

Urte Daiber-Kuhnke: «El equilibrio higroscópico entre aire y grano en el secado de depósito.»

El equilibrio higroscópico entre trigo y aire es de máxima importancia para la ventilación del grano húmedo. El contenido de humedad en el grano y la humedad atmosférica tienden siempre al establecimiento del equilibrio higroscópico. El conocimiento de este valor y el de su dependencia de distintos factores es de mucha ayuda en el tratamiento conveniente del grano en su almacenaje y secado.

Los ensayos se hicieron con una instalación de acondicionamiento de aire, compuesta de ventilador, refrigeradora, dispositivo de humectar y de varios elementos de calefacción.

Los resultados conseguidos demuestran que el grado relativo de humedad del aire es, entre los distintos factores, el que más influye, siendo más decisivo en el margen de humedad elevado que en el bajo. En cambio, aumentando el grado higroscópico, la temperatura ejerce menos influencia en el equilibrio. Se determinaron también las influencias que ejercen la clase y calidad en el equilibrio, nivelándose únicamente la avena en un punto higrométrico más bajo en comparación con los demás granos ensayados.

De los resultados conseguidos se sacaron las consecuencias convenientes para la práctica.

Hermann Lührs:

Die optimale Betriebsachslast für angetriebene Schlepperachsen und deren wirtschaftlichste Reifengrößen

Institut für Landmaschinen der Technischen Hochschule München

In der Bodenrinne des Institutes für Landmaschinen der TH München wurden unter der Leitung seines Direktors, Prof. Dr.-Ing. H. von SYBEL, im Auftrage der Firma Metzeler A. G., München, Wirkungsgraduntersuchungen am einzelnen treibenden Rad durchgeführt, deren wesentlichste Ergebnisse in diesem Aufsatz wiedergegeben werden.

Übertragungswirkungsgrad eines Ackerschleppertreibrades

Bild 1 stellt ein auf horizontaler, vorwiegend plastisch nachgiebiger Fahrbahn rollendes Rad dar, das von seiner Achse in Form eines Momentes angetrieben wird und das nach Überwindung des eigenen Rollwiderstandes noch die nutzbare Triebkraft T abgibt. Die Antriebsleistung des Rades beträgt somit

$$N_a = M d \cdot \omega = (M d_R + M d_T) \cdot \omega \quad (1)$$

worin $M d_R$ das dem Rollwiderstand R des Rades, $M d_T$ das der Triebkraft T äquivalente Drehmoment an der Radachse und ω die Winkelgeschwindigkeit bezeichnen. Die nutzbare Leistung beträgt

$$N_n = T \cdot v \quad (2)$$

wobei v die Geschwindigkeit angibt, mit der die Last T gezogen wird und die um den durch die Kraft T hervorgerufenen Schlupf des Rades geringer ist als die Antriebsgeschwindigkeit

$$v_0 = r_w \cdot \omega \quad (3)$$

des Rades.

Mit der Definition des Schlupfes

$$\sigma = \frac{v_0 - v}{v_0} \quad (4)$$

läßt sich aus (2) die Beziehung

$$N_n = T \cdot r_w \cdot \omega (1 - \sigma) \quad (5)$$

schreiben, so daß sich für den Übertragungswirkungsgrad eines Treibrades, der als das Verhältnis von nutzbarer zur zugeführten Leistung definiert ist, die Beziehung

$$\eta_{Tr} = \frac{T \cdot r_w \cdot \omega}{(M d_R + M d_T) \cdot \omega} \cdot (1 - \sigma) \quad (6)$$

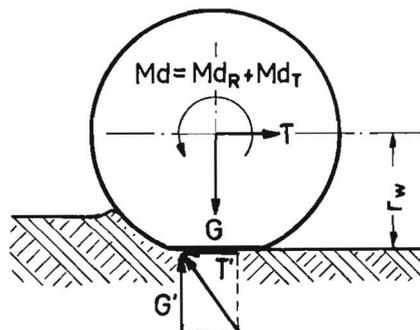


Bild 1: Kräfte am treibenden Rad

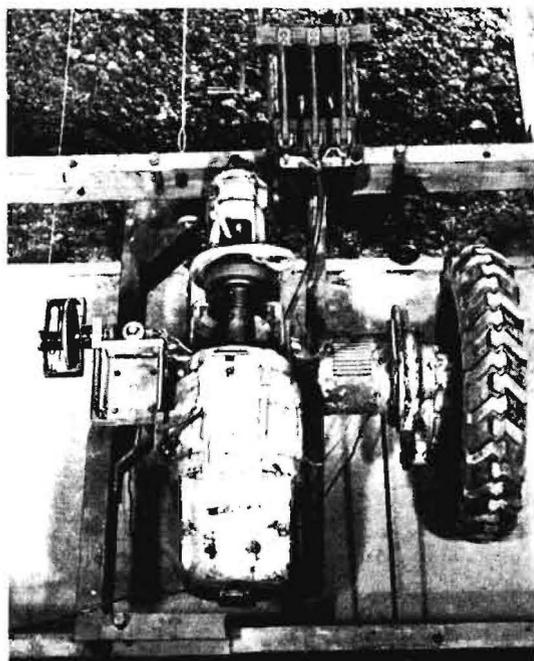


Bild 2: Das Versuchssaggregat (Gesamtansicht)

