

Die Zugkraft  $Z$  ergibt sich aus

$$Z = \rho \cdot A_A + (m_A + m_L) (g \cdot \sin \alpha + b) \quad (4)$$

Die Deichselstützlast  $S$  erhält man aus

$$S = (m_A + m_L) g \cdot \cos \alpha - A_A \quad (5)$$

### 1.3. Die Kräfte am Traktor

Die Achslast  $A_{TH}$  und  $A_{TV}$  des Traktors sind abhängig von der Masse des Traktors  $m_T$ , dem Radstand  $l_T$ , der Lage des Schwerpunktes, der Lage des Kupplungspunktes für den Anhänger, der Größe der am Kupplungspunkt wirkenden Sattelast und Zugkraft sowie von der Größe des Fahrwiderstandes und der wirksamen Rollradien der Traktorvorder- und -hinterräder. Aus den Gleichgewichtsbedingungen um den Angriffspunkt von  $A_{TH}$  erhält man für die Traktorvorderachslast

$$A_{TV} = \frac{m_T \cdot g [(e - e_{TH}) \cos \alpha - h_T \sin \alpha]}{l_T + e_{TV} - e_{TH}} - \frac{m_T \cdot b \cdot h_T + Z \cdot h_K + S (l_{TK} + e_{TH})}{l_T + e_{TV} - e_{TH}} \quad (6)$$

Für die Traktorhinterachslast ergibt sich danach

$$A_{TH} = m_T \cdot g \cos \alpha + S - A_{TV} \quad (7)$$

Ist nur der Gesamtfahrwiderstand des Traktors bekannt, so nimmt man vereinfachenderweise an:

$$e_{TH} = e_{TV} = \rho_{TV} \cdot R_{TV} = \rho_{TH} \cdot R_{TH} \quad (8)$$

Diese Vereinfachung ist statthaft, da sie die unterschiedlichen Fahrwiderstandsbeiwerte der Traktorvorder- und -hinterräder  $\rho_{TV}$  und  $\rho_{TH}$  mit

$$\rho_{TH} < \rho_{TV} \quad (9)$$

infolge der Spurfolge und der unterschiedlichen Rollradien der Räder — der Fahrwiderstand eines großen Rades ist kleiner als der eines kleinen — mit

$$R_{TH} > R_{TV} \quad (10)$$

richtig berücksichtigt [9] [10].

Die für den Vortrieb des Traktor-Anhänger-Zuges erforderliche Triebkraft  $\dot{U}_T$  stellt sich unter der vorgenannten vereinfachenden Annahme, daß der Fahrwiderstand des Traktors

$$W_{FT} = \rho (m_T \cdot g \cos \alpha + S) \quad (11)$$

ist, wie folgt dar:

$$\dot{U}_T = \rho (m_T \cdot g \cos \alpha + S) + m_T \cdot g \sin \alpha + m_T \cdot b + Z \quad (12)$$

Für die traktorseitig auf den Boden übertragbare maximale Triebkraft  $\dot{U}_{T \max}$  muß gelten

$$\dot{U}_T \leq \dot{U}_{T \max} = \mu_K \cdot A_{TH} \quad (13)$$

Der zur Realisierung der notwendigen Triebkraft (oder Bremskraft) erforderliche Kraftschlußbeiwert  $\mu_{K \text{ erf}}$  ergibt sich aus:

$$\mu_{K \text{ erf}} = \frac{\dot{U}_T}{A_{TH}} \quad (14)$$

$\mu_{K \text{ erf}}$  ist ein wichtiger Wert zur Beurteilung der Zug- oder Bremsseigenschaften des Traktoreu-Einachsanhänger-Zuges.

