

Bild 9. Kinematisches Schema für das Lenksystem der Lösung d.

$$\psi_i = \arccos \frac{l_1^2 + l_2^2 - l_3^2 + l_4^2 - 2 l_1 l_2 \cos(\phi_p + j\gamma)}{2 l_4 \sqrt{l_1^2 + l_2^2 - 2 l_1 l_2 \cos(\phi_p + j\gamma)}} + \arctan \frac{l_2 \sin(\phi_p + j\gamma)}{l_1 - l_2 \cos(\phi_p + j\gamma)} \quad (11a),$$

$$\kappa_i = \arccos \frac{l_5^2 + l_6^2 + l_4^2 - l_7^2 + 2 l_4 l_7 \cos(\psi_i + \arccos \frac{l_1^2 + l_7^2 - l_8^2}{2 l_1 l_7})}{2 l_5 l_4} \quad (12a),$$

$$L_i = [l_8^2 + l_2^2 + l_6^2 - 2 l_2 l_6 \cos(\nu_i - N) - 2 l_8 \sqrt{l_2^2 + l_6^2 - 2 l_2 l_6 \cos(\nu_i - N)} \cdot \cos(\phi_p + j\gamma - \beta_i + M)]^{1/2} \quad (13a),$$

$$N = \arccos \frac{l_3^2 + l_6^2 - l_5^2}{2 l_3 l_6} \quad (14a),$$

$$M = \arccos \frac{l_1^2 + l_8^2 - l_7^2}{2 l_1 l_8} \quad (15a),$$

$$\beta_i = \arccos \frac{l_2 - l_6 \cos(\nu_i - N)}{\sqrt{l_2^2 + l_6^2 - 2 l_2 l_6 \cos(\nu_i - N)}} \quad (16a),$$

$$\lambda_i = \arctan \frac{l_5}{l_3} \cdot \frac{\sin(\nu_i + \rho_i)}{\sin \nu_i \sin(\rho_i - \arccos \frac{l_3^2 + l_5^2 - l_6^2}{2 l_3 l_5})} \quad (17a),$$

$$\phi_p = \pi - \beta - \delta \quad (18a).$$

mit  $i = 1, 2$ , wobei für  $i = 1, j = 1$  und für  $i = 2, j = -1$  ist.

### Schrifttum

Bücher sind durch ● gekennzeichnet

- [ 1 ] *Dudziński, P. u. Wl. Twaróg*: Zur Wahl der Struktur von Stangenmechanismen. Forschung im Ingenieurwesen Bd. 48 (1982) Nr. 1, S. 26/30.
- [ 2 ] *Dudziński, P., S. Miller u. Wl. Twaróg*: Stangenmechanismen als Lenksystem. Patentschrift P-227 659.
- [ 3 ] *Koleśniak, E.*: Probleme der optimalen Wahl der Struktur von kinematischen Anordnungen. (Orig. poln.) Dissertation, Institut für Maschinenkonstruktion und -betrieb der Technischen Hochschule Wroclaw, 1979.
- [ 4 ] *Dudziński, P.*: Methode zur Auslegung des Lenksystems an Fahrzeugen mit Knicklenkung. (Orig. poln.) Dissertation, Institut für Maschinenkonstruktion und -betrieb der Technischen Hochschule Wroclaw, 1977.
- [ 5 ] *Dudziński, P.*: Problems of turning process in articulated terrain vehicles. 7. Internationale Tagung ISTVS, August 1981, Calgary, Canada, u. Journal of Terramechanics, Vol. 19 (1982) Nr. 4.
- [ 6 ] *Fritzel, K.*: Eine Lenkhydraulik für Radlader mit Knickgelenk. Fördern u. Heben Bd. 19 (1969) Nr. 17, S. 1029/31.
- [ 7 ] *Miller, S.*: Zum Problem der Projektierung der Stangenmechanismen mit Hydraulikzylinder-Antrieb. (Orig. poln.) Wissenschaftshefte der Technischen Hochschule Wroclaw, Nr. 136, Serie Mechanik XVIII, Wroclaw 1966.
- [ 8 ] ● *Himmelblau, D.M.*: Applied nonlinear programming. New York: McGraw-Hill 1972.

## Eine Berechnungsmethode für die lebensdauerorientierte Dimensionierung von Schleppertriebwerken und Achsen

Von Günther Buck, Friedrichshafen\*)

DK 631.372:629.11.012:539.43

Schleppertriebwerke und Achsantriebe werden heute zeitfest, das heißt für eine bestimmte Lebensdauer, dimensioniert. Dafür ist es notwendig, die Größe der maß-

gebenden Belastungen und ihre Häufigkeit in der geplanten Lebensdauer zu kennen. Die Belastung bei einzelnen Arbeitseinsätzen kann durch Messungen im Betrieb ermittelt werden. Doch die Häufigkeit der verschiedenen Arbeitseinsätze kann sehr unterschiedlich sein, so daß es wichtig ist, das Spektrum der zu berücksichtigenden Akkerschleppereinsätze und der eingesetzten Geräte für die Lebensdauerberechnung sorgfältig festzulegen.

\*) Ing. (grad.) G. Buck ist Berechnungsingenieur in der Abteilung "wissenschaftlich-technische Untersuchungen" der Zahnradfabrik Friedrichshafen in Friedrichshafen.

## 1. Einleitung

Für die Konstruktion und Entwicklung eines Fahrzeuges sind viele verschiedene technische Gesichtspunkte maßgebend. Hierzu gehört auch die Konstruktion oder Auswahl der geeigneten Größe des Antriebsstranges. Je genauer diese Auswahl erfolgen kann, desto geringer sind die Entwicklungskosten. Auf der theoretischen Seite stehen verschiedene Grundlagen zur Verfügung, jedoch stellt die Beziehung zum praktischen Anwendungsfall eine wesentliche Unbekannte dar. Die Zahnradfabrik Friedrichshafen AG hat aufgrund langjähriger Erfahrung ein Computer-Programm entwickelt, mit dem der Konstrukteur in der Lage ist, zuverlässig die Lebensdauer der Konstruktion eines Ackerschlepper-Antriebsstranges zu beurteilen. Die Zuverlässigkeit dieser Methode wurde bei Fahrzeugherstellern und Anwendern nachgewiesen.

Die Belastung von Ackerschlepperantrieben hängt entscheidend von Einflußgrößen ab, die im praktischen Einsatz großen Schwankungen unterworfen sind. Durch Messungen wurden die bei typischen Einsatzarten auftretenden Belastungen ermittelt und analysiert, die Ergebnisse der Messungen als Basis für den Ansatz eines Rechenverfahrens für Ackerschlepper verwendet. Das auf den rechnerischen Grundlagen der Fahrmechanik entwickelte Verfahren berechnet für typische Betriebsarten die dabei auftretenden Belastungen und Lebensdauerwerte.

Fragen nach Getriebe- und Achsmomenten sowie nach Achslasten können unter Berücksichtigung von Motorauslegung, Getriebebestufung, Schleppergewicht, Achslastverteilung und den geometrischen Verhältnissen am Ackerschlepper für folgende Einsatzarten beantwortet werden:

- Pflügen mit aufgesattelttem Gerät
- Pflügen mit angebautem Gerät
- Arbeiten mit gezogenem Gerät
- Ladarbeiten mit Frontschaufel.

Schleppertriebwerke und Achsantriebe werden heute auf Lebensdauer, d.h. zeitfest, dimensioniert. Durch Verknüpfen der Häufigkeitsverteilungen der Belastungen (Lastkollektive) mit Bauteilwöhlerlinien und einer geeigneten Schadensakkumulationshypothese wird es dann möglich, Werte der Betriebslebensdauer für einzelne Baugruppen zu berechnen. Der Schwerpunkt dieser Arbeit liegt bei Ackerschleppern mit 4-Rad-(Allrad-)Antrieb, wobei vor allem auf die treibradseitigen Belastungen eingegangen wird.

Um verschiedene Konstruktionen unter denselben Voraussetzungen rechnerisch zu vergleichen, bedarf es der Kenntnis aller wesentlichen Einflußparameter für Schlepper, Gerät und Boden. Durch die Vielfalt der Schlepperarbeiten und die stark unterschiedlichen Einsatzbedingungen wird die Definition eines repräsentativen Ackerschleppereinsatzes für die Ermittlung eines Gesamtlastkollektives erschwert. Bedingung für eine praxisbezogene Belastungslebensdauerberechnung von Ackerschleppereinsatzes ist daher die genaue Kenntnis folgender Werte:

- Zugfähigkeit des Schleppers aufgrund der Reifenkennlinien
- Arbeitsgeschwindigkeit unter Berücksichtigung der Geräteeigenschaften und der Bodenverhältnisse
- Zugwiderstände der Geräte
- Einsatzzeiten der verschiedenen Geräte.

Trotz der Notwendigkeit einige Werte durch Annahmen abzuschätzen, liefert das Rechenverfahren zuverlässige Aussagen über die zu erwartenden Beanspruchungen und die Lebensdauerwerte einzelner Schlepperkomponenten.

## 2. Messung der Belastungen und Lastkollektive

Mittels elektrischer Meßeinrichtungen für Drehmomente, Drehzahlen und Achslasten werden während eines Fahrversuches an mehreren Stellen des Schleppers Meßwerte in analoger Form erfaßt, mit Funktelemetrie übertragen und auf vielkanaligen Magnetbändern aufgezeichnet. Eine Auswertung ermöglicht die Untersuchung der zeitlichen Belastungsverläufe, aus denen durch eine Analog-Digital-Wandlung und statistische Aufbereitung Lastkollektive er-

stellt werden können. Bei Lastkollektiven für Verzahnungs- und Lagerberechnungen muß das gemessene Drehmoment so aufbereitet werden, daß der für den Zahneingriff wichtige Zusammenhang zwischen Lasthöhe und Eingriffshäufigkeit erhalten bleibt.

Die zweckmäßigste Auswertemethode ist die taktabhängige Klassenhäufigkeitszählung, Bild 1. Hier wird im Prinzip je Abfragetakt das Drehmoment festgehalten [1, 2]. Bei nicht zu stark schwankenden Drehzahlen ist die Erfassung von Zeitanteilen ausreichend [3].

Auf die Meßtechnik soll hier nicht weiter eingegangen werden. Detailliertere Angaben sind hierzu in [2] enthalten.

Zu den Messungen muß insgesamt darauf hingewiesen werden, daß man hierbei immer nur Ergebnisse für einen ganz bestimmt gewählten Fahrzeugaufbau erhält. Werden für Neukonstruktionen oder andere Einsatzarten wesentliche Fahrzeugparameter (z.B. Motorauslegung) geändert, müssen durch ein geeignetes Rechenverfahren die Meßergebnisse auf die abgewandelten Bedingungen transformiert werden.