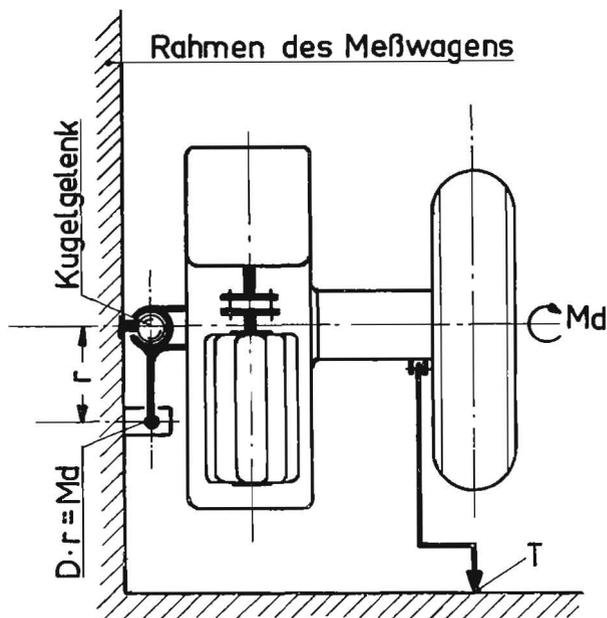


Bild 2a: Schemazeichnung des Versuchssaggregats

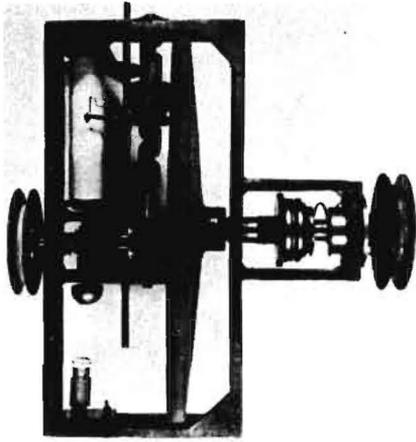


Bild 3: Das Schlupfmeßgerät

ergibt, die, dividiert durch den Hebelarm r_w der angreifenden Kräfte in die Form

$$\eta_{Tr} = \frac{T}{R + T} \cdot (1 - \sigma) \quad (7)$$

übergeht.

Die Versuchseinrichtung

Bild 2 stellt das Versuchsaggregat dar, mit dem die in Bild 1 gezeigten Kräfte beziehungsweise Kräftepaare am einzelnen angetriebenen Rad gemessen werden. Eine Beeinflussung der Radlast G durch das eingeleitete Drehmoment erfolgt, wie aus Bild 2a ersichtlich, nicht; ein wesentlicher Vorteil gegenüber dem Schlepper als Versuchsaggregat, wo diese Beeinflussung vorhanden ist und deren Auswirkung nachträglich durch Rechnung sehr schwer zu eliminieren ist.

Ein eigens für diese Untersuchungen entwickeltes Schlupfmeßgerät nach Bild 3 registriert fortlaufend die in jedem Punkt der Meßstrecke auftretenden Schlupfwerte, so daß mit den zugehörigen Daten für $M d_R$, $M d_T$, T und r_w der Treibradwirkungsgrad aus (6) beziehungsweise (7) errechnet werden kann.

Als Versuchsboden dient ein in die Bodenrinne eingebrachter mittelschwerer Lehmboden, dessen Textur aus der Summenkurve „Bodenrinne“ in Bild 4 ersichtlich ist. Um einen Vergleich zu anderen Böden zu haben, ist die Summenkurve des Versuchsbodens mit in die von STROPPEL [1] für verschiedene Bodenarten angegebenen Kurven eingezeichnet. Die Struktur des Bodens wird unter Anleitung des Instituts für Pflanzenbau und Pflanzenschutz, München, durch verschiedene Lagerungsdichten und Feuchtigkeitsgehalte den in der Natur vorzufindenden Bodenzuständen weitestgehend angeglichen.

