mit 2 und 3 bezeichnet) wird zufolge einer der Gleichung 1 entsprechenden Definition Nacheilung ϵ genannt. Ist v_{02} die mittlere Umfangsgeschwindigkeit der Traktortriebachse und v_{03} die mittlere Umfangsgeschwindigkeit der Anhängetriebachse, so gilt

$$\text{für } v_{03} \leq v_{02}: \epsilon = 1 - \frac{v_{03}}{v_{02}} \quad (\text{positive Nacheilung}), \quad (2)$$

$$\text{für } v_{03} \geq v_{02}: \epsilon = - \left(1 - \frac{v_{02}}{v_{03}} \right) \quad (\text{negative Nacheilung}). \quad (3)$$

Bei Geradeausfahrt müssen die Fahrgeschwindigkeiten der Triebachsen gleich sein. Für die beiden Triebachsen gilt also

$$v_2 = v_3 = v \quad \text{oder mit Gl. (1)} \quad (4)$$

$$v_{02}(1 - s_2) = v_{03}(1 - s_3)$$

Unter Benutzung der Gl. (4) wird aus den Gln. (2) und (3)

$$\text{für positive Nacheilung } \epsilon = \frac{s_2 - s_3}{1 - s_3}, \quad (5)$$

$$\text{für negative Nacheilung } \epsilon = \frac{s_2 - s_3}{1 - s_2} \quad (6)$$

oder

$$\text{für positive Nacheilung } s_3 = \frac{s_2 - \epsilon}{1 - \epsilon}, \quad (7)$$

$$\text{für negative Nacheilung } s_3 = s_2(1 + \epsilon) - \epsilon. \quad (8)$$

Stellt man die Gln. (7) und (8) graphisch dar, so ergibt sich ein Geradenbüschel durch den Punkt D ($s_2 = 1$; $s_3 = 1$) im Bild 3. Die Gerade durch den Ursprung — gültig für $\varepsilon = 0$ — ist dabei Symmetrielinie.

Wegen dieser Symmetrie sind die Variablen der Gl. (8) vertauschbar und man erhält

$$s_3 = \frac{s_2 - \varepsilon}{1 - \varepsilon}, \text{ für } \varepsilon \geq 0 \quad (9)$$

$$s_2 = \frac{s_3 - / \varepsilon /}{1 - / \varepsilon /}, \text{ für } \varepsilon \leq 0 \quad (10)$$

Für eine Nacheilung $\varepsilon \ll 1$ kann der Nenner in den Gln. (9) und (10) vernachlässigt werden. Damit ergeben sich bei bekannter Nacheilung ε besonders einfache Beziehungen zwischen dem Schlupf der Traktortriebachse und dem Schlupf der Anhängetriebachse. Sie lauten:

$$\text{für positive Nacheilung: } s_3 = s_2 - \varepsilon \quad (11)$$

$$\text{für negative Nacheilung: } s_2 = s_3 - / \varepsilon / \quad (12)$$

Nach den Gln. (11) und (12) ist der Schlupf der langsameren Achse um den Betrag der Nacheilung kleiner als der Schlupf der schnelleren Triebachse. Man ist somit in der Lage, die Umfangskräfte der beiden Triebachsen in Abhängigkeit vom Schlupf einer Triebachse darzustellen und die gesamte Umfangskraft vom Schlupf dieser Triebachse zu bestimmen. Dazu werden die Umfangskraft-Schlupf-Kurven in einem gemeinsamen Koordinatensystem mit s_2 als Abszisse um ε verschoben aufgetragen. Bei positiver Nacheilung erfolgt die Verschiebung nach rechts, bei negativer Nacheilung nach links. Durch Addition jeweils zusammengehöriger Umfangskräfte erhält man die jeweilige Gesamtumfangskraft in Abhängigkeit vom Schlupf (Summenkurve $\Sigma \bar{U}$) gemäß Bild 4.

Bei den in diesem Bild eingezeichneten Fahrwiderständen $W = W_r + W_s + W_L + W_b$, wobei

- W_r der Rollwiderstand
- W_s der Steigerungswiderstand
- W_L der Luftwiderstand
- W_b der Beschleunigungswiderstand

sind, ergibt sich als Betriebspunkt der Punkt \bar{B} auf der Summenkurve.