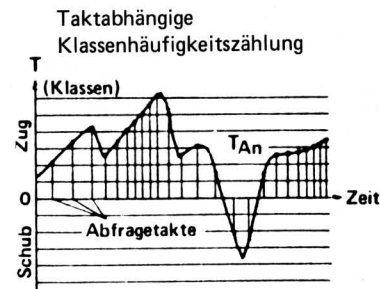
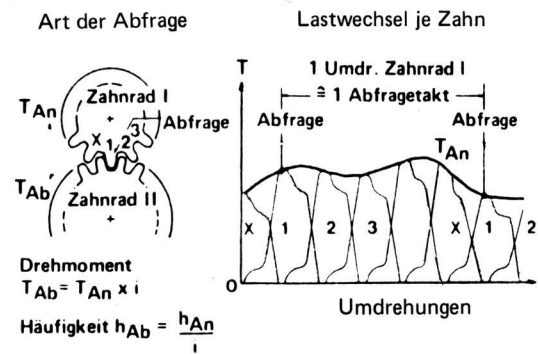


Bild 1. Abfrage- und Klassiermethode für Getriebe und Achsen.

Im vorliegenden Falle wird so vorgegangen, daß die Meßergebnisse u.a. dazu verwendet werden, ein erstelltes Rechenmodell zu bestätigen. Auf der Basis dieser Bestätigung können dann mit dem Rechenmodell Variantenrechnungen mit Änderung verschiedener Parameter durchgeführt werden. Bild 2 zeigt einen kurzen Ausschnitt einer Messung beim Pflügen mit einem 4-Schar-Anbaupflug. Aufgezeichnet ist der charakteristische Verlauf der Radmomente und Achslasten. Weitere Meßwerte sind Drehzahlen und Geschwindigkeiten am Getriebe bzw. der Vorder- und Hinterachse. Mit Computerprogrammen werden solche Belastungsverläufe digitalisiert und ausgewertet.

Einige wichtige Ergebnisse aus den Meßauswertungen sind:

Enger Arbeitsgeschwindigkeitsbereich für schwere Zugarbeiten bei der Bodenbearbeitung.

Bild 3 zeigt Geschwindigkeitsbereiche von Ackerschleppern bei der Bodenbearbeitung [4]. Eigene Messungen bestätigten diesen Sachverhalt.

Andere Veröffentlichungen [3, 5] geben Fahrgeschwindigkeitskollektive an, welche zur Berechnung der Einschaltdauer der Getriebegänge bzw. für die Berechnung des Gesamtkollektives eines Schleppereinsatzes verwendet werden können.

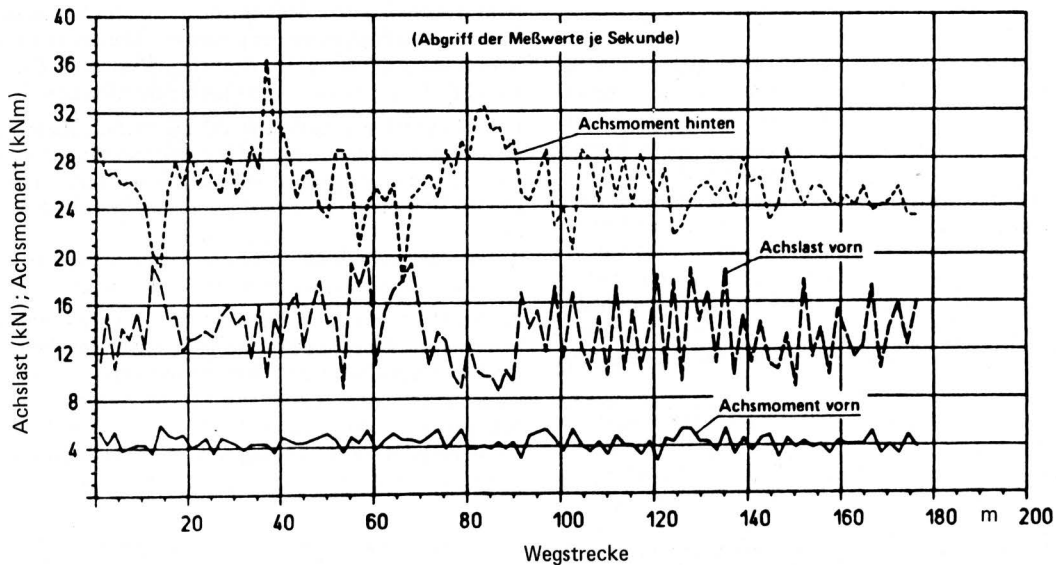


Bild 2. Gemessener Verlauf der Achslasten und Achsmomente. Allrad-Ackerschlepper 81 kW, 4-Schar-Anbaupflug, Maisstoppel, leichter Boden.

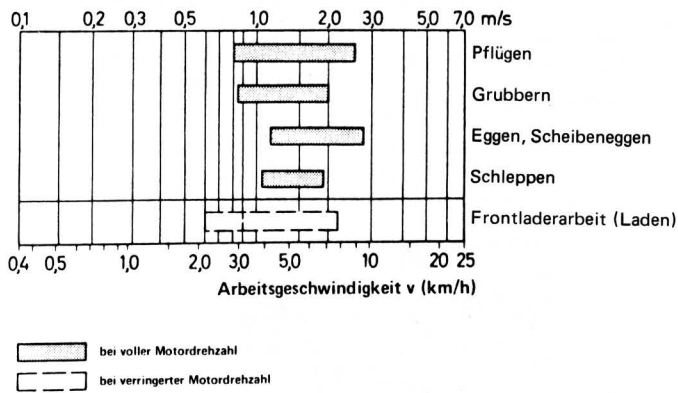


Bild 3. Geschwindigkeitsbereiche für Ackerschlepper (Auszug nach Meyer und Kühnborn [4]).

Arbeiten an der Motorvollastlinie für schwere Zugarbeiten bei der Bodenbearbeitung. Die gemessenen Drehmomente wurden in Sekundenabständen ausgewertet, als Zugkräfte umgerechnet und als Betriebspunkte ins Zugkraftdiagramm eingetragen, Bild 4. Die Meßwerte überschreiten teilweise die Kennlinie der maximalen Motorleistung um ca. 5 %. Diese Werte liegen aber im zulässigen Toleranzband bzw. Streubereich von Motorkennlinie, wirksamem Reifenradius und dem Wirkungsgrad von Getriebe und Achse. Diese Auswertungen zeigen, daß Schlepper bei schweren Einsätzen, bei verschiedenen Bodenverhältnissen oder unterschiedlichen Arbeitsgeräten hauptsächlich in der Nähe der Vollastlinie (Kennlinie des max. Motormomentes) arbeiten.

Voraussetzung dafür, daß bei schweren Bodenbearbeitungseinsätzen der Schlepper mit Vollast arbeitet, ist, – daß die Gerätegröße, die Triebwerksaggregate und die Schlepperleistung optimal aufeinander abgestimmt sind. Das bedeutet, daß bei Geräten mit unterschiedlichem Zugkraftbedarf oder bei unterschiedlichen Bodenverhältnissen ein anderer Getriebegang entsprechend der Arbeitsgeschwindigkeit gewählt wird. – daß die Arbeitsgeschwindigkeit auf die Arbeitsqualität des zu bearbeitenden Bodens abgestimmt ist.

### 3. Berechnungsverfahren zur Ermittlung der Belastungen und Lastkollektive am Ackerschlepper

Zur Beurteilung des vielseitig veränderlichen Belastungsspektrums von 4-Rad-(Allrad-) und 2-Rad-(Hinterrad-) angetriebenen Ackerschleppern wurde ein theoretisches Simulationsverfahren entwickelt.

Mit Hilfe von mathematischen Beziehungen wurden die zu untersuchenden Zusammenhänge dargestellt. Außerdem waren empirisch gewonnene Daten notwendig, z.B. Reifen- und Rollwiderstandskennlinien von Schleppern. Dieses Rechenverfahren wird für die Auslegung der Antriebskomponenten (Getriebe, Vorder-, Hinterachse) benutzt und steht als Computerprogramm dem Konstrukteur zur Verfügung.

Die Berechnung beschränkt sich auf 4 typische Arbeitseinsätze gemäß Bild 5:

- angebautes Gerät (Gerät wird voll vom Schlepper getragen)
- aufgesatteltes Gerät (Gerät wird z.T. vom Schlepper getragen)
- gezogenes Gerät
- Frontladerbetrieb.

Durch Kenntnis der genauen Fahrzeugdaten, der Einsatzverhältnisse, der Bodenart, der Arbeitsgeräte und der Topographie lassen sich mit dem Rechenverfahren zunächst die Drehmomente und Achslasten berechnen.

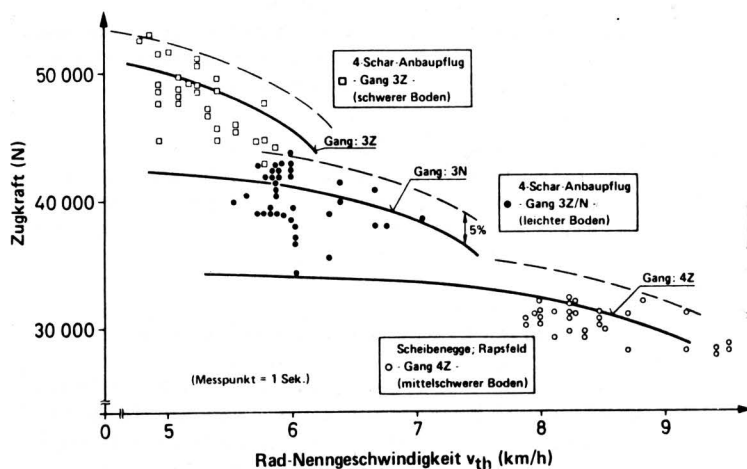
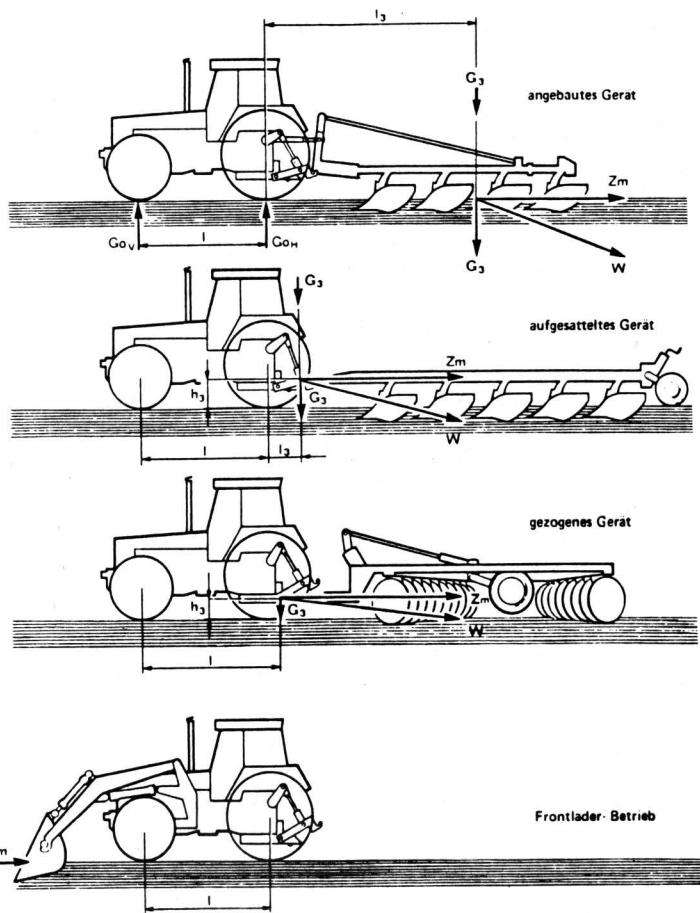