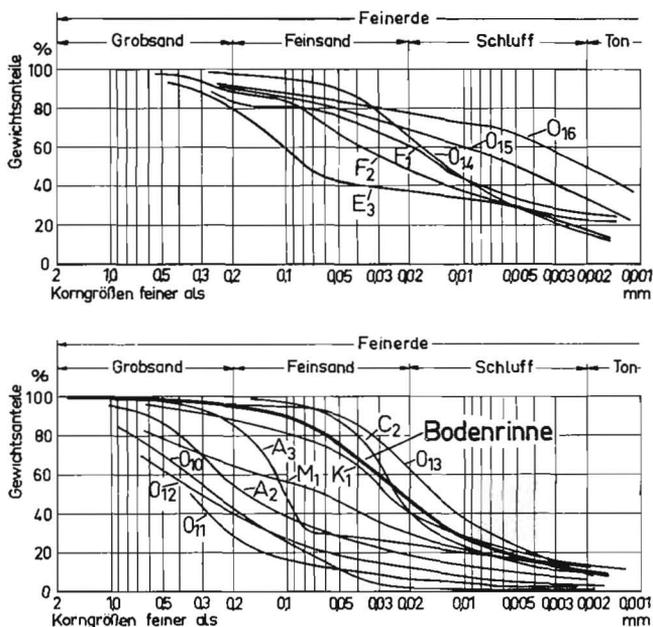


Bild 4: Die Textur des Versuchsbodens

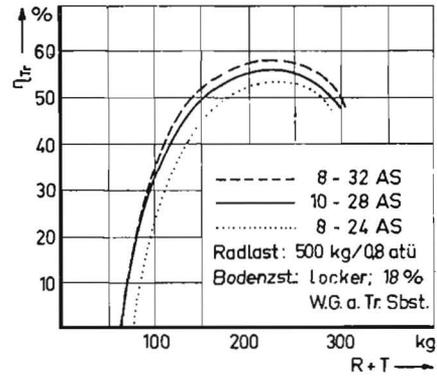


Bild 5: Wirkungsgrad verschiedener Reifengrößen

War bei den bisherigen Untersuchungen die Zugkraft-Schlupf-Kurve das wichtigste Kriterium eines AS-Reifens, so ist es hier seine Wirkungsgrad-Kurve. Im Rahmen dieser Kurzfassung ist es jedoch nicht möglich, den Einfluß von Reifenabmessungen, Luftdruck usw. auf den Wirkungsgrad näher zu erläutern, da die bei diesen Versuchen gewonnene Erkenntnis den Schwerpunkt der Arbeit auf die Bestimmung der optimalen Radlast verlagert hat.

Versuchsergebnisse

Aus Bild 5, in dem der Wirkungsgrad-Verlauf mehrerer Reifengrößen bei einer gleichen Radlast von 500 kg als Funktion der dem Rad zugeführten Kräfte $R + T$ dargestellt ist, geht hervor, daß bei dieser Radlast nur Antriebskräfte von etwa 200 bis 250 kg mit gutem Wirkungsgrad übertragen werden können. Der Einfluß der Reifengröße auf den angegebenen Bereich ist ohne Bedeutung (der Verlauf der Kurven ergibt sich rechnerisch nach [7] aus der die Meßwerte verbindenden Triebkraft-Schlupfkurve und dem Rollwiderstand).

Die in Bild 6 wiedergegebenen Wirkungsgrad-Kurven, die für die Reifengröße 10—28 AS bei verschiedenen Belastungen gelten, lassen erkennen, daß sich der optimale Bereich des Wirkungsgrades proportional der Radlast verschiebt. Diese Feststellung veranlaßt dazu, den Wirkungsgrad als Funktion der auf die Radlast bezogenen Kräfte darzustellen, wodurch, wie aus Bild 7a, in dem die umgerechneten Kurven von Bild 5 und 6 eingetragen sind, hervorgeht, ein optimaler Bereich abgegrenzt wird, der von Reifengröße und Radlast unabhängig ist. Für (7) kann entsprechend dieser Erkenntnis die allgemein gültigere Beziehung

$$\eta_{Tr} = \frac{\chi}{\rho + \chi} \cdot (1 - \sigma) \quad (8)$$

geschrieben werden, in der ρ und χ die auf die Radlast bezogenen Kräfte bezeichnen.

Da die in Bild 5 und 6 dargestellten Wirkungsgrad-Kurven auf verschiedenen Bodenzuständen ermittelt wurden, in Bild 7a die Maximalbereiche jedoch sehr gut übereinstimmen, wurden weitere Versuche auf noch unterschiedlicheren Bodenzuständen durchgeführt, um deren Einfluß auf die seitliche Verschiebung des optimalen Wirkungsgrad-Bereiches zu ermitteln.

Bild 8a, in dem das Ergebnis dieser Untersuchungen eingetragen ist, zeigt, daß auch diese Einflußgröße vernachlässigt werden kann, womit die Voraussetzungen für die Bestimmung der optimalen Radlast gegeben sind.

Die optimale Radlast

Die Antriebsleistung eines Treibrades ist

$$N_a = (R + T) \cdot v_0 \quad (9)$$

Dividiert man diese Gleichung durch die Radlast G , so ergibt sich mit ρ und χ die Beziehung

$$G = \frac{1}{\rho + \chi} \cdot \frac{N_a}{v_0}, \quad (10)$$

die bei bekannter Antriebsleistung und Geschwindigkeit zur Bestimmung der optimalen Radlast führt, wenn der dem Wirkungsgrad-Maximum zugehörige Wert für $\rho + \chi$ eingesetzt wird.

