

Federungs- und Dämpfungsverhalten von Reifen auf gekrümmten Aufstandsflächen

Dr.-Ing. E. HLAWITSCHKA, KDT*

Bei Traktoren und vielen anderen landwirtschaftlichen Fahrzeugen stellt der Reifen das einzige Federungs- und Dämpfungselement zwischen Fahrzeug und Fahrbahn dar. Dem Reifen als Federungselement kommt hier die Aufgabe zu, die von den Fahrbahnumebenheiten angeregten Stöße in erträgliche Fahrzeugschwingungen umzusetzen und diese aufgrund seiner Dämpfungseigenschaften möglichst schnell bei geringen zusätzlichen Kräften zum Abklingen zu bringen.

Es ist bekannt, daß Reifen weitaus bessere Federungs- als Dämpfungseigenschaften aufweisen. Häufig wird deshalb bei Fahrzeugschwingungsuntersuchungen allein das Federungsverhalten des Reifens berücksichtigt und die Reifendämpfung vernachlässigt. Dadurch werden die mathematischen Ansätze zur Untersuchung und Lösung der Schwingungsprobleme von Fahrzeugen wesentlich einfacher. Die heutige moderne Rechentechnik gestattet jedoch auch die Lösung komplizierter Systeme, so daß es durchaus möglich ist, die Reifendämpfung mit zu erfassen, um das tatsächliche Schwingungsverhalten solcher Fahrzeuge treffender darstellen zu können.

Die Schwingungsanregung der Fahrzeuge erfolgt durch die Unebenheiten der Fahrbahn. Beim Überrollen solcher Unebenheiten stützen sich die Räder auf gekrümmten Aufstandsflächen ab. Es ist bekannt, daß sowohl das Federungsverhalten als auch das Dämpfungsverhalten des Reifens von der Krümmung der Aufstandsfläche beeinflusst wird. Soll also die Schwingungsrechnung die tatsächlichen Vorgänge möglichst wirklichkeitsnahe widerspiegeln, dann muß der Einfluß der Aufstandsflächenkrümmung auf die beiden Reifenkennwerte bekannt sein und berücksichtigt werden. Im folgenden wird das Federungs- und Dämpfungsverhalten von Reifen bei Abstützung auf verschiedenen gekrümmten Aufstandsflächen untersucht.

Reifenfederungsverhalten

Die Einflüsse auf die Federsteifigkeit des Reifens sind sehr vielfältig. Von WEBER [1] werden zwei Hauptgruppen von Einflußgrößen genannt; diejenigen aus dem inneren Überdruck und solche aus der Biegesteifigkeit der Karkasse. Dazu müssen für die vorliegende Untersuchungsaufgabe noch die Einflüsse der geometrischen Gestalt der Reifenaufstandsfläche gezählt werden. Das Zusammenwirken aller Faktoren bestimmt letztlich das Reifenfederungsverhalten.

Die derzeit verwendeten Reifen bestehen meist aus einer Gummimischung hoher Festigkeit mit einvulkanisiertem Cordgewebe. Der Verwendungszweck bestimmt im wesentlichen die Reifenkonstruktion. Generell trifft die Aussage zu, daß Reifen mit einer großen Anzahl Cordlagen sehr verformungssteif sind, d. h. eine große Federhärte besitzen.

Häufig wird zur Erfassung des Federungsverhaltens von Reifen allein das Verformungsverhalten von Gummi berücksichtigt. Hier ist besonders die hohe Elastizität des Gummis von großem Interesse, die auf die schraubenförmigen Molekülketten dieses Hochpolymers zurückgeführt wird. In seinem Verformungsverhalten weicht es sehr stark vom idealen Hook'schen Werkstoff ab, was besonders darin zum Ausdruck kommt, daß die Verformung trotz unveränderlicher Last nicht konstant bleibt und nach [2] noch stunden- und tagelang andauert. Dieser als „Kriechen“ bezeichnete Vorgang ist typisch für Gummireifen.