Bild 4. Gemessene Betriebspunkte bei verschiedenen Schlepperarbeiten, Allrad-Ackerschlepper 81 kW.



**Bild 5.** Lastfälle von landwirtschaftlichen Traktoren zur Berechnung der dynamischen Achsbelastungen.

Die wesentlichsten Merkmale des Berechnungsverfahrens sind:

- Fahren an der Vollastlinie unter der Bedingung, daß die Gerätegröße der Schlepperleistung optimal angepaßt ist
- Berücksichtigung der Übertragungsfähigkeit von Boden und Reifen durch Reifenkennlinien
- schmaler Arbeitsgeschwindigkeitsbereich für schwere Zugarbeiten
- Berücksichtigung verschiedener Kraftwirkungslinien, abhängig von der Art des Arbeitsgeräts.

Die Berechnungen beziehen sich im wesentlichen auf schwere Dauerzugarbeiten. Es wird angenommen, daß hier die Fahrgeschwindigkeitsänderungen gering sind und demzufolge auch mit einer geringen Schalthäufigkeit bzw. Kupplungsbetätigung gerechnet werden kann. Drehmomentspitzen durch Schaltvorgänge können ähnlich [1] auch berücksichtigt werden.

Für Lebensdauerberechnungen von Getriebe und Achsen genügen meistens relative Betrachtungen. Für solche Untersuchungen führen auch vereinfachte Rechenverfahren zu brauchbaren Ergebnissen. Aufgrund dieser Gesichtspunkte wurden deshalb folgende Vereinfachungen eingeführt:

- konstante Bodenverhältnisse
- konstanter Rollwiderstand
- konstanter Reifendruck
- gleiche Radbelastungen links und rechts
- die Radkräfte links und rechts werden zusammengefaßt
- waagerechte Zugkraft (in Fahrbahnrichtung)
- gleicher Schlupf am linken und rechten Rad.

Die notwendigen Grundgleichungen, vor allem die mathematische Erfassung der Vorgänge zwischen Boden und Schlepper, sind durch viele Veröffentlichungen im landtechnischen Schrifttum bekannt, z.B. [7 bis 11]. Auf eine vollständige Wiederholung dieser Beziehungen wird deshalb verzichtet. Der prinzipielle Zusammenhang

der theoretischen Berechnung ist in den folgenden Abschnitten angedeutet und umfaßt folgende Schwerpunkte:

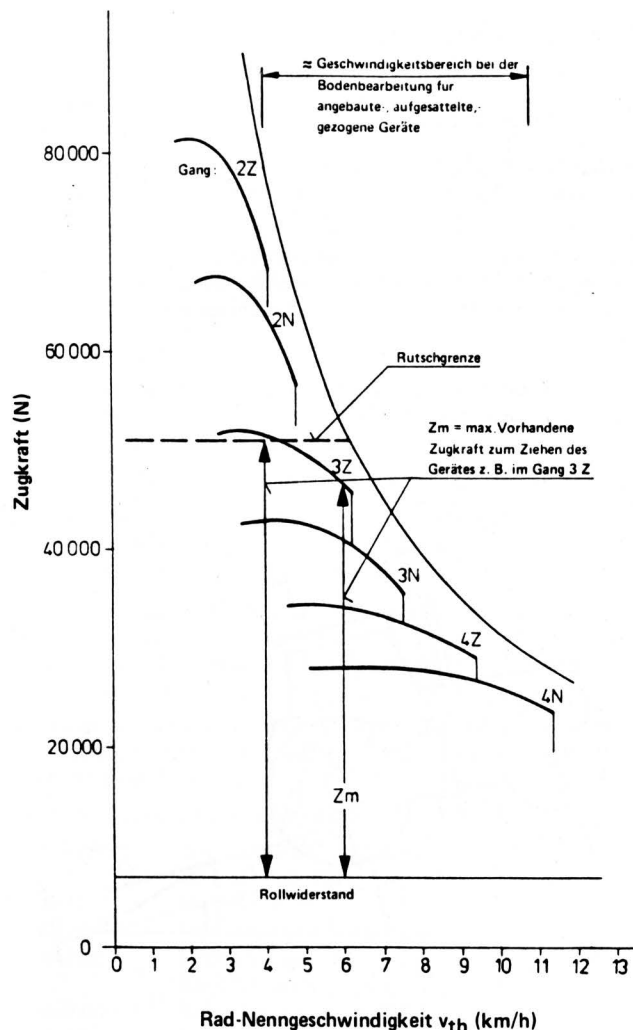
- Berechnung der Zugkraft
- Berechnung der Achslast (vorne, hinten)
- Berechnung der Achsmomente (vorne, hinten)
- Berechnung von Lastkollektiven (motor- und treibradseitig)
- Berechnung der Getriebe- und Achsenlebensdauer.

### 3.1.1 Zugkraft

Beim 4-Rad-angetriebenen Schlepper werden die Vorderräder durch ein Drehmoment  $T_V$  und die Hinterräder durch ein Drehmoment  $T_H$  angetrieben. Nach Überwindung der Rollwiderstände  $W_{R,V}$  und  $W_{R,H}$  verbleiben die Triebkräfte  $F_{T,V}$  und  $F_{T,H}$  als Zugkraft:

$$Z_m = F_{T,V} + F_{T,H} = \frac{T_V}{r_V} + \frac{T_H}{r_H} - (W_{R,V} + W_{R,H}) \quad (1).$$

Für die Bestimmung der Zugkraft am Zughaken wird angenommen, daß ein Ackerschlepper im schweren Zugbetrieb unabhängig von der Art des Bodenbearbeitungsgeräts an der Vollastlinie des Motors arbeitet. Bedingung ist hierfür jedoch, wie schon in Abschn. 2 angegeben wurde, daß eine richtige Zuordnung von Schlepper und Gerät gegeben ist. Somit ist die Zugkraft  $Z_m$  zum Ziehen des Arbeitsgeräts festgelegt. Sie ist durch diese Definition unabhängig von der Arbeitstiefe und der Arbeitsbreite des Geräts. Für eine bestimmte Geschwindigkeit berechnet sich die Zugkraft  $Z_m$  am Zughaken aus der folgenden Differenz, Bild 6:



**Bild 6.** Zugkraftdiagramm für 81 kW-Ackerschlepper.

$$Z_m = Z_{\text{Vollast}} - Z_{\text{Rollwiderstand}} \quad (2)$$

Unter Berücksichtigung der Rutschgrenze bzw. der Reifenkennlinien wird der für den Fahrbetrieb in Frage kommende Getriebe-  
gang ausgewählt.  
Aus Gl. (1) und (2) kann die an den Rädern wirkende Triebkraft-  
oder Umfangskraftsumme berechnet werden.

### 3.1.2 Achslasten

Unter dem Angriff von äußeren Kräften, wie Fahrwiderstand, Zug-  
kraft  $Z_m$ , Steigungswiderstand, Beschleunigungswiderstand, Balla-  
stierungen und der Gerätewiderstandslinie, ändern sich die Achsla-  
sten, Bild 7.  
Allgemein gilt:

$$P_H = \frac{G [(\cos \alpha) \cdot (l_0 + f_V) + h_S (\beta \cdot b + \sin \alpha)]}{1 + f_V - f_H} + \frac{Z_m \cdot h_3 + G_3 (1 + f_V + l_3)}{1 + f_V - f_H} \quad (3)$$

Die vergleichenden Betrachtungen von Achsen und Getriebe wer-  
den für ebenes Gelände ( $\alpha = 0^\circ$ ) und stationäre Fahrt ( $b = 0 \text{ m/s}^2$ )  
durchgeführt. Außerdem sind die statischen Achslasten  $G_{o,V}$ ,  $G_{o,H}$   
bekannt. Damit gilt:

$$P_H = G_{o,H} + \frac{Z_m \cdot h_3 + G_3 (1 + f_{R,V} \cdot r_V + l_3)}{1 + f_{R,V} \cdot r_V - f_{R,H} \cdot r_H} \quad (4)$$

Für  $P_V$  gilt eine ähnliche Beziehung.

### 3.1.3 Achsmomente

Für die Berechnung der Achsmomente eines Ackerschleppers sind  
vom Reifenschlupf abhängige Reifenkennlinien erforderlich [9].

Die Reifen jedes angetriebenen Rades müssen das vom Schlepper-  
triebwerk eingeleitete Drehmoment bei aufgezwungener Drehzahl  
übertragen. Die Forderung kann nur erfüllt werden, wenn Drehmo-  
ment und Drehzahl nach den Reifenkennlinien einander zugeord-  
net sind.