### Literatur

- [1] SCHMIDT, F./M. SEIFERT: Motorhydraulische Bordwandöffnungen für die Schnellentladung von Schüttgütern. Deutsche Agrartechnik (1963) II. 7, S. 316
- [2] LENGSELD, J.: Luftbereifte Einachsanhänger. Dencker, C. H.: Handbuch der Landtechnik. Verlag Paul Parey, Hamburg 1961
- [3] MEYER, H.: Zur Problematik des Sattelanhängers für Acker- und Schlepper. Landtechnische Forschung (1956) II. 2, S. 39 bis 42
- [4] SCHEFFTER, H.: Schlepperachslasten unter gleichzeitiger Wirkung von Zugkräften und Aufsattelasten. Landtechnische Forschung (1959) II. 6, S. 149 bis 152
- [5] BRENNER, W. G.: Wagen in neuer Sicht. Landtechnik (1959) S. 778 bis 785
- [6] SCHMIDT, F.: Verbesserung landwirtschaftlicher Traktoranhänger, insbesondere deren Be- und Entladeeinrichtungen. Teil 1: Landwirtschaftliche Traktorenanhänger (Einachsanhänger). Forschungsbericht aus dem Institut für Mechanisierung der Hochschule für LPG Meißen 1962 (unveröffentlicht)
- [7] SCHMIDT, F./H. RAUSSENDORF: Probleme des Einsatzes einachsiger Anhänger in der sozialistischen Landwirtschaft der DDR. Wissenschaftliche Zeitschrift der Hochschule für LPG (1963) H. 2/3, S. 179
- [8] HEYDE, H.: Mechanik des Schleppers. Deutsche Agrartechnik (1957) II. 1 bis 4
- [9] BOCK, G.: Untersuchung der Fahrwiderstände eines 5-t-Ackerwagens mit 16"- und 20"-Reifen. Landtechnische Forschung (1954) II. 2, S. 33 bis 39
- [10] MEYER, H./J. LENGSELD: Untersuchungen der Fahrwiderstände von neuen Laufwerken für Ackerwagen. TidL (1933) II. 9, S. 10 und 11

(Teil II folgt im nächsten Heft)

A 6636

## Untersuchungen für die Auslegung allradgetriebener Fahrzeuge

### 1. Allgemeines

Als Folge der stürmisch fortschreitenden Mechanisierung der Landwirtschaft steigt u. a. auch der Bedarf an Transportvolumen besonders in der Erntesaison stark an. Daraus ergibt sich die Notwendigkeit, verstärkt LKW einzusetzen. Diese Fahrzeuge müssen sich sowohl auf dem Feld als auch im Straßenverkehr unbehindert bewegen können, um die Wirtschaftlichkeit zu gewährleisten. Die technische Konzeption muß daher besonders auf diese speziellen Einsatzbedingungen abgestimmt werden. Die Untersuchung eines Allrad-Antriebes rückt dabei stark in den Vordergrund, wobei hier untersucht werden soll, wie eine erhöhte Geländegängigkeit unter Berücksichtigung wirtschaftlicher Gesichtspunkte erzielt werden kann.

Der Allrad-Antrieb ermöglicht, daß durch die Zuschaltung der Vorderachse eine größere Triebkraft übertragen wird.

E. WILD, KDT / M. BLOSS, KDT\*

Natürlich sind den zu übertragenden Kräften von den Reibverhältnissen zwischen Reifen und Fahrbahn und von den dynamischen Achsdrücken gewisse Grenzen gesetzt, so daß mit der Vorderachse nicht beliebig große Vortriebskräfte übertragen werden können. Hierbei muß man aber berücksichtigen, daß die vorgeschriebene gesetzliche Verzögerung einzuhalten ist, so daß auch von dieser Seite, bedingt durch die statischen Achsdrücke, die Vortriebskräfte eingeschränkt sind. Hieraus ergeben sich die Fragen, welche Vorteile der Allrad-Antrieb überhaupt bietet und wie groß der maximale Gewinn an Vortriebskraft durch die Zuschaltung der Vorderachse ist. Dabei muß auf der anderen Seite der erhöhte Triebwerksaufwand, wie Verteilergetriebe mit Momenten-

\* KDT-BS-Sektion im VEB Kfz-Werk „Ernst Grube“ Werdau

verteiler, Gelenkwelle zur Vorderachse, angetriebene Vorderachse usw. gesehen werden.