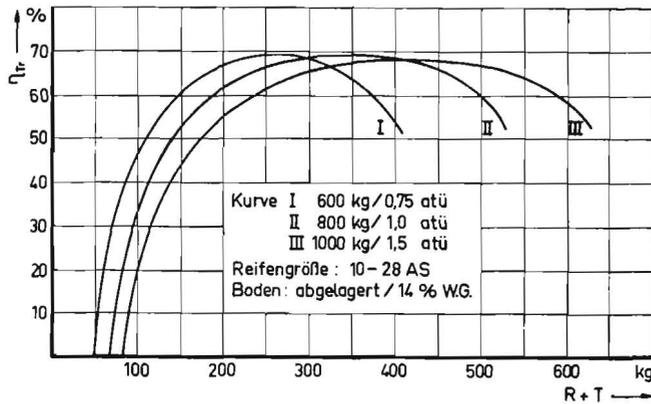


Bild 6: Wirkungsgrad bei verschiedenen Radlasten

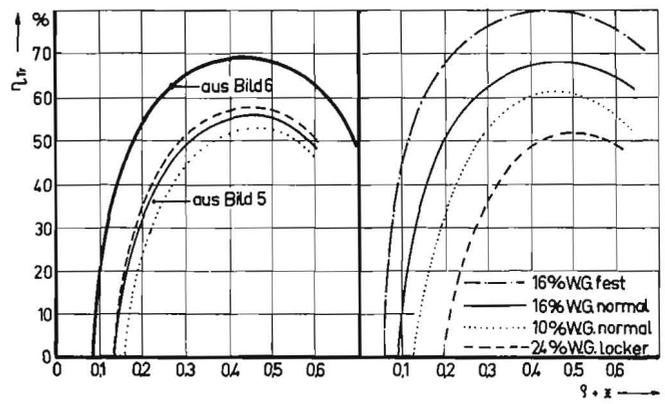


Bild 7a: Wirkungsgrad als Funktion der auf die Radlast bezogenen Kräfte

Bild 8a: Wirkungsgrad auf verschiedenen Bodenzuständen

Die Kraftübertragungskennzahlen

Für (10) läßt sich die Beziehung

$$G_{opt} = k \cdot \frac{N_a}{v_0} \quad (11)$$

schreiben, in der $k = \frac{1}{\varrho + \chi} = \frac{1}{0,45} = 2,22$ als Kraftübertragungskennzahl bezeichnet werden kann, da diesem Wert, wie nachgewiesen, stets ein optimaler Kraftübertragungs-Wirkungsgrad zugeordnet ist.

Der Wert $k = 2,22$ gilt jedoch nur für ein einzelnes treibendes Rad, das heißt in praktischer Anwendung nur für Einachsschlepper beziehungsweise Schlepper mit Allradantrieb, deren Achsen über ein symmetrisches Differential angetrieben werden. Beim Vierrad-Schlepper mit nur Hinterachsantrieb erfolgt durch den Rollwiderstand der Vorderräder, wie im folgenden gezeigt wird, eine Verschiebung des optimalen Betriebspunktes: Die Beziehung für den Treibradwirkungsgrad lautete nach (7)

$$\eta_{tr} = \frac{T}{R + T} \cdot (1 - \sigma) \quad (7)$$

aus der sich die Formel für den den Rollwiderstand der Vorderräder R_v mitefassenden Fahrwerkswirkungsgrad zu

$$\eta_F = \frac{T - R_v}{R + T} \cdot (1 - \sigma) \quad (12)$$

ableitet. Durch Einführung der Faktoren c_v und c_h , die jeweils mit dem Gesamtgewicht des Schleppers multipliziert die Vorderbeziehungsweise Hinterachslast ergeben, läßt sich (12) ähnlich (7) durch dimensionslose Größen ausdrücken, so daß sich für den Fahrwerkswirkungsgrad die Beziehung

$$\eta_F = \frac{\chi - c_v/c_h \cdot \varrho_v}{\varrho + \chi} \cdot (1 - \sigma) \quad (13)$$

ergibt. c_v ist durch die Lenksicherheit des Schleppers gegeben und soll im Betriebszustand 0,2 betragen, so daß sich für $c_v/c_h = 0,25$ ergibt. ϱ_v läßt sich mit Hilfe des wirksamen Radius r_{wv} des Vorderrades für vorliegende Zwecke genau genug mit der Beziehung

$$\frac{\varrho_v}{\varrho} = \frac{r_w}{r_{wv}} \quad (14)$$

aus den bei den Versuchen ermittelten Werten für ϱ und r_w errechnen, wobei unterschiedliche Werte für ϱ_v entsprechend unterschiedlichen wirksamen Radien der Vorderräder eine kaum feststellbare Verschiebung des optimalen Betriebspunktes bewirken, da die zur Auswahl stehenden AS-Frontreifen nur geringe Unterschiede im wirksamen Radius aufweisen.

In den Bildern 7b und 8b sind die mit (13) umgerechneten Treibrad-Wirkungsgrad-Kurven der Bilder 7a und 8a als Fahrwerks-Wirkungsgrad-Kurven dargestellt, wobei wegen der auf den Betriebsbereich begrenzten Gültigkeit des Wertes $c_v/c_h = 0,25$ nur dieser Bereich gezeichnet wurde. Der optimale Betriebspunkt ist auch hier kaum verschoben und soll durch den Wert $\varrho + \chi = 0,52$ festgelegt werden.