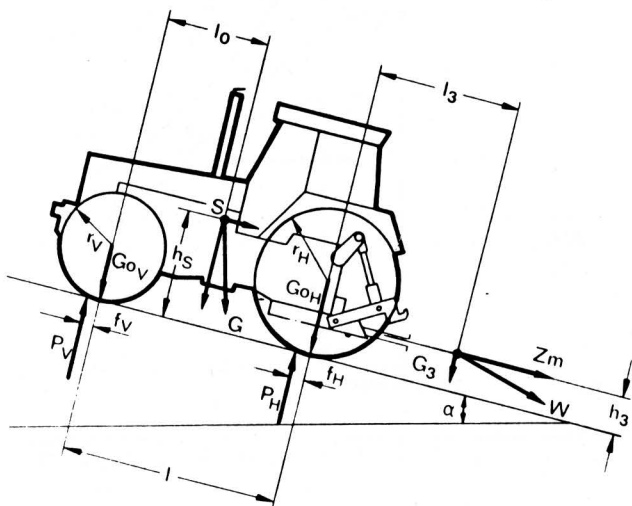


Bild 7. Kräfte am ziehenden Schlepper.

Im allgemeinen werden diese Reifenkennlinien als Triebkraftkur-  
ven  $\kappa = f(\sigma)$  oder als Kraftschlußkurven  $\mu = f(\sigma)$  definiert, Bild 8,  
oben.

Für die Berechnung ist zunächst der Verlauf des Triebkraftbeiwertes  $\kappa$  bzw. Kraftschlußbeiwertes  $\mu$  in Abhängigkeit vom Reifen-  
schlupf von Interesse, weil sich aus ihm und der jeweiligen Radlast  
die Kraft ergibt, die ein Rad an der Achse in Horizontalrichtung  
abgeben kann.

Um die Zugeigenschaften eines Schleppers zu ermitteln, müssen  
die Betriebseigenschaften der Schlepperräder und die Gesamtrad-  
lasten im Betriebszustand bekannt sein. Letztere ergeben sich aus  
den statischen Radlasten (siehe Gl. (3) u. (4)) – ihre Summe ist  
gleich dem Gewicht des Schleppers – und den zusätzlich vom  
Gerät verursachten Radlasten. Die Gesamtradlasten multipliziert  
man mit den Triebkraftbeiwerten  $\kappa$  und Rollwiderstandsbeiwerten  
 $f_R$ , die man den für das Einzelrad ermittelten Kennlinien entnimmt,  
und erhält so die Triebkräfte  $F_T$  und Rollwiderstände  $W_R$  der  
Schlepperräder und daraus wieder die Umfangs- bzw. horizontale  
Zugkraft  $Z_m$  des Schleppers.

Das übertragbare Vorder- und Hinterradmoment kann unter Be-  
rücksichtigung von Gl. (1) über die Reifenkennlinien ermittelt wer-  
den. Diese Kennlinien bestimmen die Übertragungsfähigkeit der  
Räder und sind abhängig vom Bodenzustand, Reifenluftdruck,  
Reifengröße und -breite. Bei unseren vergleichenden Berechnun-  
gen wird von einem gleichbleibenden Bodenzustand und Reifen-  
luftdruck ausgegangen. Es wird lediglich der etwas günstigere Bo-  
denzustand an den Hinterrädern aufgrund der Bodenverfestigung  
durch die Vorderräder und die etwas bessere Übertragungsfähigkeit  
durch die größeren Hinterräder berücksichtigt. Die bessere Übertra-  
gungsfähigkeit wird bei uns definiert durch einen etwas größeren  
Kraftschlußbeiwert  $\mu_H$ .

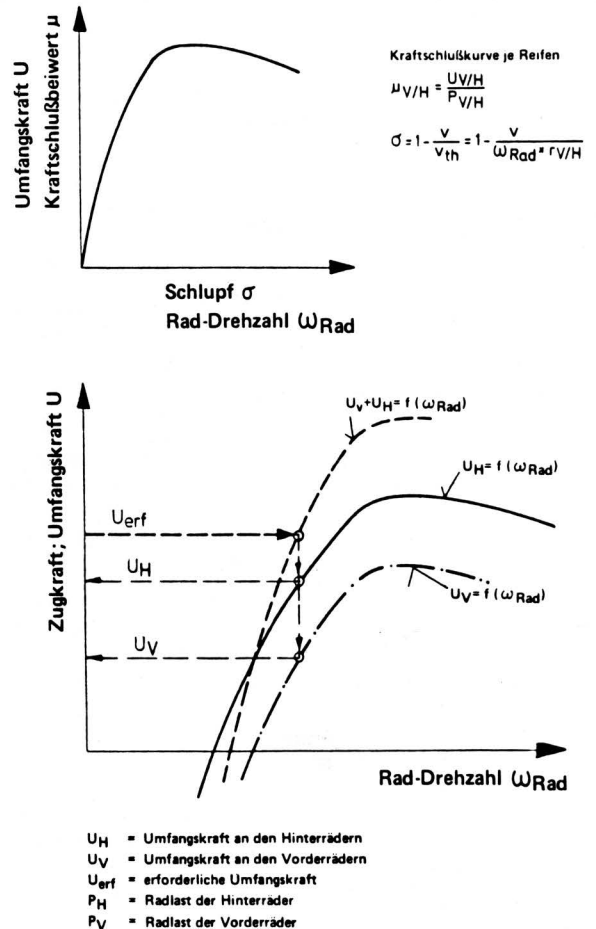


Bild 8. Umfangskräfte an den Vorder- und Hinterrädern eines Allrad-Ackerschleppers.



Mit dieser Festlegung ergab sich bei unseren Untersuchungen die beste Übereinstimmung zwischen Rechnung und Messung.

Durch die Berücksichtigung von Reifenkennlinien in der Berechnung wird der Zusammenhang von Zugkraft, Rollwiderstand und der Achsmomentaufteilung berechenbar. Bild 8 zeigt unten den Zusammenhang für die Berechnung der erforderlichen Radmomente vorne und hinten für den 4-Rad-angetriebenen Ackerschlepper. Ausgangspunkt für die Ermittlung des Betriebspunktes ist der gesamte auftretende Fahrwiderstand, der gleich der erforderlichen Umfangskraft  $U_{\text{erf}}$  ist. Er ist eine feste Größe und muß von allen Rädern des Schleppers aufgebracht werden. Da die Radlasten aller Räder bekannt sind, lassen sich für variable Raddrehzahlen  $\omega_{\text{Rad}}$  die Umfangskräfte  $U$  der Räder und als Summe die Gesamtumfangskraft  $U_V + U_H$  aller Räder als Funktion von  $\omega_{\text{Rad}}$  angeben. Der Schnittpunkt der Geraden  $U_{\text{erf}}$  mit der Kurve  $U_V + U_H$  ist der Betriebspunkt, der sich am Schlepper (mit gesperrtem Differential für die Achsabschaltung) einstellt. Die Umfangskräfte  $U_V$  und  $U_H$  sind somit für einen Betriebspunkt bzw. eine bestimmte Arbeitsgeschwindigkeit bekannt.

Für jede beliebige Achslastverteilung und Arbeitsgeschwindigkeit kann nun z.B. das Vorderradmoment bei 4-Rad-angetriebenen Schleppern, abhängig vom Reifenschlupf, berechnet werden. Das maximal übertragbare Drehmoment der Vorderachse ist außerdem durch das Rutschmoment  $T_{V\text{-Kuppl}}$  der Kupplung der Vorderachse bestimmt.

Tafel 1 zeigt den prozentualen Anteil der Vorderradzugkraft an der gesamten Zugkraft und weist die gute Übereinstimmung von Rechnung und Messung für verschiedene Geräte aus. Bei schweren Zugarbeiten mit geringer Vorderachslastung steigern sich die Leistungsanteile der Frontachse bis auf ca. 30 %. Diese Werte können sich bei Geräten mit einem sehr niederen Zugpunkt noch weiter erhöhen.

	Vorderradzugkraft Gesamtzugkraft x 100 (%)	
	Messung	Rechnung*)
Grubber (Maisfeld, leichter Boden)	30,2 %	29,8 %
4-Schar-Aufsattelpflug (Maisfeld, schwerer Boden)	18,0 %	20,0 %
4-Schar-Anbaupflug (Maisfeld, schwerer Boden)	21,6 %	21,0 %

\*)  $\mu_{\text{max}}$  = maximaler Kraftschlußbeiwert Vorderachse/Hinterachse  
 $\mu_{\text{max}} = 0,72/0,76; v = 4-5 \text{ km/h}$

Tafel 1. Anteil der Vorderradzugkraft an der Gesamtzugkraft, Allrad-Ackerschlepper 81 kW.

### Berechnung für schwere Pflug- und Zugarbeiten

Für die Vergleichsberechnungen wurden die vier in Bild 5 dargestellten typischen Einsätze für schwere Schlepperarbeiten zugrunde gelegt. In der Berechnung unterscheiden sich diese Geräte durch eine unterschiedliche Übertragung der Gerätekräfte auf den Schlepper. Die Pflugwiderstandslinie ist die Summe aller vom Boden auf den Pflugkörper wirkenden Kräfte und wird im weiteren als "Kraftwirkungslinie" bezeichnet. Die Kraftwirkungslinie wird durch eine horizontale Komponente  $Z_m$  und eine vertikale Komponente  $G_3$  zwischen Schlepper und Gerät definiert. Sie bestimmt den Zugpunkt des Gerätes, welcher durch die Abstände  $l_3, h_3$  festgelegt ist. Die horizontale Komponente  $Z_m$  ist berechenbar aufgrund der Annahme (s. Abschn. 2), daß der Schlepper an der Vollastlinie arbeitet.

Die Werte für  $G_3, h_3, l_3$  stammen aus Veröffentlichungen [12] und eigener Versuchserfahrung. Nach [12] bildet beispielsweise die horizontale Zugkraft bei Anbaupflügen kein Moment, welches die Vorderachse entlastet.

### Berechnung für Frontladerarbeiten

Frontladerarbeiten sind sehr schwere Einsätze, vor allem für die Vorderachse. Der Frontladereinsatz besteht im Normalfall aus einer Vielzahl von "Ladespielen", die sich aus verschiedenen Teilarbeiten zusammensetzen.

Beispielsweise aus:

- Vorwärtsfahren (Schürfen)
- Einstechen der Schaufel ins Ladegut
- Anfahren rückwärts mit Losreißen des Ladegutes
- Rückwärtsfahrt mit voller Schaufel
- Vorwärtsfahrt und Abwerfen des Ladegutes
- Beschleunigen oder Bremsen des Fahrzeuges vor- oder rückwärts bei verschiedenster Fahrbahnbeschaffenheit, bei verschiedenen Hubhöhen des Laders und unterschiedlicher Nutzlast
- stationäres Fahren auf Fahrbahnen verschiedenster Beschaffenheit, bei verschiedenen Hubhöhen des Laders.