In diesem Zusammenhang ergab sich die interessante Frage, ob von einem Fahrzeug mit nur Hinterachsantrieb bei Verwendung von Spezialreifen, die den Haftreibungsbeiwert mit der Fahrbahn vergrößern, die gleichen Vortriebskräfte übertragen werden können, wie von einem allradgetriebenen Fahrzeug. Dieses Problem wurde in die Untersuchungen mit einbezogen.

## 2. Zusammenstellung der Gleichungen

Um für die Auslegung des Antriebs ein Optimum zu finden, werden folgende Gleichungen benutzt:

$$\frac{M_V}{M_H} = \frac{G_V}{G_H} = \frac{s_h - h [\mu - f]}{s_v + h [\mu - f]} \quad (1)$$

$$G_H = G \cdot \cos \alpha \frac{s_v - h \cdot f}{l - h \cdot \mu} \quad (2)$$

$$\frac{M_V}{M_H} = \frac{G_V}{G_H} = \frac{s_h + h [\mu + f]}{s_v - h [\mu + f]} \quad (3)$$

Hierin sind:

- $M_V$  Übertragbares Moment der Vorderachse
- $M_H$  Übertragbares Moment der Hinterachse
- $G_V$  Vorderachsdruk dynamisch
- $G_H$  Hinterachsdruk dynamisch
- $s_h$  Abstand vom Schwerpunkt zur Hinterachse
- $s_v$  Abstand vom Schwerpunkt zur Vorderachse
- $h$  Höhe des Schwerpunktes über der Fahrbahn
- $\mu$  Haftreibungsbeiwert zw. Reifen und Fahrbahn
- $f$  Rollwiderstandsbeiwert
- $G$  Gesamtmasse des Fahrzeuges
- $\alpha$  Steigungswinkel
- $l$  Radstand =  $s_v + s_h$

Aus den Gleichungen ist ersichtlich, daß die dynamischen Achsdruckverhältnisse für den Brems- und Antriebsvorgang verschieden sind, jedoch von den gleichen Faktoren beeinflußt werden.

Weiterhin ist zu beachten, ob das Fahrzeug leer oder beladen ist, da sich damit die Lage des Schwerpunktes sowohl

bezüglich des Radstandes als auch in der Höhe verschiebt. Die statischen Achsdrücke werden dadurch zwangsläufig mit verändert.

## 3. Einfluß des Bremsvorgangs auf die Achsdrücke

Das Gesetz verlangt für die Bremse bei einer Fahrzeughöchstgeschwindigkeit unter 100 km/h eine mittlere Verzögerung von 4 m/s<sup>2</sup>. Das gilt sowohl für das leere als auch für das beladene Fahrzeug. Diese Forderung muß unbedingt eingehalten werden, damit das Fahrzeug für den Verkehr zugelassen wird. Dabei ist zu beachten, daß man beim leeren Fahrzeug die Achsen nicht überbremsen darf, um die Verkehrssicherheit zu gewährleisten. Es ist deshalb notwendig, die Verhältnisse für den Bremsvorgang zuerst zu untersuchen.

Mit der Gleichung (3) für den Bremsvorgang kann das dynamische Achsdruckverhältnis in Abhängigkeit vom Verhältnis der statischen Schwerpunktsabstände  $s_v/s_h$  für das leere und das beladene Fahrzeug bestimmt werden. Die dargestellten Zusammenhänge sollen nun an einem Zahlenbeispiel demonstriert und weiter verfolgt werden, um einen besseren Einblick zu bekommen. Grundlage bildet ein Fahrzeug mit folgenden Werten:

	beladen	leer
Gesamtmasse	$G_{bel} = 9500 \text{ kg}$	$G_{leer} = 4500 \text{ kg}$
Radstand	$l = 3200 \text{ mm}$	
Schwerpunkthöhe	$h_b = 1200 \text{ mm}$	$h_l = 1000 \text{ mm}$
Rollreibungsbeiwert	$f = 0,01$ (für Autobahn)	
maximale Verzögerung	$b_{max} = 6 \text{ m/s}^2$	
erforderl. Haftreibungsbeiwert	$\mu \approx 0,6$	