Einige Erkenntnisse über das deformationsmechanische Verhalten von Hochpolymeren lassen sich qualitativ auf den Luftreifen übertragen. KAINRADL [3], SCHEELE [4] u. a. geben für das mechanische Verhalten von Gummi bei Defor-

mation das im Bild 1a gezeichnete einfache Modell an. Hier repräsentiert der Mechanismus I die ideale Elastizität, der Mechanismus II veranschaulicht die Dämpfung, dargestellt durch ein Voigt'sches Modell mit der Feder E_2 und der dynamischen Zähigkeit η_2 , und der Mechanismus III verkörpert das viskose Fließen mit der dynamischen Zähigkeit η_3 . Die durch eine von außen wirkende Kraft F erzwungene Verformung f errechnet sich nach [3] aus der einzelnen Deformation dieser Teile und läßt sich in Abhängigkeit von der Zeit t wie folgt darstellen:

$$f = \frac{F}{E_1} + \frac{F}{E_2} (1 - e^{-t/\tau_2}) + \frac{t}{\eta_3},$$

wobei $\tau_2 = \eta_2/E_2$ die Relaxationszeit des Voigt'schen Modells ist. Dieses einfache Modell gibt jedoch die tatsächlich vorliegenden Verhältnisse nur ungenügend wieder. SCHEELE [4] schlägt deshalb ein erweitertes Modell (Bild 1b) vor, das durch Hintereinanderschalten mehrerer Voigt'scher Modelle entsteht. Über die praktische Verwendung solcher Modelle zur Ermittlung des Federungsverhaltens von Reifen ist jedoch bisher nichts bekannt geworden, so daß nach wie vor die Federkennung von Reifen durch entsprechende Messungen bestimmt werden muß.

Für jeden Reifen kann näherungsweise das im Bild 2 gezeigte Federersatzsystem angegeben werden. Daraus kann man sofort ableiten, daß seine Federhärte bei der Abstützung auf einer Ebene größer sein muß als bei der Auflage auf einer mehr oder weniger stark gewölbten Fläche, da sich im ersten Fall mehrere solcher „Ersatzfeder-elemente“ auf der Fahrbahn abstützen. Die Krümmung der Unebenheit wird daher das Federungsverhalten beeinflussen. MARQUARD [5] gibt

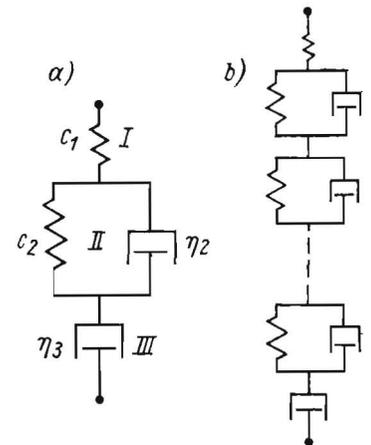


Bild 1. Modelle für das deformationsmechanische Verhalten von Gummi [nach SCHEELE]

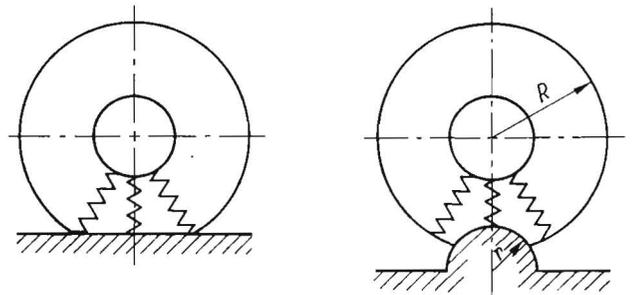


Bild 2. Federersatzsystem eines Luftreifens

* Universität Rostock, Sektion Landtechnik (Direktor: Prof. Dr.-Ing. habil. CHR. EICHLER)