Diese Teilarbeiten treten in der Praxis mit stark unterschiedlichen Zeitanteilen auf. Messungen geben vor allem über die Größe der Belastungen in den einzelnen Arbeitsphasen Aufschluß. Ergebnisse aus den Messungen für die Berechnung sind:

- Die Belastungsspitzen und deren Häufigkeitsanteile, z.B. an der Vorderachse, sind abhängig von dem Rutschmoment der eingebauten Kupplung
- geringe Arbeitsgeschwindigkeiten
- Zeitanteile der Teilarbeiten
- Arbeiten mit maximal möglicher Zug-(Schub-) Kraft, d.h. Arbeiten an der Vollastlinie.

Das Ziel der Beanspruchungsanalyse für Frontladerarbeiten war, alle während der Teilarbeiten aufgetretenen Belastungsarten zu erfassen und zu Belastungskollektiven, vor allem der Treibradseite, zusammenzufassen.

Jedoch fehlen bis heute repräsentative Unterlagen über die zeitlichen Abläufe der Ladespiele bei Frontladerarbeiten. Bis darüber genauere Unterlagen vorliegen, berechnen wir die Belastung weniger Teilarbeitseinsätze (Graben, Laden, Fahren mit gefüllter und leerer Schaufel) einzeln und fordern für die Bauteile eine bestimmte Lebensdauer für diese Einsätze.

Die Berechnung wird im wesentlichen für stationäre Belastungen durchgeführt, die dynamischen Überhöhungen werden ähnlich [1] durch dynamische Zuschläge berücksichtigt.

Normalerweise ist in der Vorderachse des Schleppers eine Rutschkupplung eingebaut. Mit dieser können unnötig hohe Achsbeanspruchungen vermieden werden, d.h. die dynamischen Anteile, die das zulässige Kupplungsrutschmoment überschreiten, werden bei der Vorderachsbauteilberechnung nicht berücksichtigt.

Bei extremen Einsätzen treten bei Rückwärtsfahrten die größten Drehmomentspitzen auf. Dies wurde bei eigenen und Fremdversuchen [3] beobachtet. Bei normalen Frontladerarbeiten dominiert der Vorwärtsbetrieb, wie das später diskutierte Bild 12 zeigt.

Mit Hilfe des Computerprogrammes werden bei uns zunächst für die gewählten 4 typischen Einsätze die in der Tafel 2 dargestellten Werte berechnet.

Dazu sind folgende Eingabeparameter notwendig:

- Schlepper: geometrische Verhältnisse, Reifen, statische Achslasten
- Motor: Motorkennlinie
- Getriebe: Übersetzungen, Wirkungsgrade
- Achsen: Übersetzungen, Wirkungsgrade, Kupplungsrutschmoment
- Boden: Reifenkennlinien, Rollwiderstand
- Gerät: Kraftwirkungslinie, Hebelverhältnisse, Geschwindigkeitsbereich.

TATS. FZG-GESCHWINDIGKEIT	=	6,0	KM/H
THEO. FZG-GESCHWINDIGKEIT HINTEN	=	7,0	KM/H (MIT SCHLUPF)
GANG	=	6	
DREHMOMENT AM GETRIEBEEINGANG	T AN =	374,6	NM
DREHZAHL AM GETRIEBEEINGANG	=	1861	1/MIN.
MOTORDREHMOMENT	=	413,3	NM
MOTORLEISTUNG	=	81	KW
VERHAELTNIS T AN/(TMAX= 464,0)	=	0,81	
DYN. GESAMTGEWICHT	=	65181	N
ZUGKRAFT	=	27898	N
ERFORDERLICHE VORTRIEBSKRAFT	=	34416	N
VORHANDENE VORTRIEBSKRAFT (VOLLAST)	=	34416	N
DYN. ACHSLAST VORN	=	15338	N
ACHSMOMENT VORN	=	4339	NM
SCHLUPF VORN	=	19	%
DYN. ACHSLAST HINTEN	=	49843	N
ACHSMOMENT HINTEN	=	21807	NM
SCHLUPF HINTEN	=	14	%

Tafel 2. Computerausgabe Teil 1: Berechnete Achslasten und Drehmomente.

Das Rechenverfahren kann auch für Zugkraft- und Zugwirkungsgradberechnungen verwendet werden. Beispielsweise für Leistungsvergleiche zwischen Schleppern mit Allradantrieb und Schleppern mit Hinterradantrieb. Bild 9 zeigt die bekannte Tatsache, daß ein Allradsschlepper eine bestimmte Zugkraft mit einem kleineren Reifenschlupf übertragen kann als ein hinterradantriebener Schlepper, d.h. daß ein Allradsschlepper beispielsweise noch mit vernünftigem Reifenschlupf arbeiten kann, während ein hinterradantriebener Schlepper bereits durchrutscht. Je nach Bodenart ergeben sich unterschiedliche Übertragungswirkungsgrade. Veröffentlichungen über praktische Feldtestergebnisse kommen zu ähnlichen Ergebnissen [7, 8, 10].

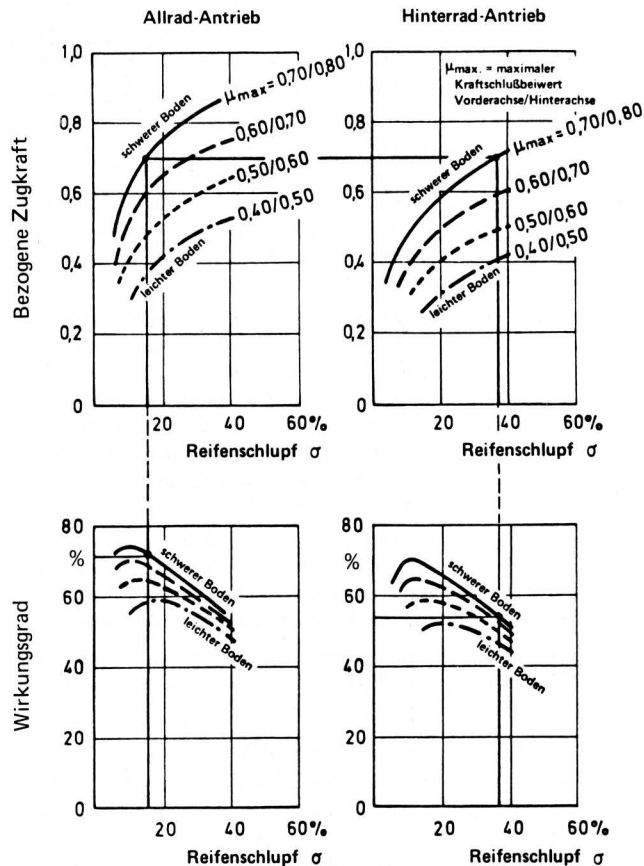


Bild 9. Vergrößerung der Zugkräfte und Übertragungswirkungsgrade durch Allrad-Antrieb für einen 81 kW-Schlepper mit 5scharigem Aufsattelpflug;  $G_3 = 0,72$  t,  $l_3 = 1,07$  m,  $h_3 = 0,525$  m,  $f_R = 0,1$ ,  $G_{0,V} = 2,58$  t,  $G_{0,H} = 3,34$  t.

### 3.2 Berechnung von Lastkollektiven (motor- und treibradseitig)

Die Anwendung einer Berechnungsmethode mit Lastkollektiven eignet sich nur, wenn es gelingt, die in der Praxis gemessenen veränderlichen Belastungen mit befriedigender Genauigkeit und mit vertretbarem Aufwand nachvollziehen zu können. Das Verfahren muß in der Lage sein, auch für Schlepper, für die Messungen noch nicht vorliegen, repräsentative Lastkollektive zu erstellen. Dann erst können die bekannten Vorteile einer Betriebsfestigkeitsberechnung mit Lastkollektiven genutzt werden, welche dann auch zu praktikablen Lebensdauerergebnissen führen. Zunächst werden, wie in den vorhergehenden Abschnitten beschrieben, die stationären Drehmomente berechnet. Ähnlich [1] werden diese Werte, unter Berücksichtigung von dynamischen Überhöhungen, dann zu Lastkollektiven zusammengefaßt.

Die Häufigkeitsanteile der Lastkollektive sind durch die Geschwindigkeitsbereiche definiert, es wird angenommen, daß die einzelnen Geschwindigkeiten mit denselben Wahrscheinlichkeiten auftreten.

Die folgenden Bilder 10 bis 12 zeigen berechnete Ergebnisse im Vergleich zu experimentell ermittelten, treibradseitigen Lastkollektiven (Drehmomente in Abhängigkeit von der Summenhäufigkeit) für verschiedene Arbeitseinsätze und unterschiedliche Bodenverhältnisse.

Bild 10 zeigt die gute Übereinstimmung der Häufigkeiten der einzelnen Belastungen von gemessenen und berechneten Lastkollektiven für den Einsatz eines 4-Schar-Anbaupfluges. Diese gute Über-

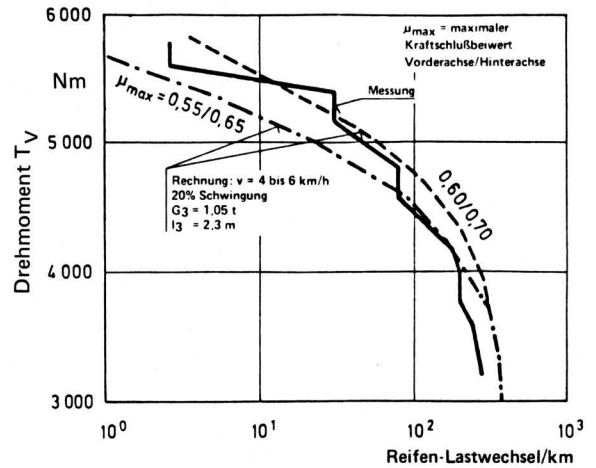


Bild a: Vorderachse

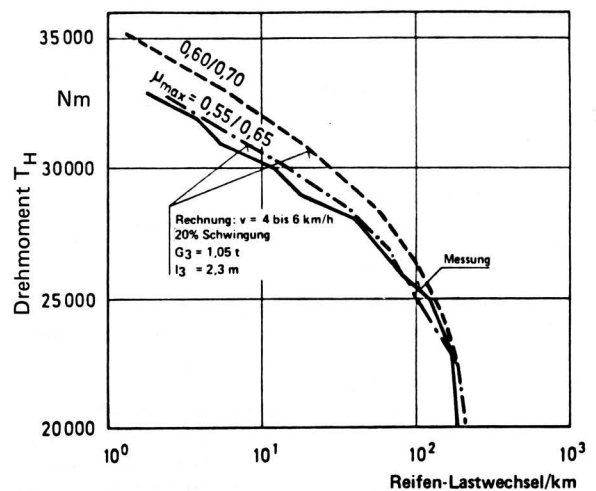


Bild b: Hinterachse

Bild 10. Gemessene Lastkollektive im Vergleich zu theoretisch berechneten bei Allrad-Ackerschleppern, (4-Schar-Anbaupflug, Maisstoppel, leichter Boden).

einstimmung ergibt sich nur, wenn die Bodenverhältnisse (Reifenkennlinien, Rollwiderstand), die Kraftwirkungslinie des Gerätes und die Geschwindigkeitsbereiche entsprechend den Meßbedingungen angegeben werden können. Das Berechnungsverfahren ist also in der Lage, verschiedene Bodenverhältnisse durch Veränderung der Reifenkennlinien, des Rollwiderstandes und des Geschwindigkeitsbereiches zu untersuchen und deren Einfluß auf das Lastkollektiv zu berechnen, Bild 11.