Fällt man das Lot von \bar{B} auf die Abszisse, so erhält man die Umfangskräfte und den Schlupf für die Triebachsen.

Ist bei positiven Fahrwiderständen eine Umfangskraft negativ, so ist diese eine Blindkraft und wird mit P_0 bezeichnet. Für negative Fahrwiderstände ist die positive Umfangskraft Blindkraft. Für Fahrwiderstände gleich Null ist entweder die positive oder die negative Umfangskraft Blindkraft. Fällt der Betriebspunkt \bar{B} mit den Punkten A oder \bar{C} zusammen, so verschwindet die Blindkraft. Befindet sich der Betriebspunkt \bar{B} außerhalb der Punkte A und \bar{C} , treiben bzw. bremsen beide Achsen, d. h., die Blindkraft ist gleich Null.

Durch die Vernachlässigung von ε im Nenner der Gleichungen (9) und (10) liefert Bild 4 nur einen Näherungswert für die Blindkraft.

Die Beachtung der Nacheilung ε im Nenner dieser Gleichungen führt zu einer Korrektur der Umfangskraft-Schlupf-Kurve der jeweils langsameren Achse. Eine Untersuchung /7/ ergab, daß die nach der Näherungsmethode gefundenen Blindkräfte durchschnittlich 3% (maximal 8%) kleiner sind, als die nach der Korrektur gefundenen.

Die bisherigen Darlegungen gehen von den gegebenen Umfangskraft-Schlupf-Kurven der beiden Triebachsen aus. Bei der Projektierung eines Fahrzeuges sind aber die Umfangskraft-Schlupf-Kurven zunächst nicht bekannt. Es sind lediglich die Fahrzeugdaten gegeben. Für bekannte Kraft-

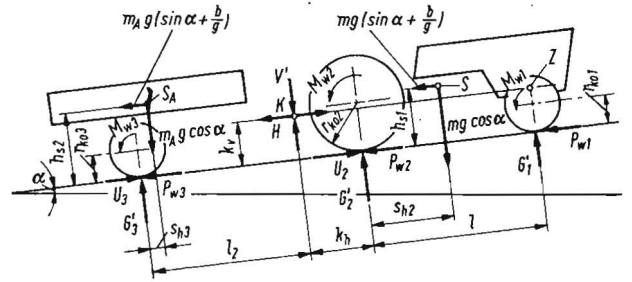


Bild 5. Kräfte am Traktor mit Anhängetriebachse

schlußbeiwert-Schlupf-Kurven der vorgesehenen Reifen auf der gewählten Fahrbahn können die Umfangskraft-Schlupf-Kurven für einen beliebigen Fahrzustand auf folgende Weise ermittelt werden.

Man bestimmt die betrieblichen Achslasten als Funktion der Umfangskraft der jeweiligen Triebachse. So ergibt sich z. B. für einen hinterradgetriebenen Traktor mit Anhängetriebachse nach Bild 5:

für die Traktortriebachse

$$G'_2 = \frac{1}{l} \left\{ m g \left[\left(\sin \alpha + \frac{b}{g} \right) (h_{s1} - k_v) + \cos \alpha E \right] + m_A g \frac{F}{H} \left[\cos \alpha (H - l_2 + s_{h3}) - \left(\sin \alpha + \frac{b}{g} \right) (h_{s2} - k_v) \right] - k_v \frac{F}{H} \left[(m + m_A) g \left(\sin \alpha + \frac{b}{g} \right) + \sum_{i=1}^3 W_{Ri} \right] + k_v \left(1 + \frac{E}{H} \right) U_2 \right\}, \quad (13)$$

für die Anhängetriebachse

$$G'_3 = \frac{m_A g}{H} \left[\left(\sin \alpha + \frac{b}{g} \right) (h_{s2} - k_v) + \cos \alpha (l_2 - s_{h3}) \right] + \frac{k_v}{H} U_3. \quad (14)$$