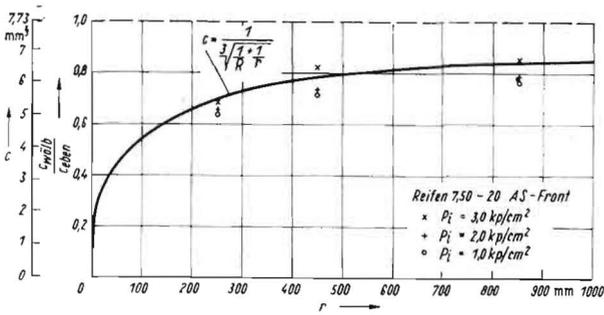


Bild 3. Einfluß der Krümmung der Aufstandsfläche auf die Reifenkonstante

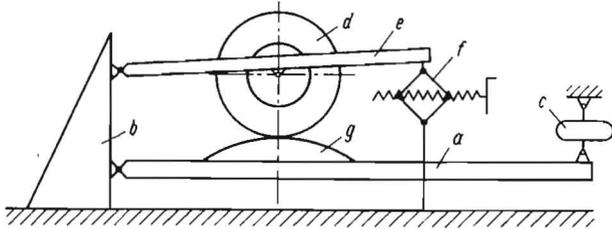


Bild 4. Versuchsanordnung zur Ermittlung der statischen Reifenfederlinien (a Träger, b Bock, c Kraftmeßbügel, d Rad, e Schwinde, f Spannvorrichtung, g Stützkörper)

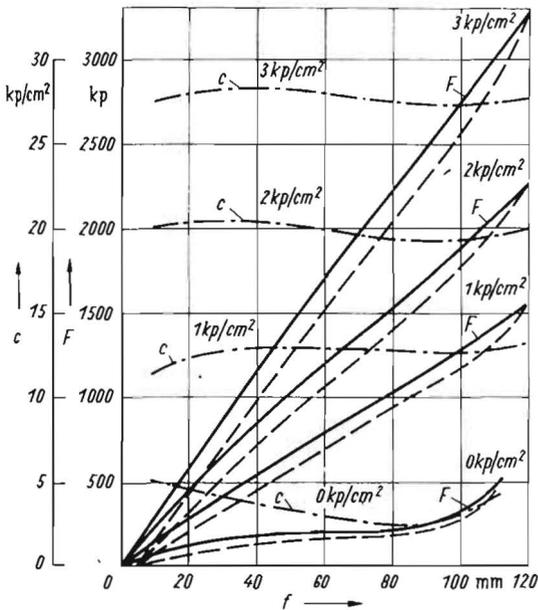


Bild 5. Kennlinien des Reifens 7.50-20 AS Front; ——— Belastung, - - - - - Entlastung

an, daß die Veränderlichkeit der Federkennung des Reifens immer dann vernachlässigt werden kann, wenn die Länge der Unebenheit größer ist als der Reifenumfang. Diese Bedingung ist jedoch für landwirtschaftliche Fahrzeuge beim Befahren landwirtschaftlicher Fahrbahnen nicht erfüllt, woraus sich notwendigerweise die Forderung nach der Bestimmung des Federungsverhaltens auf gekrümmten Aufstandsflächen ableiten läßt.

MARQUARD versucht die Gesetzmäßigkeit für das Federungsverhalten eines Luftreifens vom Radius R bei der Abstützung auf einem gekrümmten Hindernis mit dem Krümmungsradius r auf der Grundlage der Hertz'schen Gleichungen für gewölbte Druck- und Gegenflächen anzu-

geben. Er findet folgende Beziehung für das Verhalten der Federkonstanten:

$$c \sim \frac{1}{\sqrt[3]{\frac{1}{R} + \frac{1}{r}}}$$

Daraus läßt sich folgendes Verhältnis ableiten:

$$\frac{c_{wölb}}{c_{eben}} = \frac{\sqrt[3]{\frac{1}{R}}}{\sqrt[3]{\frac{1}{R} + \frac{1}{r}}} \quad (1)$$

In Auswertung der Gleichung (1) entstand Bild 3. Die eingezeichnete Kurve stellt die nach der Hertz'schen Gleichung zu erwartenden Federkonstanten für verschiedene Hinderniskrümmungen dar.

Zur Überprüfung der angegebenen Beziehung wurden entsprechende Untersuchungen angestellt. Die dazu notwendige Ermittlung der Federkennlinie erfolgte im statischen Zustand, da nach [6] für Fahrgeschwindigkeiten $v \leq 30$ km/h nur geringe Abweichungen im Federungsverhalten gegenüber dem dynamischen Zustand zu erwarten sind. Bei diesen statischen Messungen mußte dem Problem des „Kriechens“ besondere Beachtung geschenkt werden. Da sich das „Kriechen“ nicht ausschalten ließ, wurde durch Konstanthalten der Belastungsdauer dafür gesorgt, daß sein Einfluß bei allen Messungen konstant blieb.