Eine befriedigende Übereinstimmung zwischen den gemessenen und gerechneten Lastkollektiven ergibt sich auch bei schweren Frontladerarbeiten, beispielsweise für das Kiesgraben und -laden oder das Versetzen von Humusboden, das der etwas leichtere Einsatz ist, Bild 12.

Für Frontladeransätze sind praktikable Ergebnisse berechenbar, wenn außer den genauen Boden- und Geschwindigkeitsverhältnissen und den Kraftwirkungslinien des Gerätes auch die zeitlichen Ladespielanteile (Graben, Laden, Fahren) angegeben werden können. Frontladeransätze unterscheiden sich hinsichtlich der Ladespielanteile, welche stark das Gesamtlastkollektiv beeinflussen, wie Bild 12 zeigt. Ebenfalls treten bei bestimmten Ladespielen, z.B. beim Einfahren ins Ladegut, hohe Drehmomentspitzen auf. Eine

im Vorderachsstrang integrierte Kupplung baut diese Momentsspitzen ab und schützt die Bauteile vor extremen Beanspruchungen. In der Berechnung werden daher nur dynamische Belastungen zugelassen, welche die Kupplung noch erträgt.

Die Fahrgeschwindigkeit ist eine weitere Kenngröße für den Frontladeransatz, bei schweren Arbeiten ist sie niedriger als beispielsweise bei einem Pflugeinsatz. In dem Beispiel, Bild 12, ergibt die Durchschnittsgeschwindigkeit von 4 km/h die beste Übereinstimmung mit den gemessenen Lastkollektiven.

Allgemein zeigt sich, daß die berechneten Belastungs-Häufigkeits-Zuordnungen der Lastkollektive stark von dem Arbeitseinsatz und den gewählten Parametern abhängig sind. Die einzelnen Parameter müssen daher nach bestimmten Gesichtspunkten festgelegt werden, welche dann eine repräsentative Berechnung der Lastkollektive gewährleisten.

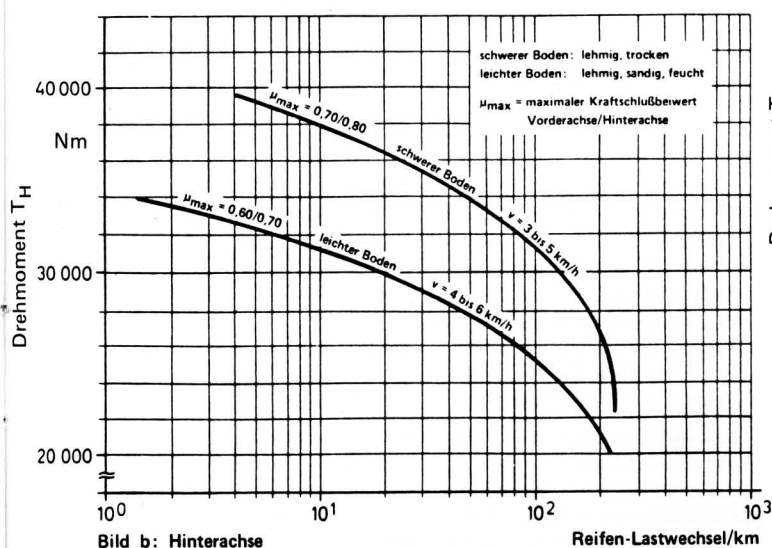
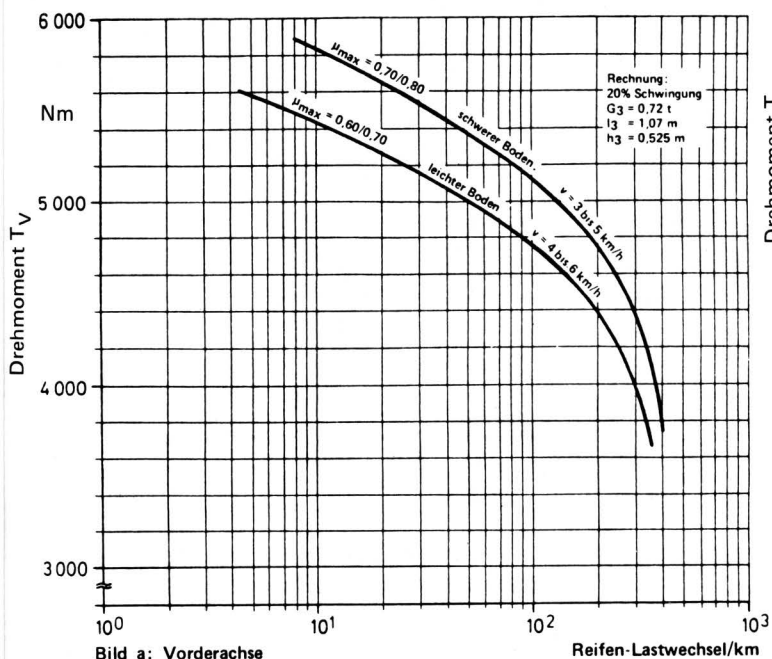


Bild 11. Einfluß der Bodenverhältnisse auf die Lastkollektive der Treibräder bei Allrad-Ackerschleppern, (5-Schar-Aufsattelpflug).

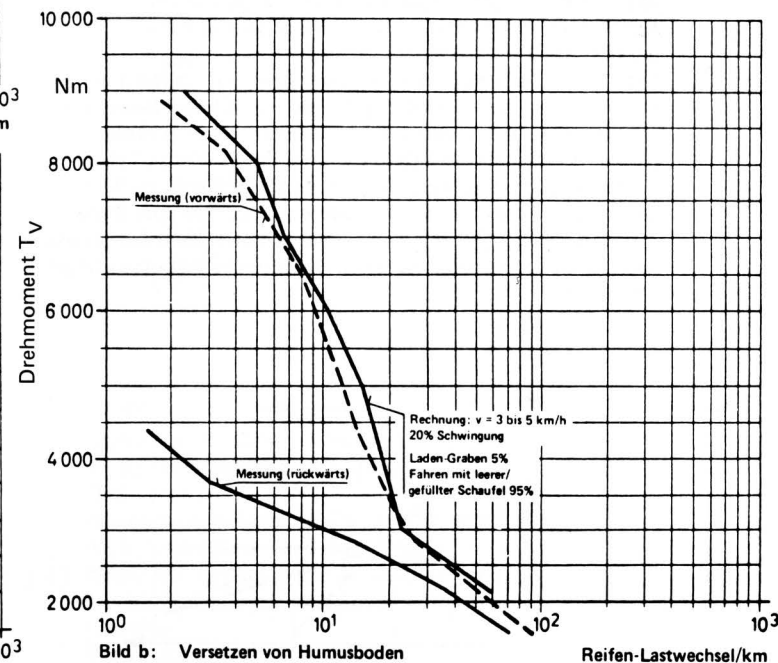
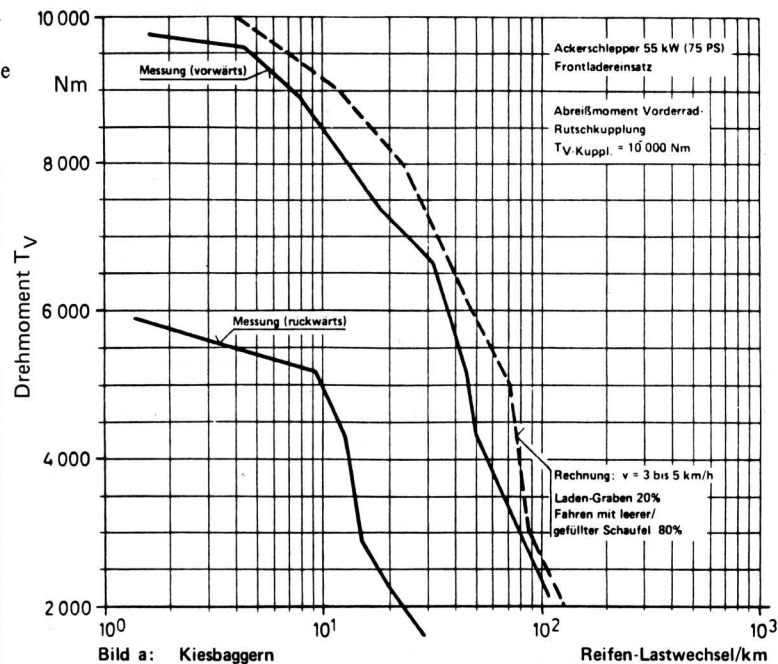
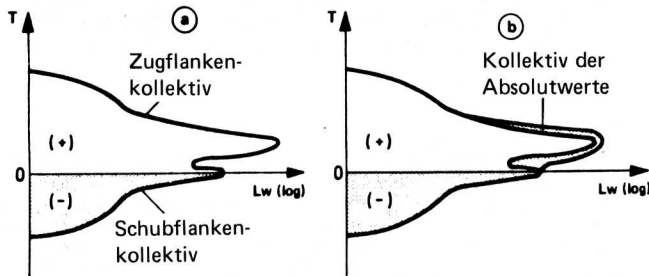


Bild 12. Gemessene Lastkollektive an der Vorderachse im Vergleich zu theoretisch berechneten bei Allrad-Ackerschleppern, (Ackerschlepper 55 kW, Frontladeransatz).



#### 4. Lebensdauerberechnung für Zahnräder und Wälzlager

Positive Drehmomente beanspruchen die Zugflanke, negative beanspruchen die Schubflanke der Zahnradzähne. Deshalb wird zur Lebensdauerberechnung der Flankenfestigkeit das Gesamtkollektiv in je ein Kollektiv für die Zug- und Schubflanke getrennt. Für die Zahnfußbeanspruchung und die Wälzlager wirken sich dagegen positive und negative Drehmomente etwa gleichartig aus, und hierfür wird ein Gesamtkollektiv der Absolutwerte der Klassenhäufigkeiten gebildet, Bild 13, worüber in [1] ausführlicher berichtet wurde.