Aus den von LENTZ [2] angegebenen Kurven kann der gleiche Wert entnommen werden, während SHIELDS [3] den Wert 0,5 angibt, womit dann die Annahme berechtigt erscheint, daß Böden anderer Textur den optimalen Betriebspunkt nicht nennenswert ver-

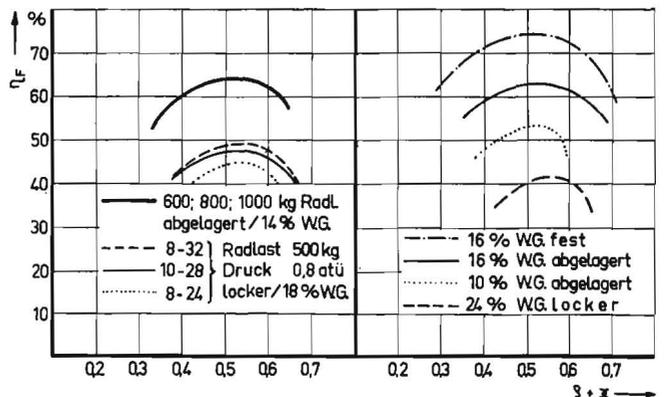


Bild 7b und 8b: Der optimale Betriebsbereich ist von Reifenabmessung, Radlast und Bodenzustand unabhängig

schieben werden. Die Kraftübertragungskennzahl für Schlepper mit nur Hinterradantrieb ergibt sich damit zu $k = \frac{1}{0,52} = 1,92$.

Die Bedeutung der Versuchsergebnisse für den Schlepper- und Reifenbau

Mit (11) sowie den entsprechenden Werten für die Kennzahl k ergeben sich für folgende Schleppertypen die Beziehungen:

1. Schlepper mit Hinterachsantrieb

$$G_{opt} = 1,92 \cdot \frac{N_a}{v_0} \quad (15)$$

2. Einachsschlepper und Schlepper mit gleichem Vorder- und Hinterachsantrieb

$$G_{opt} = 2,22 \cdot \frac{N_a}{v_0} \quad (16)$$

die bei bekannter Antriebsleistung und Geschwindigkeit zur Bestimmung der optimalen Betriebsachslast für angetriebene Schlepperachsen führen.

Die richtige Reifengröße ergibt sich im allgemeinen aus der der optimalen Achslast entsprechenden Tragfähigkeit des Reifens bei 0,8 atü. Damit ist dann gleichzeitig laut Angaben im Reifenkatalog für AS-Reifen eine genügende Sicherheit vorhanden, um in Ausnahmefällen, wo es auf die Erzielung maximaler Zugkräfte ankommt, den Reifen durch Zusatzgewichte höher belasten zu können. Eine darüber hinausgehende Sicherheit durch Verwendung von Übergrößen, das heißt nicht ausgelasteten Reifen, hat eine Verschlechterung des Wirkungsgrades, wie aus Bild 5 hervorgeht und auch von BOCK [4], REED [5] und KLIEFOTH [6] festgestellt wurde, zur Folge. Lediglich auf sehr weichen Böden zeigt, nach Messungen von BOCK und LANGE [7], der breitere nicht ausgelastete Reifen Vorteile. Daß im übrigen, abgesehen für Schlepper, die am Hang arbeiten, das Verhältnis von Reifendurchmesser zur Reifenbreite möglichst groß sein soll, ist hinreichend bekannt.

Der hinsichtlich Übertragungswirkungsgrad und Tragfähigkeitsausnutzung optimale Reifen ist aber erst dann in jeder Hinsicht

als Bestlösung zu betrachten, wenn er auch wirtschaftlich ist, das heißt in großer Stückzahl hergestellt werden kann. Diese Forderung bedingt jedoch eine Bereinigung und Normung des Schlepperbauprogramms. Als Beitrag zu diesem Thema mögen die nun folgenden Ausführungen angesehen werden, denen die Erkenntnisse der vorliegenden Untersuchungen zugrunde liegen.

Ein Vorschlag zur Bildung von Schleppergewichtsklassen

Die Achsantriebsleistung eines Schleppers beträgt im Bereich des günstigsten spezifischen Kraftstoffverbrauches des Motors einschließlich Getriebe-Wirkungsgrad etwa 75% der Motorleistung, womit sich nach (15) die Beziehung für die optimale Triebachslast hinterachsantreibener Schlepper zu

$$G_{opt} = 108 \frac{N}{v_0} \quad [\text{kg}] \quad (17)$$

ergibt, in der N die Motorleistung des Schleppers in PS bezeichnet. Für Schlepper mit Vorder- und Hinterachsantrieb und symmetrischem Differential zwischen Vorder- und Hinterachse ergibt sich nach (16) die optimale Achslast zu je

$$G_{opt} = 62,5 \frac{N}{v_0} \quad [\text{kg}] \quad (18)$$

Die Antriebsgeschwindigkeit v_0 ist durch die Arbeitsgeschwindigkeit der Schleppergeräte vorgegeben, die sich nach BRENNER [8] zumindest für den Hauptarbeitsgang durch zwei Grenzwerte nach oben und unten einengen läßt. Für vorliegende Betrachtungen mag die Geschwindigkeit zwischen 5 und 6 km/h als die Hauptarbeitsgeschwindigkeit angesehen werden, da Geräte, die eine geringere Geschwindigkeit erfordern, entweder einen relativ kleinen Zugkraftbedarf oder Zapfwellenantrieb haben, so daß nur ein Teil der Motorleistung von den Treibrädern zu übertragen werden braucht. Die Wirkungsgrad-Verschlechterung infolge zu hohen Schlupfes wird daher in mäßigen Grenzen bleiben. In Ausnahmefällen kann durch Zusatzgewichte Abhilfe geschaffen werden. Die Wirkungsgrad-Verschlechterung in den oberen Gängen, die durch den relativ hohen Anteil des Rollwiderstandes bedingt ist, bleibt ebenfalls in Grenzen, da die hohen Gänge im allgemeinen nur auf festen Bodenverhältnissen benutzt werden, wo der Rollwiderstand an und für sich gering ist.