Die Reifenbelastung erfolgte in einer Vorrichtung (Bild 4), die es bei Austauschbarkeit des Stützkörpers gestattete, die Kräfte und Wege zur Berechnung der Federkonstanten c zu messen.

Die Ergebnisse der Messungen sind auszugsweise für einen Krümmungsradius der Unebenheit von $r = 250$ mm im Bild 5 dargestellt worden. Besonders typisch für das Federungsverhalten des Reifens auf einer Unebenheit ist dessen gekrümmte Federkennlinie. Während bei der Abstützung des Reifens auf einer Ebene beinahe Proportionalität zwischen Kraft und Federweg besteht, nimmt mit abnehmendem Krümmungsradius der Unebenheit die Krümmung der Federkennlinie zu. Demzufolge dürfte auch nicht mehr von einer Federkonstanten c gesprochen werden. Diese Größe c unterliegt mit abnehmendem Krümmungsradius der Unebenheit größeren Schwankungen, die jedoch mit zunehmendem Reifenluftdruck geringer werden. Bei nur geringen Änderungen des Reifenfederweges f ändert sich c nur unbedeutend, so daß c — wie in der Praxis meist üblich — als konstante Größe angesehen werden kann.

Den Einfluß des Krümmungsradius läßt am besten Bild 3 erkennen. Die Messungen zeigen nicht nur tendenziell, sondern auch in der absoluten Größe der Meßwerte gute Übereinstimmung mit der von MARQUARD abgeleiteten Gesetzmäßigkeit, wobei bezeichnend ist, daß sich die Meßwerte bei höheren Reifenluftdrücken p_i der theoretisch abgeleiteten Kurve mehr nähern. Es ist deshalb durchaus möglich, mit Hilfe der Gleichung (1) aus den meist für die ebene Aufstandsfläche bekannten Federkennungen c dieselben für bestimmte Krümmungsradien der Aufstandsflächen auszurechnen, ohne daß wesentliche Fehler entstehen.

Reifendämpfungsverhalten

Das Dämpfungsverhalten von Luftreifen ist bisher nur in ungenügendem Maße untersucht worden. Die Ursachen dafür liegen sicher zu einem Teil in den geringen Dämpfungseigenschaften des Reifens, so daß diese meist gegenüber speziellen Dämpfungseinrichtungen der Kraftfahrzeuge vernachlässigt werden können.

Die Dämpfung der Luftreifen rührt nach MARQUARD [2] zum größten Teil von dem nicht umkehrbaren Anteil der

Formänderungsarbeit im Gummi und im Gewebe her. Ein geringerer Teil wird durch den Unterschied der Kompressions- und Expansionskurve der eingeschlossenen Luft, wobei meist die Kompression als adiabatisch und die Expansion als isotherm verlaufend angenommen wird, hervorgerufen. Es dürfte deshalb zu erwarten sein, daß die Reifendämpfung nur wenig vom Reifennendruck beeinflußt wird.

Das Dämpfungsverhalten des Reifens wird sicher auch vom Krümmungsradius der Unebenheit, auf der er sich abstützt, abhängen. Unebenheiten mit kleinem Krümmungsradius ergeben große Reifenfederwege. Damit nimmt das an der Verformung teilhabende Reifenvolumen und somit auch die Dämpfung zu.

Der Einfluß des „Kriechens“ auf die Reifendämpfung wird im wesentlichen durch die Belastungsverhältnisse bestimmt. Bei rascher Aufeinanderfolge des Be- und Entlastungsvorgangs wird dieser Einfluß klein sein. MARQUARD [7] stellt hierzu fest, daß sich die Reifendämpfungskonstante k mit der Belastungsfrequenz ω ändert und gibt an, daß etwa die Bezeichnung $k \cdot \omega = \text{konst.}$ gilt.