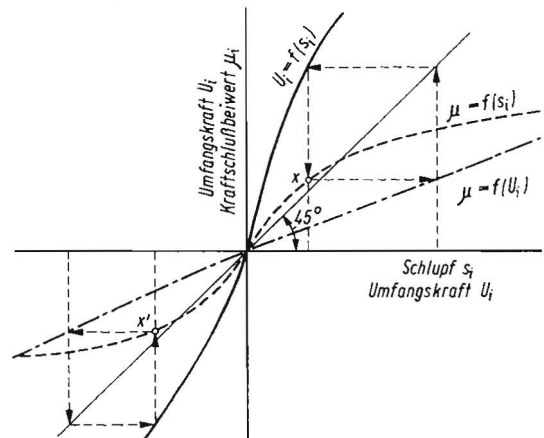
In den Gln. (13) und (14) bedeuten:

$$E = l - s_{h2} + F_2^2 (r_{k02} - k_v);$$

$$F = l + k_h + f_2^2 (r_{k02} - k_v);$$

$$H = l_2 + f_3^2 (k_v - r_{k03}).$$

Bild 6. Bestimmung der Umfangskraft-Schlupf-Kurve für die Achse $U_i = f(s_i)$ aus der Kraftschlußbeiwert-Schlupf-Kurve dieser Achse $\mu_i = f(s_i)$ unter Verwendung der Hilfsfunktion $\mu_i = f(U_i)$



Die Beziehung $G' = f(U)$ wird in die Gleichung

$$\mu = \frac{U}{G'} \quad (15)$$

eingesetzt. Die auf diese Weise aufgestellte Funktion $\mu = f(U)$ lautet dann:

für die Traktortriebachse

$$\begin{aligned} \mu_2 = U \cdot l \left\{ m g \left[\left(\sin \alpha + \frac{b}{g} \right) (h_{s1} - k_v) + \cos \alpha E \right] \right. \\ + m_A g \frac{F}{H} \left[\cos \alpha (H - l_2 + s_{h3}) - \left(\sin \alpha + \frac{b}{g} \right) (h_{s2} - k_v) \right] \\ - k_v \frac{F}{H} \left[(m + m_A) g \left(\sin \alpha + \frac{b}{g} \right) + \sum_{i=1}^3 W_{Bi} \right] \\ \left. + k_v \left(1 + \frac{E}{H} \right) U_2 \right\}, \quad (16) \end{aligned}$$

für die Anhängetriebachse

$$\begin{aligned} \mu_3 = \frac{U \cdot H}{m_A \cdot g} \left\{ \left[\left(\sin \alpha + \frac{b}{g} \right) (h_{s2} - k_v) + \cos \alpha (l_2 - s_{h3}) \right] \right. \\ \left. + \frac{k_v}{H} U_3 \right\}. \quad (17) \end{aligned}$$

Ing. H. SCHULZ, KDT

Einflüsse auf den Kraftstoffverbrauch beim Straßentransport mit Traktoren

Mit dem Schaffen des Transporttraktors ZT 304 wurde der Bedeutung der Traktoren im landwirtschaftlichen Transportgeschehen Rechnung getragen, die trotz zunehmendem Verwenden von Landwirtschafts-LKW noch sehr beträchtlich ist /1/. Auch in diesem Bereich des Traktoreinsatzes ist es wichtig, wirtschaftlich, d. h. mit geringstem Kraftstoffverbrauch zu fahren.

Dieser Beitrag soll deshalb einige Zusammenhänge darlegen, die den Streckenverbrauch bei Straßentransporten mit Traktoren beeinflussen. Vorausgesetzt wird für diese Betrachtung eine Straßenfahrt mit gleichförmiger Geschwindigkeit. Bei Transporten erfolgt die Angabe des Kraftstoffverbrauchs üblicherweise über eine bestimmte Fahrstrecke, meistens über 100 km, in $\text{dm}^3/100 \text{ km}$. Bei dieser Verbrauchsangabe ist zu unterscheiden zwischen dem theoretisch und betrieblich bedingten, der hier betrachtet wird, und dem durch die Fahrweise, durch den Verkehr und die Straßenführung hervorgerufenen Anteil, der für Traktorentransporte gegenüber Transporten mit LKW noch nicht eindeutig belegt ist /2/.