Mit der Arbeitsgeschwindigkeit von 5 und 6 km/h, entsprechend der um einen Schlupf von 18% (Mittelwert für den optimalen Wirkungsgrad-Bereich) erhöhten Antriebsgeschwindigkeit von 6,1 und 7,3 km/h = 1,7 und 2,0 m/sec, ergeben sich aus (17) die Beziehungen für Schlepper mit Hinterachsantrieb zu:

$$\text{für } v_0 = 1,7 \text{ m/sec: } G_{opt} = \frac{108}{1,7} \cdot N = 63,5 N \quad (19)$$

$$\text{für } v_0 = 2,0 \text{ m/sec: } G_{opt} = \frac{108}{2,0} \cdot N = 54,0 N \quad (20)$$

die in Bild 9 graphisch dargestellt sind.

Unter Berücksichtigung der im derzeitigen Schlepperbauprogramm teilweise schon zufällig vorhandenen PS-Gruppen, sowie unter

Beibehaltung bewährter Reifengrößen, läßt sich nach Bild 9 der Leistungsbereich von 10 bis 70 PS in sechs Leistungsgruppen aufteilen, wobei Schlepper einer Gruppe die gleiche Betriebsachslast haben sollen, das heißt mit einer Reifengröße ausgerüstet werden können und demnach auch als Gewichtsklasse zu bezeichnen sind. Liegt das Gewicht einer Schleppergruppe, zum Beispiel für Gruppe 1 (11—12-PS-Schlepper) mit 700 kg Betriebsachslast fest, so ergeben sich, soll der Schlepper mit optimalem Wirkungsgrad fahren, Leistung und Antriebsgeschwindigkeit im Hauptarbeitsgang nach (17) zu:

$$\frac{N}{v_0} = \frac{700}{108} = 6,5 \quad (21)$$

Das heißt, die Antriebsgeschwindigkeit eines 12-PS-Schleppers muß im Hauptarbeitsgang

$$v_0 = \frac{12}{6,5} = 1,85 \text{ m/sec} \quad (22)$$

die eines 11-PS-Schleppers

$$v_0 = \frac{11}{6,5} = 1,7 \text{ m/sec} \quad (23)$$

betragen. Analog ist bei den anderen vorgeschlagenen Gewichtsklassen zu verfahren.

Um nun auch Zweiachsschlepper mit Allradantrieb mit den gleichen Reifengrößen ausrüsten zu können, ist eine Einordnung dieser Schlepper in die oben aufgestellten Gewichtsklassen erforderlich. Mit den Antriebsgeschwindigkeiten $v_0 = 1,7$ und 2,0 m/sec ergeben sich nach (18) die Beziehungen für Zweiachsschlepper mit Allradantrieb zu:

$$\text{für } v_0 = 1,7 \text{ m/sec: } G_{opt} = \frac{62,5}{1,7} \cdot N = 36,8 N \quad (24)$$

$$\text{für } v_0 = 2,0 \text{ m/sec: } G_{opt} = \frac{62,5}{2,0} \cdot N = 31,3 N \quad (25)$$

die ebenfalls in Bild 9 dargestellt sind und wonach sich unter Einbeziehung der für Einachsschlepper erforderlichen Reifengröße 6—24 AS fünf Leistungsgruppen ergeben, die sehr gut die Leistungsgruppen der vorgenannten Schlepper ergänzen, ohne daß eine Sonderreifengröße erforderlich wird.

Zu den hier angegebenen Daten sei noch bemerkt, daß es sich um einen Vorschlag handelt, bei dem lediglich vorhandene Leistungsgruppen und bewährte Reifengrößen berücksichtigt wurden und in dem ein Antriebsgeschwindigkeitsbereich im Hauptarbeitsgang zugrunde gelegt wurde, der möglicherweise nach den neuesten Erkenntnissen nicht mehr den Forderungen der Arbeitsgeräte entspricht; das heißt die angegebenen Daten dienen mehr zur Demonstration des Vorschlages, der die Bildung von Schleppergewichtsklassen vorsieht.

Ist eine Festlegung jedoch erfolgt, so läßt sich aus (17) und (18) ein Diagramm nach Bild 9 aufstellen, das als Normblatt für Betriebsachslasten, Antriebsgeschwindigkeiten im Hauptarbeitsgang und Leistungsgruppen für Ackerschlepper bezeichnet werden könnte, da es diejenigen Daten erfaßt, die den wirtschaftlichen Einsatz eines Schleppers gewährleisten.