Über Größe und Charakter der Dämpfungskräfte von Luftreifen liegen nur wenige Untersuchungsergebnisse vor. Es ist bisher nicht bekannt geworden, daß mit Hilfe der Modellbetrachtungen (Bild 1) das deformationsmechanische Verhalten von Gummi — also auch das Dämpfungsverhalten im Luftreifen — geklärt werden konnte.

ESSERS und MARQUARD [8] berichten über Dämpfungsmessungen an Reifen für Personenkraftwagen im nicht-rollenden Zustand. Für die Voraussetzungen des von ihnen benutzten Fallstoßversuchs wird das Dämpfungsgesetz in der allgemeinen Form

$$F_D = k \cdot m^{\mu} \cdot \dot{x} (x_{\text{stat}} + x)^{\nu}$$

angegeben. Häufig wird von der Annahme ausgegangen, daß der Reifen geschwindigkeitsproportionale Dämpfungskräfte entwickelt und demnach das Dämpfungsgesetz

$$F_D = k \cdot \dot{x}$$

lautet. Wenn diese Annahme das Dämpfungsverhalten des Luftreifens auch nur näherungsweise wiedergibt, so hat dieses Gesetz den besonderen Vorteil der Einfachheit. Die Annahme geschwindigkeitsproportionaler Dämpfung ergibt jedoch z. B. bei der Berechnung dynamischer Radkräfte den physikalischen Widerspruch, daß infolge der endlichen Aufprallgeschwindigkeit im Augenblick der Berührung des Reifens mit der Unebenheit sprunghaft eine Dämpfungskraft ermittelt wird, obwohl noch gar keine Formänderung des Reifens stattgefunden hat. ESSERS und MARQUARD haben daher ihr Dämpfungsgesetz so formuliert, daß dieser Mangel nahezu beseitigt wird.

Zum Verhalten der Reifendämpfungskonstanten a bei der Abstützung des Reifens auf gekrümmten Aufstandsflächen sind bisher keine Angaben gemacht worden. Zu ihrer Ermittlung wurde die anderenorts oft benutzte Ausschwingmethode herangezogen, bei der die während des Ausschwingens auftretende Abnahme der Schwingamplituden als Maß für die Größe der Dämpfung angesehen werden kann.

Die verwendete Versuchseinrichtung gleicht einem Horizontalpendel und ist schematisch im Bild 6 dargestellt. Nach dem Entfernen der Stütze e führt das System freie, gedämpfte Schwingungen auf der gewölbten Unterlage f aus. Die Schwingbewegung wurde durch einen Tastographen registriert.

Ohne mit Hilfe des Modells (Bild 6) auf die theoretischen Zusammenhänge einzugehen, kann angegeben werden, daß die Dämpfungskonstante k mit guter Näherung aus der Gleichung

$$k = \frac{c \cdot T}{2 \cdot \pi^2} \cdot \ln \left(\frac{q}{q_{i+1}} \right) \quad (2)$$

berechenbar ist. Während sich die Federkonstante c — wie bereits beschrieben — durch Belastung des Reifens ermitteln

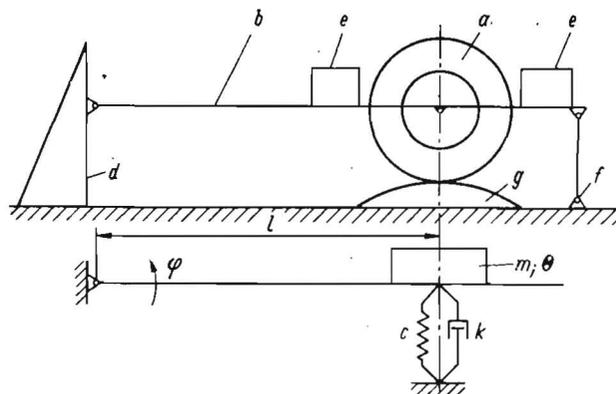


Bild 6. Versuchsanordnung zur Bestimmung der Reifendämpfung (a Rad, b Schwinde, c Federkonstante, d Bock, e Belastungsmasse, f Stützvorrichtung, g Stützkörper, k Dämpfungskonstante)