Es wird ein dynamisches Achsdruckverhältnis  $G_V/G_H = 1$  angenommen, weil dabei an der Vorder- und Hinterachse gleiche Bremskräfte auftreten. Damit ergeben sich folgende Achsdrücke:

beladenes Fahrzeug

- statischer Vorderachsdruk:  $G_{Vb} = 2580 \text{ kp}$
- statischer Hinterachsdruk:  $G_{Hb} = 6920 \text{ kp}$

leeres Fahrzeug

- statischer Vorderachsdruk:  $G_{Vl} = 1395 \text{ kp}$
- statischer Hinterachsdruk:  $G_{Hl} = 3105 \text{ kp}$

## 4. Überprüfung des Antriebsvorgangs mit den ermittelten Achsdrücken

### 4.1. Allrad-Antrieb

Mit den ermittelten statischen Achsdrücken ist nun der Antriebsvorgang zu untersuchen, um bezüglich der Momentenverteilung auf Vorder- und Hinterachse die Allradvariante zu finden, die noch ein Maximum an Vortriebskraft übertragen kann.

Für die Ermittlung der maximal übertragbaren Vortriebskraft an der Vorderachse sind der Haftreibungsbeiwert  $\mu$  und der Rollwiderstandsbeiwert  $f$  als Veränderliche in Gleichung (1) einzusetzen. Damit wird gleichzeitig untersucht, wie sich die Verhältnisse der Kraftübertragung an der Vorderachse im Teillastbereich, d. h. bei verringerter Gesamtfortriebskraft, ergeben. Die Veränderung des Rollwiderstandsbeiwertes  $f$  läßt erkennen, unter welchen Bedingungen es sinnvoll ist, mit zugeschalteter Vorderachse zu fahren. Bei dieser Betrachtung ist das dynamische Achsdruckverhältnis  $G_V/G_H$  veränderlich, so daß bei Ausnutzung der vollen Bodenhaftung die Momentverteilung auf Vorder- und Hinterachse auch veränderlich sein müßte. Aus Bild 1 sind die Verhältnisse für Leer- und Vollast ersichtlich.

Für den Antriebsvorgang ist der erforderliche Haftreibungsbeiwert aus der entsprechenden Vortriebskraft zu ermitteln. Bei dem Belastungsfall „Vollast“ ergibt sich der Haft-

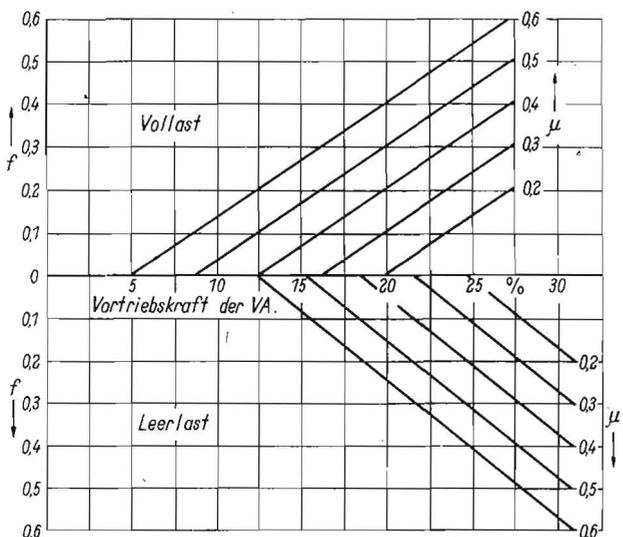


Bild 1. Prozentualer Anteil der Vortriebskraft der Vorderachse in Abhängigkeit von  $\mu$  und  $f$

reibungsbeiwert für vorliegendes Beispiel zu  $\mu \approx 0,6$ , für „Leerlast“  $\mu > 1$ , d. h. die maximale Vortriebskraft kann bei leerem Fahrzeug wegen zu geringer Bodenhaftung nicht voll übertragen werden. Betrachtet man aus Bild 1 den Belastungsfall „Vollast“, so kann festgestellt werden, daß bei einem Rollwiderstandsbeiwert  $f = 0,01$  und der maximalen Vortriebskraft  $\mu = 0,6$  die Übertragung der Vortriebskraft an der Vorderachse nur 5,3% beträgt.