**Bild 13.** Kollektive für die Lebensdauerberechnung der Zahnräder und Wälzlager a) für die Flankenfestigkeit  $\sigma_H$  der Verzahnungen, b) für die Fußspannung  $\sigma_F$  der Verzahnungen und Wälzlager.

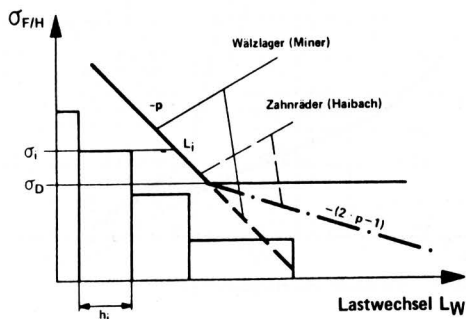
Im Normalfall sind die negativen Anteile (aus Rückwärtsfahrten) bei Schlepperarbeiten vernachlässigbar. Die Berechnung der Lebensdauer wird nach bekannten Schadensakkumulationshypothesen, Bild 14, durchgeführt, welche ebenfalls in verschiedenen Veröffentlichungen ausführlich beschrieben sind [1, 3, 5]. Der Bruch des Bauteiles wird durch Addition der Schädigungen der einzelnen Laststufen berechnet und erfolgt bei einer bestimmten Schädigungssumme (meistens  $S = 1$ ).

Es gilt:

$$S = h_i/L_i \quad (5)$$

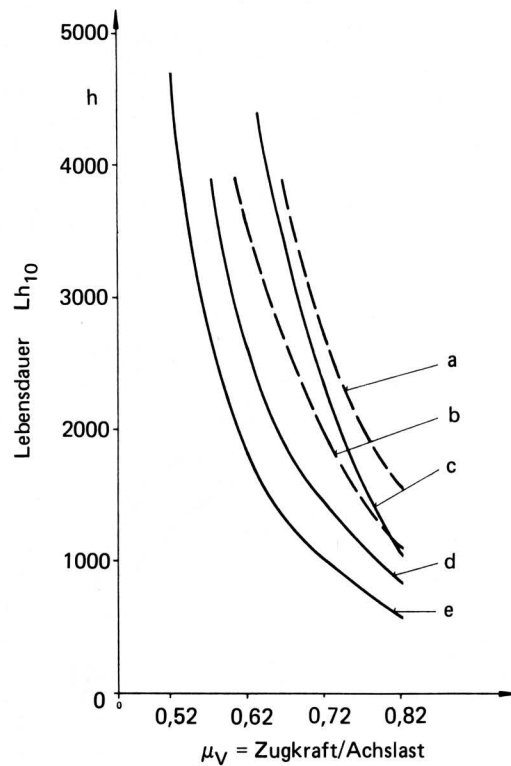
Wesentlich für die Zuverlässigkeit der mit Schadensakkumulationshypothesen berechneten Lebensdauerwerte sind außer der genauen Kenntnis der Lastkollektive statistisch gesicherte Wöhlerlinien aufgrund von Einstufenprüfstandsversuchen.

Die Lebensdauerbeurteilung der Bauteile erfolgt für jeden der Akerschleppereinsätze einzeln, und zwar mit Hilfe der Bauteilwöhlerlinien und der in Abschn. 3.2 berechneten Lastkollektive. Bei der Beurteilung der Ergebnisse sind für uns relative Lebensdauerangaben von größerer Bedeutung als die absoluten Werte der Lebensdauer. Die absoluten Aussagen sind u.a. von dem Streubereich des Werkstoffes und dem natürlichen Streuband der gemessenen Lastkollektive abhängig. Diese Streubänder sind oft nicht genau bekannt.



**Bild 14.** Schadensakkumulationshypothesen nach *Miner* [13] und *Haibach* [14].

Bild 15 zeigt, wie stark die Lebensdauerwerte u.a. auch von geringfügigen Änderungen scheinbar unbedeutender Fahrzeugparameter abhängig sind. Für eine zuverlässige Lebensdauerberechnung ist es daher notwendig, bestimmte Einflußparameter, z.B. des Gerätes ( $G_3, l_3, h_3$ ), des Bodens ( $\mu, f_R$ ) oder die Arbeitsgeschwindigkeit ( $v$ ), immer nach denselben Gesichtspunkten festzulegen, um so einwandfrei vergleichbare, relative Lebensdauerangaben zu bekommen. In dem gewählten Beispiel einer Vorderachse kommt vor allem der Einfluß des Bodens, der Arbeitsgeschwindigkeit und des Zugpunktabstandes  $l_3$  auf die rechnerische Lebensdauer stark zum Ausdruck.

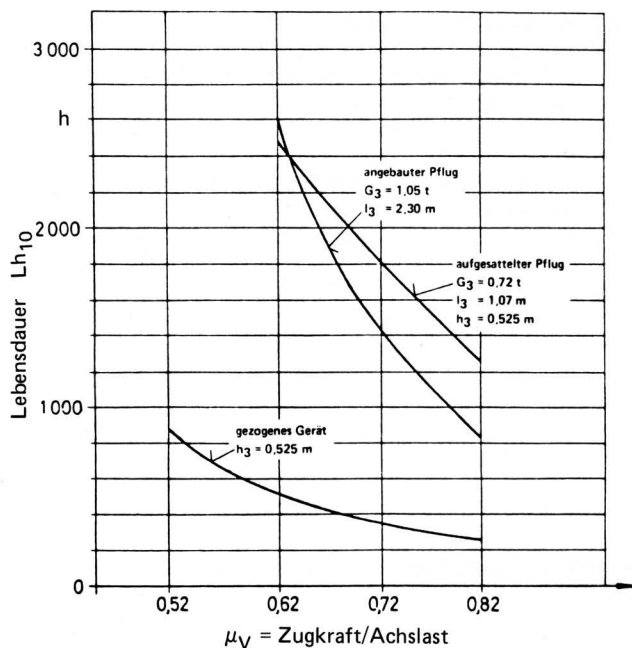


**Bild 15.** Lebensdauerwerte der Vorderachse für veränderte Geräte- und Einsatzbedingungen; Anbaupflug  $G_3 = 1,05$  t,  $l_3 = 2,30$  bis  $2,66$  m,  $h_3 = 0$ .

	$v$	$v_m$	$l_3$
a	4–6 km/h	5 km/h	2,66 m
b	3–5 km/h	4 km/h	2,66 m
c	6–8 km/h	7 km/h	2,30 m
d	4–6 km/h	5 km/h	2,30 m
e	3–5 km/h	4 km/h	2,30 m

Bild 16 macht den ebenfalls starken Einfluß verschiedener Arbeitsgeräte (angebaut, aufgesattelt, gezogen) auf die rechnerische Lebensdauer einer Vorderachse deutlich. Bei dem gezogenen Gerät ergeben sich aufgrund des niedrigen Zugpunktes die geringste Entlastung der Vorderachse und als Folge dessen die größten Drehmomente im Vergleich zu den beiden anderen Einsätzen. In diesem Beispiel ist deshalb das gezogene Gerät für die Vorderachse lebensdauerbestimmend. In dieser Berechnung wurden verschiedene Schlepperparameter, der Arbeitsgeschwindigkeitsbereich und die dynamischen Überhöhungen für alle 3 Geräte gleich gewählt.

Die Berechnung der Gesamtlebensdauer erfordert die genaue Kenntnis der Gerätezuordnung und die genaue Einsatzzeit während eines Betriebes, Tafel 3. Da uns darüber exakte Zahlen fehlen, beschränken wir uns bei der Berechnung auf wenige repräsentative Einsätze und fordern für jeden Einsatz von dem Bauteil eine bestimmte rechnerische Grenzlebensdauer. Die berechneten Lebensdauerwerte sind als Vollaststunden zu verstehen. Eine rechnerische Gesamtlebensdauer von 4900 h entspricht erfahrungsgemäß mindestens 10000 Betriebsstunden des Schleppers.



**Bild 16.** Lebensdauerwerte der Vorderachse bei Einsatz verschiedener Geräte.

	geschätzter Jahreseinsatz (%)	Lebensdauer Lh <sub>10</sub> (h)
4-Schar-Anbaupflug (G <sub>3</sub> = 1,05 t; l <sub>3</sub> = 2,3 m)	30 %	14000
5-Schar-Aufsattelpflug (G <sub>3</sub> = 0,72 t; l <sub>3</sub> = 1,07 m; h <sub>3</sub> = 0,52 m)	30 %	14000
gezogenes Gerät (h <sub>3</sub> = 0,52 m)	15 %	3000
Frontlader (normaler Einsatz) (T <sub>V-Kuppl</sub> = 19000 Nm)	10 %	900
Andere Arbeiten	15 %	> 10 <sup>5</sup>
Gesamtlebensdauer	100 %	4900

**Tafel 3.** Rechnerische Gesamtlebensdauer der Vorderachse eines 81 kW-Allrad-Ackerschleppers (G = 6 000 kg; v = 3–7 km/h).

## 5. Zusammenfassung

Das vorgestellte Rechenverfahren ist ein Hilfsmittel für den Konstrukteur im Sinne der computerunterstützten Konstruktion (CAD) für ein schnelles, zuverlässiges und wirtschaftliches Dimensionieren von leistungsübertragenden Ackerschlepperbauteilen. Es wurden beispielhaft Rechenergebnisse für 4-Rad-angetriebene Ackerschlepper vorgestellt. Es können im wesentlichen folgende Einflüsse untersucht werden:

- Drehmoment- und Achslastverteilungen
- motor- und treibradseitige Lastkollektive
- Einfluß verschiedener Fahrzeugparameter (Gesamtgewicht, Ballastierung, Achslast, Motorleistung, Reifengröße) auf die Belastung und Lebensdauer der Bauteile
- Einfluß verschiedener Arbeitsgeräte bzw. Einsätze auf die Belastung und Lebensdauer der Bauteile.

Das Rechenverfahren liefert, obwohl einige Annahmen notwendig sind, brauchbare Ergebnisse, vor allem im Hinblick auf Aussagen zur relativen Lebensdauer. Die betrachteten Bauteile sind dabei die Verzahnungen von Stirn-, Kegel- und Planetengetrieben sowie die Wälzlager.