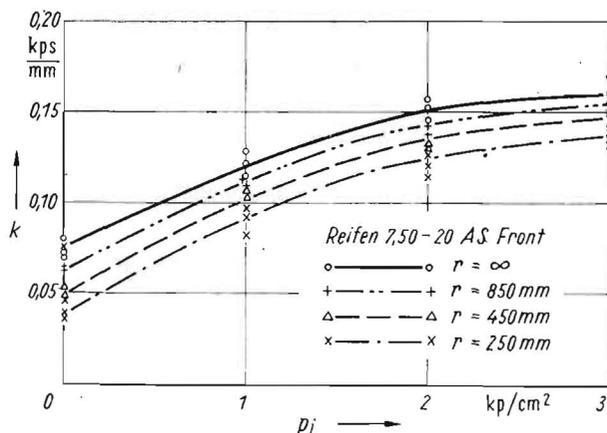


Bild 7. Einfluß des Reifenluftdruckes auf die Dämpfungskonstante k

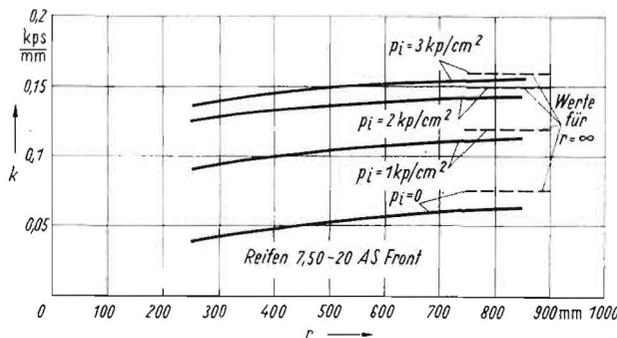


Bild 8. Einfluß der Krümmung der Aufstandsfläche auf die Dämpfungskonstante k

ließ, wurden die Schwingungsdauer T und die Amplituden q und q_{i+1} dem Meßschrieb des Tastographen entnommen und damit k berechnet.

Bei der Auswertung der Meßschriebe zeigten sich folgende auch bereits von MARQUARD [7] festgestellte Besonderheiten:

1. Sind die Schwingungsauslässe klein, dann ist das logarithmische Dekrement $\ln(q/q_{i+1})$ eine Konstante, d. h., die Schwingungen sind geschwindigkeitsproportional gedämpft.
2. Die Schwingungsdauer ist nicht absolut konstant. Diese Tatsache läßt sich zum Teil durch die gekrümmte Federkennlinie des Reifens begründen.
3. Die Dämpfung ist abhängig von dem von der Formänderung betroffenen Teilvolumen des Reifens, also von der Reifeneindrückung f .

Die Ergebnisse der Messungen sind in den Bildern 7 und 8 dargestellt. Aus dem Verlauf der Kurven im Bild 7 erkennt man, daß die Dämpfungskonstante vom Reifenluftdruck abhängt, jedoch ist diese Abhängigkeit im Bereich üblicher Luftdrücke für Traktorenreifen relativ gering. Viele Autoren vernachlässigen deshalb die Druckabhängigkeit der Dämpfungskonstanten.

Der Einfluß der Krümmung der Aufstandsfläche ist im Bild 8 erkennbar. Kleine Krümmungsradien ergeben kleine Dämpfungskonstanten, weil hier der Reifen weicher geworden ist (siehe Bild 3) und sich das an der Verformung teilhabende Reifenvolumen verkleinert hat. Eine Berücksichtigung der Veränderlichkeit der Reifendämpfungskonstanten dürfte jedoch nur bei kurzwelligen und stark gekrümmten Unebenheiten notwendig sein.

Zusammenfassung

Für den Reifen 7.50 — 20 AS Front wurde das Federungs- und Dämpfungsverhalten bei der Abstützung auf gewölbten Aufstandsflächen untersucht. Durch entsprechende Messungen konnte nachgewiesen werden, daß das tatsächliche Federungsverhalten des Reifens den auf der Grundlage der Hertz'schen Pressungsgleichung ermittelten Werten sehr nahe kommt. Diese Gleichung kann somit zur Bestimmung der Abhängigkeit der Federkonstanten vom Krümmungsradius der Unebenheit benutzt werden, wodurch die Praxis zeitaufwendige Untersuchungen sparen kann.