Welche Verhältnisse ergeben sich nun im Gelände? Der Rollwiderstandsbeiwert wird mit  $f = 0,3$  angenommen, unter Berücksichtigung der maximalen Vortriebskraft. Unter diesen Bedingungen überträgt die Vorderachse 16%.

Es sind somit im Geländeeinsatz die Allradbedingungen etwas günstiger. Daraus kann die Schlußfolgerung gezogen werden, daß die Vorderachse nur dort zugeschaltet werden soll, wo es unbedingt erforderlich ist; z. B. im Gelände. Das Zuschalten der Vorderachse auf der Straße, um evtl. größere Anhängerlasten zu bewältigen, ist sinnlos.

Welche Verhältnisse ergeben sich nun auf glatten Fahrbahnen bzw. auf weichen Geländeböden? Der Haftreibungsbeiwert zwischen Reifen und Fahrbahn ist hier sehr klein, so daß die maximale Vortriebskraft nicht übertragen werden kann, da sonst die Räder durchrutschen. Nehmen wir  $\mu \approx 0,2$  an, das entspricht im vorliegenden Beispiel einer Vortriebskraft von 1900 kp, so ergibt sich für  $f = 0,01$  ein Anteil für die Vorderachse von  $\approx 20\%$ , und bei  $f = 0,2$   $\approx 27,2\%$ .

Unter diesen Bedingungen zeigt sich, daß die Zuschaltung der Vorderachse auch auf glatten Fahrbahnen gerechtfertigt ist. Wir können weiterhin feststellen, daß die Zuschaltung der Vorderachse unter Vollast auch sinnvoll wird, wenn der Rollwiderstandsbeiwert  $f$  groß ist, also weiche Geländeböden vorliegen.

Es hat sich bei allen Betrachtungen eindeutig gezeigt, daß unter den verschiedensten Einsatzbedingungen der wirkliche Gewinn an Vortriebskraft durch Zuschalten der Vorderachse doch recht gering bleibt.

Bild 1 liegt eine veränderliche Momentenverteilung zugrunde. Da sich diese aber konstruktiv nicht verwirklichen läßt, ist man gezwungen, eine konstante Verteilung der Antriebsmomente vorzusehen. Diese Verteilung kann mit Gleichung (1) errechnet bzw. aus Bild 1 ermittelt werden.

Aus Bild 2 kann man für jeden Zustand die entsprechende Momentenverteilung entnehmen, vorausgesetzt, daß zur Übertragung der Vortriebskraft die volle Bodenhaftung ausgenutzt werden soll. Da eine veränderliche Momentenverteilung nicht möglich ist, wird der ungünstigste Fahrzustand für die Auslegung zugrunde gelegt. Im vorliegenden Beispiel wäre dieser Punkt bei  $f = 0,3$  und  $\mu = 0,6$ . Es ergibt sich somit bei „Vollast“ eine Verteilung von 1 : 5,2, also entfallen 1 Teil des Drehmoments auf die Vorderachse und 5,2 Teile auf die Hinterachse. Für den Fall „Leerlast“ ergibt sich bei  $\mu = 0,6$  (Teillastbereich) und  $f = 0,3$  eine Momentenverteilung von 1 : 3,6. Hieraus ist zu ersehen, daß auch zwischen „Leerlast“ und „Vollast“ eine veränderliche Verteilung vorhanden sein müßte. Anderenfalls sind die Schwerpunktabstände  $s_v$  und  $s_h$  so abzustimmen, daß durch die Veränderung der Lage des Schwerpunktes mit der Höhe  $h$  der Wert  $G_H/G_H = \text{konstant}$  bleibt. Eine derartige Veränderung von  $s_v$  und  $s_h$  beeinflusst die Konzeption des Fahrzeuges. Es ergibt sich somit die Frage, kann die zusätzliche Vortriebskraft durch Zuschalten der Vorderachse mit von der Hinterachse übertragen werden? Man könnte somit das Verteilergetriebe mit Momentenverteiler, Gelenkwelle zur Vorderachse, angetriebene Vorderachse usw. einsparen. Dadurch würden sich niedrigere Fertigungskosten ergeben.