Der Streckenverbrauch B_s berechnet sich aus

$$B_s = \frac{P_{e \text{ bed}} b_e \cdot 100}{\varrho_{Kr} v} \quad [\text{dm}^3/100 \text{ km}] \quad (1)$$

Die bedingte Motorleistung beträgt

$$P_{e \text{ bed}} = \Sigma F v / 270 \cdot \eta_T \quad (2)$$

und damit ergibt sich durch Einsetzen dieses Ausdrucks in Gl. 1 der auf die Fahrwiderstände bezogene Streckenverbrauch /3/

Die Funktion $\mu_i = f(U_i)$ ermöglicht die in Bild 6 wieder-gegebene Konstruktion der gesuchten Umfangskraft-Schlupf-Kurve. Dort ist ersichtlich, wie sich für einen beliebig gewählten Punkt x bzw. x' auf der Kraftschlußbeiwert-Schlupf-Kurve der entsprechende Punkt auf der Umfangskraft-Schlupf-Kurve ergibt.

Literatur

- /1/ KORBEL, V.: Parasitäre Kräfte im Fahrzeugtriebwerk. Strojrenstv, Praha 6 (1956) H. 7, S. 456 bis 463
- /2/ TSCHUDAKOW, D. A.: Über die Zugdynamik von Allradtraktoren. Mechaniz. i. elektrifik. soc. sel'skogo chozajstva. Moskva 15 (1957) H. 1, S. 8 bis 12
- /3/ LEWIN, I. A.: Zur Frage des Blindleistungsumlaufes im Triebwerk eines Kraftfahrzeuges mit Mehrachs Antrieb. Kraftfahrzeugtechnik Berlin 6 (1956) H. 7, S. 243 bis 246 und H. 8, S. 289 bis 292
- /4/ KOFFMANN, I. L. / M. I. LOCO / A. V. CARTER: Eine Darstellung der Mechanik eines vierradgetriebenen Fahrzeuges bei Geradeausfahrt. Autom. Eng. London (1956) H. 2, S. 66 bis 71
- /5/ STEEDS, W. / I. R. ELLIS / I. L. THOMSON: Proceedings of the Automobile Division Transmission wind-up in vehicles having several driven wheels. Institution of Mechanical Engineers, London (1956 und 1957) 4
- /6/ MICHAI, S.: Dynamische Untersuchung des Allradtraktors UE 28. Mitteilungen des Versuchsinstitutes für Landmaschinen, Studien zu Mechanisierung der Landwirtschaft Budapest 1962
- /7/ BUCHMANN, R.: Bestimmung der Blindkraft an Fahrzeugen mit starrem Mehrachs Antrieb, insbesondere an Traktoren mit Anhängetriebachsen. Dissertation 1967, TU Dresden

(wird fortgesetzt)

A 8213/I

$$B_s = \frac{0,371 (F_R + F_s + F_z) b_e}{\eta_T \varrho_{Kr}} \quad (1a)$$

- $P_{e \text{ bed}}$ bedingte Motorleistung in PS
 b_e der bei $P_{e \text{ bed}}$ auftretende spezifische Kraftstoffverbrauch in g/PS h
 v gleichförmige Geschwindigkeit in km/h
 ϱ_{Kr} Dichte des Kraftstoffs in kg/dm^3
 η_T Triebwerkwirkungsgrad zwischen Schwungscheibe und Treibrädern
 F_R, F_s, F_z Roll-, Steigungs- und Zugwiderstand in kp

Setzt man nun noch einen mittleren Wert der Dieseldichtestoffdichte mit $\varrho_{Kr} = 0,85 \text{ kg/dm}^3$ ein, ergibt sich eine Zahlenkonstante von $K = 0,438$ und die Gleichung des Streckenverbrauchs vereinfacht sich zu

$$B_s = K \Sigma F \cdot b_e / \eta_T \quad (1b)$$

Hieraus geht der entscheidende direkte Einfluß vor allem des spezifischen Kraftstoffverbrauchs b_e des Motors und des Triebwerkwirkungsgrades η_T hervor. Zu erkennen ist auch, daß die Fahrwiderstände nur einen Summeneinfluß haben. Das Erhöhen eines der drei Widerstände ergibt immer nur einen Teileinfluß auf den Verbrauch. Bei langsamfahrenden Fahrzeugen, wie bei Traktoren, wird der Luftwiderstand vernachlässigt, so daß praktisch die Geschwindigkeit ohne Einfluß auf den Verbrauch ist.