Zusammenfassung

In einer Bodenrinne wurden Wirkungsgraduntersuchungen durchgeführt, deren Ergebnisse im vorliegenden Beitrag auszugsweise veröffentlicht werden. Bei diesen Untersuchungen hat sich gezeigt, daß optimale Wirkungsgrade nur mit einer auf Motorleistung und Antriebsgeschwindigkeit abgestimmten Betriebsachslast bei gleichzeitiger Abstimmung der Reifentragfähigkeit auf diese Achslast zu erreichen sind. Die sich auf diese Weise für die verschiedenen Schlepperstärken ergebenden Reifengrößen, deren Verhältnis von Durchmesser zu Breite möglichst groß sein soll, können dann als in jeder Hinsicht optimal bezeichnet werden, wenn durch eine Aufteilung des Schlepperbauprogramms in einzelne Gewichtsklassen deren Anzahl gering gehalten wird, ohne daß dadurch irgendwelche Zugeständnisse an Tragfähigkeits-Unterschreitung oder -Überschreitung oder Luftdruckerhöhung notwendig werden.

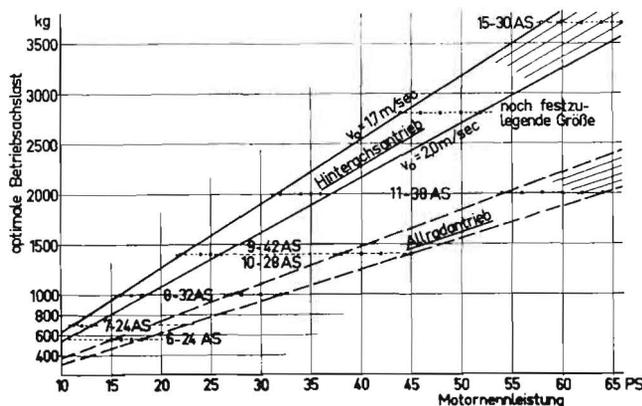


Bild 9: Vorschlag für Betriebsachslasten und Geschwindigkeiten im Arbeitsgang für Schlepper

Schrifttum

- [1] STROPPEL, TH.: Die Kennzeichnung der Ackerböden nach der Textur. Grundlagen der Landtechnik. Heft 3, Düsseldorf 1952, S. 101—108
- [2] LENTZ, A.: Arbeitsgeschwindigkeit der Schlepper. Landtechnische Forschung 2 (1952), H. 1, S. 1—6
- [3] SHIELDS: Rating Tractor Tires for Performance. Agr. Engg. 1938, S. 26
- [4] BOCK, G.: Feldversuche über die Zugfähigkeit von AS-Reifen. Grundlagen der Landtechnik. Heft 3, Düsseldorf 1952, S. 88—100. — Beobachtungen bei Feldversuchen über die Zugfähigkeit von Ackerschleppern. Grundlagen der Landtechnik. Heft 5, 2. Teil, Düsseldorf 1952, S. 42—48
- [5] REED: Some Effects of Oversizing Rear Tractor Tires. Agr. Engg. 1955, S. 602
- [6] KLIEFOTH, F.: Der Einfluß der Reifengröße auf die Zugfähigkeit des Schleppers. Landtechnische Forschung 7 (1957), H. 4, S. 99—102
- [7] LANGE, H.: Über die Zugfähigkeit von Reifen gleichen Durchmessers. Landtechnische Forschung 7 (1957), H. 4, S. 103—105
- [8] BRENNER, W. G.: Die Arbeitsgeschwindigkeit von Schlepperlandmaschinen. Landtechnik 5 (1950), H. 17, S. 615—622

Résumé

Hermann Lührs: "The Optimum Axle Loads for Driving Axles of Agricultural Tractors and the Corresponding Economic Tyre Sizes."

Investigations on the degree of efficiency were carried out in a special furrow. Extracts from the results of these investigations are published in the present article. During the course of these investigations it was demonstrated that the optimum degree of efficiency can only be obtained when the relation between the load on the driving axle and the engine output and the operating speed are properly adjusted to each other. At the same time the capacity of the tyres to carry the load must also be correctly proportioned to the axle load. The sizes of tyres for tractors of varying power thus obtained, the relation between diameter and width of tread being as high as possible, can be regarded as being optimal in every respect when the tractor building programme is divided into a minimum number of classes by weight and that no concessions in respect of excess or lack of carrying capacity or increases in air pressure are necessary.

Hermann Lührs: La charge optimum, en cours de service, sur les essieux moteurs de tracteurs et les dimensions économiques des pneumatiques.

On a effectué, dans une rigole de terre, des recherches sur le rendement dont on trouve les résultats, en extrait, dans l'article présent. Ces recherches ont montré que l'on ne peut atteindre des rendements optimum qu'en adaptant la charge de l'essieu moteur à la puissance du moteur et à la vitesse d'avancement et qu'en adaptant en même temps la capacité de charge des pneumatiques à cette charge de l'essieu. En tenant compte de ces principes, on arrive, pour les différentes puissances de tracteur, à des dimensions de pneumatiques dont le rapport du diamètre à la largeur doit être aussi grand que possible. Ces dimensions peuvent être considérées comme optimum sous tous les points de vue à la condition que l'on maintienne leur nombre réduit par une division du programme de construction de tracteurs en différentes classes de poids sans que pour cela on soit obligé de recourir à une surcharge des pneus ou à une utilisation insuffisante de leur capacité nominale ou à une augmentation de leur pression de gonflement.

Hermann Lührs: «La carga de servicio óptima en los ejes de propulsión de tractores y las dimensiones más racionales de sus neumáticos.»