#### 4.2. Hinterradantrieb

Die erhöhte Vortriebskraft kann von der Hinterachse nur übertragen werden, wenn der Haftreibungsbeiwert zwischen Reifen und Fahrbahn steigt. Hierbei ändert sich auch der

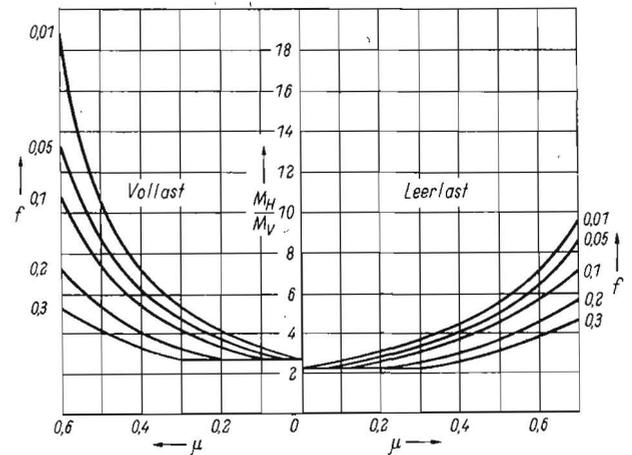


Bild 2.  $\frac{M_h}{M_v}$  in Abhängigkeit von  $\mu$  und  $f$

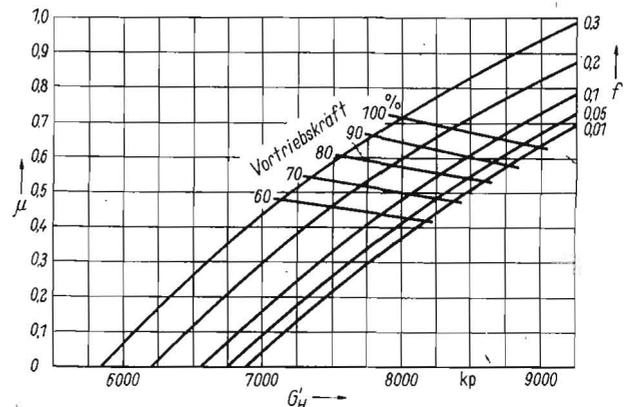


Bild 3. Prozentualer Anteil der Vortriebskraft in Abhängigkeit von  $\mu$  und  $f$

dynamische Hinterachsdruk, so daß die gesamte Vortriebskraft aus dem Produkt  $P = G_H \cdot \mu$  gebildet werden muß. Der dynamische Hinterachsdruk  $G_H$  wird mit Gleichung (2) errechnet. Beim Befahren einer Steigung erhöht sich der Hinterachsdruk, so daß sich der Haftreibungsbeiwert entsprechend verringern kann. Aus diesem Grunde wird für die vorliegende Betrachtung der Steigungswinkel  $\alpha = 0$  gesetzt. Die statischen Achsdrücke werden, wie unter Punkt 3 angegeben, beibehalten. In Bild 3 ist der dynamische Hinterachsdruk  $G_H$  in Abhängigkeit von dem Haftreibungsbeiwert  $\mu$  und dem Rollwiderstandsbeiwert  $f$  aufgetragen. Es wird nur der Fall „Vollast“ untersucht.

Die Auswertung von Bild 3 zeigt, daß zur Übertragung der Vortriebskraft von der Hinterachse ein veränderlicher Haftreibungsbeiwert erforderlich ist. Dieser Wert  $\mu$  muß in Abhängigkeit vom Rollwiderstandsbeiwert  $f$  zwischen 0,63 und 0,71 liegen, um die Vortriebskraft von 100% übertragen zu können. Beim Allrad-Antrieb lag  $\mu_{\text{erf}}$  bei 0,6, d. h. im ungünstigsten Fall muß beim Hinterradantrieb eine Erhöhung des Haftreibungsbeiwertes um 18% vorhanden sein. Eine derartige Erhöhung ist bei Verwendung von Spezial-Niederdruckreifen möglich, wobei der Haftreibungsbeiwert im Mittel 25 bis 40% höher liegt als beim Normalreifen.