## Verwendete Formelzeichen

F <sub>T</sub>	Triebkraft: $F_T = U - W_R = T/r - W_R = \kappa P$
G	Schleppermasse
G <sub>0</sub>	Statische Achslast
G <sub>3</sub>	Zur Fahrbahn senkrecht stehende Komponente des Zug- oder Pflugwiderstandes
L <sub>w</sub>	Lastwechsel
P	Dynamische Achslast
T	Drehmoment
T <sub>V-Kuppl</sub>	Rutschmoment der Vorderachskupplung
U	Umfangskraft: $U = F_T + W_R = T/r$
W	Resultierender Zugwiderstand des Gerätes
W <sub>R</sub>	Rollwiderstand
Z	Zugkraft (parallel zur Fahrbahn)
Z <sub>m</sub>	Horizontale Zugkraft zum Ziehen des Gerätes $Z_m = F_{T,V} + F_{T,H}$
b	Beschleunigung
f	Hebelarm des Rollwiderstandes
f <sub>R</sub>	Rollwiderstandsbeiwert $f_R = f/r = W_R/P$
h <sub>S</sub>	Schwerpunkthöhe
h <sub>3</sub>	Vertikaler Abstand vom Zugpunkt zur Fahrbahn
l	Radstand
l <sub>0</sub>	Horizontaler Abstand Vorderradmitte – Schwerpunkt
l <sub>3</sub>	Horizontaler Abstand Zugpunkt – Hinterradmitte
r	Radius der Treibradreifen – statischer Wert hier ausreichend –
v	Arbeitsgeschwindigkeit
v <sub>th</sub>	Radnenn- oder theoretische Konstruktionsgeschwindigkeit (ohne Schlupf)
α	Steigungswinkel
β	Verhältnis der rotierenden und translatorisch bewegten Massen
κ	Triebkraftbeiwert $\kappa = F_T/P$
μ	Umfangskraft- oder Kraftschlußbeiwert $\mu = U/P = f_R + \kappa$
ω	Raddrehzahl, Winkelgeschwindigkeit
σ	Reifenschlupf: $\sigma = \frac{v_{th} - v}{v_{th}}$
Indizes	
V	Vorderachse
H	Hinterachse
max	maximal
erf	erforderlich
ges	gesamt
stat	statisch

## Schrifttum

- [ 1 ] Seifried, A., G. Buck u. W. Maier: Statistische Fahrmechanik als Grundlage zur Berechnung von Fahrzeugantrieben. (Teil 1 und 2) Automobiltechnische Zeitschrift ATZ Bd. 75 (1973) Nr. 5, S. 163/69 u. Nr. 8, S. 290/94.
- [ 2 ] Maier, W.: Erfassung und Verarbeitung von Analog-Magnetbandaufzeichnungen – Beispiele aus dem Fahrzeug-Getriebebau – Vortrag im VDI-Bildungswerk.
- [ 3 ] Renius, K.Th.: Last- und Fahrgeschwindigkeitskollektive als Dimensionierungsgrundlagen für die Fahrgetriebe von Ackerschleppern. Fortschr.-Ber. VDI-Z. Reihe 1, Nr. 49, Düsseldorf: VDI-Verlag 1976.

- [ 4 ] *Kühlborn, H.*: Fahrgeschwindigkeiten und Getriebebestufungen der Ackerschlepper. Landtechnik Bd. 25 (1970) Nr. 7, S. 202/208.
- [ 5 ] *Renius, K.Th.*: Festlegung der Getriebeabstufung von Ackerschleppern nach Fahrgeschwindigkeitskollektiven. Grundl. Landtechnik Bd. 30 (1980) Nr. 1, S. 7/15.
- [ 6 ] *Biller, R.*: Ermittlung von Gesamt-Lastkollektiven für Ackerschlepper. Grundl. Landtechnik Bd. 31 (1981) Nr. 1, S. 16/22.
- [ 7 ] *Söhne, W. u. I. Bolling*: Der Einfluß der Lastverteilung auf die Triebkraft-Schlupf-Kurve von Ackerschleppern. Grundl. Landtechnik Bd. 31 (1981) Nr. 3, S. 81/85.
- [ 8 ] *Steinkampf, H.*: Problematik der Leistungsumwandlung über die Triebräder bei leistungsstarken Traktoren. Grundl. Landtechnik Bd. 27 (1977) Nr. 5, S. 168/72.
- [ 9 ] *Steiner, M.*: Analyse, Synthese und Berechnungsmethoden der Triebkraftschlupf-Kurve von Luftreifen auf nachgiebigem Boden. Diss. TU München 1979.
- [ 10 ] *Renius, K.Th.*: European 4 WD: Are technical advantages profitable? 1979 ASAE-Winter Meeting, New Orleans, LA. ASAE-Paper No. 79-1555.
- [ 11 ] *Ehrlinger, F. u. R. Carlson*: Improved economy and mobility in FWD axles. International Off Highway Meeting & Exposition 1982. SAE-Paper No. 821064 (1982).
- [ 12 ] *Krause, R.*: Die Zuordnung von Schlepper und Pflug. Grundl. Landtechnik Bd. 16 (1966) Nr. 6, S. 229/35.
- [ 13 ] *Miner, M.A.*: Cumulative damage in fatigue. Journal of Applied Mechanics 12 (1945).
- [ 14 ] *Haibach, E.*: Modifizierte lineare Schadensakkumulations-Hypothese zur Berücksichtigung des Dauerfestigkeitsabfalles mit fortschreitender Schädigung. Technische Mitteilungen: Laboratorium für Betriebsfestigkeit TM-Nr. 50/70.

## Feuchtgetreidekonservierung durch chemische Zusätze

Von Andreas Lotz, Stuttgart-Hohenheim\*)

DK 633.16:636.084:664.8.035

Feucht geerntetes Futtergetreide kann außer mit den gängigen Konservierungsverfahren der Trocknung, Kühlung und gasdichten Lagerung auch durch chemische Zusätze haltbar gemacht werden. Hierbei kommt der Einsatz von Propionsäure und Harnstoff in Frage; andere Konservierungsstoffe, abgesehen von Silierhilfsmitteln, werden in absehbarer Zeit keine Bedeutung bei der Feuchtgetreidekonservierung erlangen. Organische Säuren, beispielsweise Propionsäure, lassen sich zur einfacheren Handhabung an Tonmineralien fixieren. In Konservierungsversuchen wurden trägerstoffgebundene Propionsäure und feines Harnstoffgranulat zur Feuchtgetreidekonservierung eingesetzt. Niedrige Aufwandsmengen und eine gleichmäßige Verteilung des Harnstoffs im Futtermittel machen die Harnstoffkonservierung ökonomisch interessant und können Bedenken seitens der Tierernährung gegen dieses Verfahren ausräumen.

### 1. Einleitung

Feucht geerntete Körnerfrüchte werden derzeit vorwiegend durch die investitionsintensiven Verfahren der Trocknung, Kühlung und gasdichten Lagerung haltbar gemacht. Die Zunahme der innerbetrieblichen Getreideverwertung und steigende Energiekosten haben in den letzten Jahren zu einer verstärkten Suche nach energieunabhängigen und betriebsgrößenneutralen Konservierungsverfahren geführt [1 bis 4].

Für die Haltbarmachung von Futtergetreide und anderen Futtermitteln bietet sich die chemische Konservierung an. Hierbei hat die Propionsäure Bedeutung erlangt, in früheren Untersuchungen wurden auch andere organische Säuren und deren Salze auf ihre Eignung zur Feuchtgetreidekonservierung überprüft [5 bis 8]. Die Konservierung mit Propionsäure ist in landwirtschaftlichen Betrieben bislang wenig verbreitet; in der Futtermittelindustrie werden

Propion- und auch Sorbinsäure dagegen häufig eingesetzt. In neuerer Zeit wird auch die Konservierung durch Ammoniakbe-gasung oder Harnstoffzusatz untersucht, insbesondere in osteuropäischen Ländern erprobt man die Harnstoffkonservierung von Feuchtgetreide im technischen Maßstab [9 bis 13].

Hin und wieder gelangen neue Mittel zur Schimmelpilzbekämpfung auf den Markt, derzeit beispielsweise werden trägerstofffixierte organische Säuren zur Haltbarmachung von Feuchtgetreide und Mischfutter angeboten [14]. Andere aus der Lebensmitteltechnologie bekannte Zusatzstoffe sind ebenfalls für den Einsatz bei der Feuchtgetreidekonservierung denkbar, obgleich Futtermittel und Lebensmittel unterschiedliche Anforderungen an die Konservierungsstoffe stellen [15 bis 17].

Die chemische Konservierung von Maiskolbenprodukten ist in europäischen Ländern weniger interessant, da hohe Erntefeuchten höhere Aufwandsmengen an Konservierungsmittel und somit hohe variable Kosten verursachen. Dieser Beitrag beschränkt sich daher auf die chemische Konservierung von Feuchtgetreide.

### 2. Aufgabenstellung

Die Konservierung durch Zusatz von Propionsäure ist in der landwirtschaftlichen Praxis bereits eingeführt, die Anwendung anderer chemischer Zusätze befindet sich im Versuchsstadium. An den Anfang einer systematischen Untersuchung der Möglichkeiten einer Konservierung durch chemische Zusätze müssen Vorüberlegungen zur Konservierung gestellt werden, um das Spektrum der für Versuche in Frage kommenden Stoffe einzuengen. In diese Überlegungen gehen insbesondere Erkenntnisse aus der Lebensmitteltechnologie und Mikrobiologie ein. Im weiteren wird anhand des einschlägigen Schrifttums der bisherige Kenntnisstand zu aussichtsreichen Konservierungsstoffen dargelegt.

Soweit zur Beurteilung dieser Stoffe der bisherige Kenntnisstand Lücken aufweist, wurden im Rahmen von Untersuchungen zu verschiedenen neuen Konservierungsverfahren zur Erntezeit im Sommer 1982 Versuche mit Wintergerste angesetzt. Dabei wurden die Konservate visuell, durch Temperaturmessungen und durch Ermittlung der mikrobiologischen Keimzahl beurteilt.

Anhand der Ergebnisse sollen Hinweise für zukünftige Untersuchungen zur Weiterentwicklung der chemischen Feuchtgetreidekonservierung gegeben werden.

\*) *Dipl.-Lebensmittel-Technologe A. Lotz ist wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Agrartechnik, Fachgebiet Verfahrenstechnik in der Tierproduktion und landwirtschaftliches Bauwesen (Leiter: Prof. Dr. Th. Bischoff) der Universität Hohenheim*