Se han efectuado investigaciones sobre el rendimiento en un surco, publicándose los resultados en el presente artículo. Con estas investigaciones se ha podido comprobar que solamente pueden conseguirse rendimientos óptimos, cuando la carga que pesa sobre el eje de propulsión, está de acuerdo con la potencia del motor y con la velocidad de propulsión, así como con la capacidad de carga de los neumáticos. Los tamaños de los neumáticos que resulten para las diferentes potencias de los tractores — siendo conveniente que la relación diámetro | ancho sea la mayor posible — pueden considerarse como óptimos bajo todos los aspectos, si el número de modelos quede reducido por una subdivisión del programa de fabricación de tractores por grupos de peso, sin que por esto haga falta hacer concesiones en cuanto a exceso o falta de capacidad de carga o de presión interior.

RUNDSCHAU

Die Getriebetagung Aachen 1959

Die diesjährige Getriebetagung findet vom 16. bis 18. September in Aachen statt. Es hat sich allgemein die Überzeugung durchgesetzt, daß die Getriebetechnik gerade für die Landtechnik eine wichtige Rolle spielt. Die vielfältigen und manchmal nicht einfachen Bewegungen in Landmaschinen veranlassen den Konstrukteur, sich auch in die Theorie der Getriebe zu vertiefen, zumal in den meisten Fällen die durch ein Getriebe hindurchzuleitenden Kräfte mit Hinsicht auf die zweckmäßige Form der Getriebeteile zu berücksichtigen sind. Hinzu kommen noch die durch die bewegten Massen hervorgerufenen Kräfte, die oft weit aus größer als die eigentlichen Arbeitskräfte sind und demzufolge auch viel mehr die Arbeitsweise des Getriebes und damit der ganzen Maschine beeinflussen.

In der Getriebetechnik wird oft und mit gewisser Berechtigung ein Unterschied zwischen gleichförmig und ungleichförmig übersetzenden Getrieben gemacht. Zur ersten Gruppe gehören Zahnrad-, Ketten-, Riemen-, Seil- und auch Schraubenge triebe. Was die Getriebe mit gleichförmig umlaufendem Antriebs- und Abtriebsglied betrifft, so ist hier, insbesondere bei Zahnradgetrieben, die Forschung besonders weit fortgeschritten. Es geht hier kaum noch um die geometrischen und rein kinematischen Probleme, sondern vielmehr interessieren schon die neuesten Ergebnisse über Reibung, Schmierung und Verschleiß in der Anwendung auf die Gestaltung des günstigsten Getriebes mit Hinsicht auf geringes Gewicht, kleinsten Platzbedarf und größte Lebensdauer.

Von diesem Stand der gleichförmig übersetzenden Getriebe ist die Forschung der ungleichförmig übersetzenden Getriebe noch weit entfernt. Dies liegt aber, besonders in den letzten Jahren, weniger an einer Vernachlässigung dieses Gebietes von seiten der Forschung, sondern an den rein sachlichen Schwierigkeiten, die eben damit zusammenhängen, daß sich das Übersetzungsverhält-

nis in diesen Getrieben, also das Verhältnis der Winkelgeschwindigkeiten und Drehmomente an An- und Abtriebsglied, stetig ändert. Und diese Änderung ist eine willkommene Tatsache und wird, sofern sie in ihrer vollen Tragweite vom Konstrukteur erkannt worden ist, weitgehend ausgenutzt.

Zu den ungleichförmig übersetzenden Getrieben gehören in der Hauptsache die Kurvengetriebe und die Kurbelgetriebe. Die ersteren weisen eine oder mehrere Kurvenscheiben oder Kurvenkörper auf, die letzteren bestehen aus einfachen Hebeln, die in Dreh- oder Schubgelenken miteinander gelenkig verbunden sind. Zwischen beiden Getriebearten findet seit längerer Zeit ein außerordentlich fruchtbarer Wettbewerb statt, der bisher noch nicht zugunsten einer der beiden Typen entschieden ist. In der Landtechnik scheint das Kurvengetriebe nicht mehr sehr beliebt zu sein; es gibt aber gerade hier noch recht interessante Beispiele, die dazu anregen können, in dieser Richtung für den Praktiker verwendbare Vergleiche anzustellen. Beide Getriebearten können sowohl als „ebene Getriebe“ als auch als „räumliche Getriebe“ hergestellt werden. Die Raumgetriebe bedürfen noch intensiver Forschungsarbeit, und es ist anzuerkennen, daß gerade in Deutschland in dieser Richtung wertvolle Arbeit geleistet worden ist, deren Ergebnisse dem Konstrukteur mehr als bisher nahegebracht werden müssen. Dies ist jedoch besonders schwierig, da für solche Untersuchungen nicht mehr die ebene Geometrie genügt, sondern mit der räumlichen Geometrie gearbeitet werden muß. Es ist klar, daß damit auch die rechnerischen Verfahren entsprechend schwieriger und langwieriger werden.

Auf der diesjährigen Getriebetagung sollen vornehmlich die ungleichförmig übersetzenden Getriebe behandelt werden, wobei aber darauf hinzuweisen ist, daß nunmehr in der VDI-Fachgruppe Getriebetechnik sowohl die gleichförmig als auch die ungleich-