Bei allen diesen Betrachtungen ist man davon ausgegangen, daß das statische Achsdruckverhältnis bei Vollast 2,68 und bei Leerlast 2,23 beträgt. Es ergibt sich die Frage, wie sieht eine derartige Fahrzeugkonzeption aus, bzw. ergibt ein anderes statisches Achsdruckverhältnis günstigere Werte?

## 5. Überprüfung der Fahrzeugkonzeption

Zur Überprüfung der sich aus den ermittelten Werten ergebenden Fahrzeugkonzeption soll von den statischen Achsdrücken im leeren Zustand ausgegangen werden. Es ist zunächst zu untersuchen, ob eine derartige Verteilung der Fahrzeugmasse unter Berücksichtigung bestimmter Konstruktionsmerkmale überhaupt möglich ist. Die Lage der Nutzmasse ist eindeutig durch die statische Belastung der Vorderachse bei leerem und beladenem Fahrzeug bestimmt und somit auch die Lage der Pritsche. Aus vorliegendem Beispiel ergibt sich, daß durch die Nutzmasse die Vorderachse bereits mit 1185 kp belastet wird. Der statische Vorderachsdruk des leeren Fahrzeuges darf aber nur 1395 kp betragen. Eine derartige konstruktive Auslegung ist auf Grund der Masseverteilung nicht möglich, da sie evtl. Hecktriebssatz bedeuten würde. Daher scheidet ein dynamisches Achsdruckverhältnis  $G_V/G_H \leq 1$  aus. Für die Auslegung des Fahrzeuges ist somit nur ein Verhältnis  $G_V/G_H > 1$  von Bedeutung. Unter diesen Gesichtspunkten ergibt sich für die Massenaufteilung eine Konzeption, die zur Unterflurausführung führt. Diese Variante ergibt einen größeren prozentualen Anteil der Vorderachse an der zu übertragenden Antriebskraft und gewährleistet, daß bei leerem und beladenem Fahrzeug das dynamische Achsdruckverhältnis konstant ist.

## 6. Zusammenfassung

Aus dieser Untersuchung ergibt sich, daß bei einem Allradfahrzeug ein Zuschalten der Vorderachse erst im Gelände bzw. auf vereisten Straßen, d. h. bei kleinem  $\mu$  sinnvoll wird. Dieses Fahrzeug ist aber durch den erforderlichen Einbau von angetriebener Vorderachse, Verteilergetriebe, Gelenkwelle zur Vorderachse usw. sehr aufwendig. Ein nur hinterachsgetriebenes Fahrzeug wäre da im Vorteil, hätte aber den Nachteil, daß bei einem geringen  $\mu$ -Wert nicht mehr die volle Vortriebskraft übertragen werden könnte. Durch Spezial-Niederdruckreifen lassen sich aber auch auf ungünstigen Böden noch hohe Reibwerte erzeugen. Je nach Einsatzzweck könnte man daher zwischen einem Allradfahrzeug und einem Hinterachsantrieb-Fahrzeug mit Spezialreifen wählen, um sowohl in technischer als auch in ökonomischer Hinsicht zu einem Optimum zu gelangen. Zum Allradfahrzeug sei noch bemerkt, daß unter Berücksichtigung des Bremsvorgangs eine Ausführung mit Unterflurmotor ratsam ist, da sie auch dem Antrieb gerecht wird. Bei der Projektierung sollte diese Variante mit beachtet werden.

### Literatur

JANTE, A.: Kraftfahrt-Mechanik, Verlag H. Cram

A 6448

Dr. H. PETERSDORFF, KDT\*

## Rationalisierung des landwirtschaftlichen Transports durch Behälter und Paletten

Gegenwärtig werden große Anstrengungen unternommen, um den hohen Transportaufwand in der Landwirtschaft durch technische und organisatorische Maßnahmen zu senken. Während die organisatorischen Maßnahmen sich überwiegend auf die Ausgliederung unproduktiver zwischenbetrieblicher Transporte erstrecken, werden im technischen Bereich höhere Transportgeschwindigkeiten, höhere Lademassen und eine Verbesserung der Be- und Entladetechnik angestrebt. Letztere ist entscheidend für den ökonomischen Erfolg der höheren Geschwindigkeit und größeren Lademassen, da der hierdurch erzielte Zeitgewinn durch die relative Zunahme der Stillstandszeiten bei der Be- und Entladung z. T. wieder kompensiert wird [1].