Die durch Ausschwingversuche ermittelte Reifendämpfungskonstante zeigt Abhängigkeiten vom Reifeninnendruck und dem Krümmungsradius der Unebenheit. Die Annahme eines konstanten Wertes für die Reifendämpfung ist deshalb nicht in jedem Falle gerechtfertigt. Werden zur Untersuchung von Fahrzeugschwingungsvorgängen moderne Rechenhilfsmittel eingesetzt, dann empfiehlt es sich, besonders bei Fahrzeugen ohne spezielle Dämpfer die Reifendämpfung und ihre Variabilität zu berücksichtigen.

Literatur

- [1] WEBER, G.: Theorie des Reifens mit ihrer Auswirkung auf die Praxis bei hohen Beanspruchungen. Automobiltechnische Zeitschrift, Jg. 56. S. 325 bis 330
- [2] MARQUARD, E.: Schwingungsdynamik des schnellen Straßenfahrzeuges. Verlag W. Girardet, Essen 1952
- [3] KAINRADL, P.: Probleme der physikalischen Prüfung von Vulkanisaten. Kautschuk und Gummi, Jg. 8. S. WT 117 bis 124
- [4] SCHEELE, W.: Mechanisches Verhalten von Hochpolymeren. Kautschuk und Gummi, Jg. 5
- [5] MARQUARD, E.: Federung, Stoßdämpfer und dynamische Bodenkkräfte. Automobiltechnische Zeitschrift, Jg. 58. Nr. 5
- [6] —: Forschungsabschlußbericht: „Dynamische Reifenkennlinien“. WTZ Automobilbau Karl-Marx-Stadt
- [7] MARQUARD, E.: Über den Rollwiderstand von Luftreifen. Automobiltechnische Zeitschrift, Jg. 60. Nr. 2
- [8] ESSERS, E.; E. MARQUARD: Stoß- und Schwingungsdämpfung durch Luftreifen. Jahrbuch der Rheinisch-Westfälischen Technischen Hochschule Aachen 1951
- [9] ILLAWITSCHKA, E.: Beitrag zur Berechnung und Messung vertikaler und horizontaler Radkräfte an Traktoren beim Überrollen von Einzelhindernissen. Dissertation Universität Rostock 1969

A 8062

Neue Traktorentypen von British Leyland

Die neue, sogenannte blaue Baureihe des BLMC-Traktorenwerkes Bathgate (Kapazität 1000 Einheiten je Woche) umfaßt die Typen Leyland 384 (70 SAE-PS bei 2200 U/min), 344 (55 SAE-PS bei 2200 U/min) und 154 (Dieselmotor 25 SAE-PS, Ottomotor 28,4 SAE-PS bei 2500 U/min). Aus den Nuffield-Traktoren hervorgegangen, wurden die Konstruktionen hinsichtlich rationellerer Fertigung (Möglichkeit automatischer Produktion) überarbeitet und die Gruppenbauweise konsequent weiterentwickelt. Die Typen 384/344 in Halbrahmenbauweise bestehen aus 8, der rahmenlose 154 aus 4 Hauptgruppen, die jeweils ohne wesentliche Eingriffe in die anderen Gruppen austauschbar sein sollen.

Die Baumuster 384 und 344 unterscheiden sich konstruktiv nur in der Bohrung (100 bzw. 95 mm) des wassergekühlten Vierzylinder-Direkteinspritz-Dieselmotors (Hub 120 mm; $V_H = 3770$ bzw. 3402 cm^3 ; $\epsilon = 17,5$; $M_d = 24,3 \text{ kpm}$ bei

Bild 3. Leyland 154. Wahlweise mit Diesel- oder Ottomotor (z. B. für Flüssiggasbetrieb) ausgerüstet, hat er nur 1007 kg Masse



Bild 1. Leyland 384 bzw. 344. Nach Vorziehen der Kennzeichentafel lassen sich vor dem Batterie/Tank-Raum 8 Ballaststücke zu je 31,1 kg einhängen

Bild 2. Blick auf das Instrumentenbrett der Leyland 384 und 344