Bei der Entwicklung einer leistungsfähigen Be- und Entladetechnik wurde bisher der im allgemeinen Verkehrswesen stark verbreitete Behälterverkehr und somit die Verwendung von Behältern und Paletten zur Rationalisierung des landwirtschaftlichen Transports wenig beachtet. Es sollen daher aus den allgemeinen Vorteilen des Behältertransports und an Hand von Untersuchungsergebnissen die Möglichkeiten zur Verbesserung der Transporttechnik mit diesem System dargestellt werden [2] [3].

### Begriffsbestimmung und Behälterbauarten

Als Behälter (Transportbehälter) werden im allgemeinen Verkehrswesen solche Transportgefäße bezeichnet, die vorwiegend dem Transport und Umschlag dienen und dafür besonders ausgerüstet sind [4]. Im Gegensatz zu der üblichen Verpackung sind sie ausschließlich von dauerhafter Beschaffenheit und je nach Größe (Nutzvolumen mindestens 1 m<sup>3</sup>) und Bauart mit Türen, Klappen, Einfüll- und Entleerungseinrichtungen, Kranösen, Unterfahreinrichtungen, Rollvorrichtungen u. a. ausgerüstet. Dadurch sind ein leichtes Füllen und Entleeren sowie ein schneller Wechsel von einem Transportmittel auf ein anderes möglich. Für den Umschlag muß

in jedem Fall ein mechanisches Hilfsmittel eingesetzt werden. Funktionell kommt ihnen die Aufgabe zu, größere Ladeeinheiten zu bilden, die mit mechanischen Hilfsmitteln umgeschlagen werden können, ohne daß das Ladegut selbst gehandhabt wird. Dadurch unterscheiden sie sich auch von den fest auf Fahrzeugen montierten Tanks u. ä. Behältern, die lediglich die Ladung aufnehmen, aber nicht zur Rationalisierung der Umschlagvorgänge dienen.

Behälter kommen als Groß-, Mittel- und Kleinbehälter im allgemeinen Verkehrswesen zum Einsatz. Daneben werden noch Paletten verschiedener Bauarten verwendet, die neben der Verwendung für Transportzwecke auch zur Rationalisierung der Lagerhaltung herangezogen werden. Die Bruttomasse der Behälter kann 5, 2,5 und 1,25 t betragen; Paletten können eine Lademasse bis zu 1 t aufnehmen.

Zur Anpassung an die verschiedenen Bedürfnisse des Transports werden Behälter in verschiedenen Ausführungen hergestellt. Als geschlossene Universalbehälter kommen sie für den Transport von empfindlichen und somit verpackungsaufwendigen Stückgütern zum Einsatz, während sie als offene und geschlossene Spezialbehälter für Schüttgüter und Flüssigkeiten verwendet werden (Bild 1).

Der Umschlag kann mit Kränen im Hubsystem, mit Spezialfahrzeugen durch Überrollen und mit schweren Gabelstaplern erfolgen.

Bei Paletten sind die sogenannten Flach- und Boxpaletten die gebräuchlichsten Formen (Bild 2 und 3). Der Umschlag erfolgt im allgemeinen mit Gabelstaplern.

### Vorteile des Behältertransports

Durch die Bauart der Behälter und ihre wesentlichste Funktion, wie Bildung größerer Ladeeinheiten, mechanisierter Umschlag ohne Handhabung des Transportgutes, entstehen eine Reihe von Vorteilen, deren wesentlichste nachstehend aufgeführt werden sollen:

— **Einfacherer und schnellerer Umschlag des Ladegutes in größeren Ladeeinheiten**

\* Hochschule für Landwirtschaft Bernburg, Institut für Mechanisierung (Direktor: Dr. H. MAINZ)