

FORSCHUNGSBERICHT AGRARTECHNIK

des Arbeitskreises Forschung und Lehre
der Max-Eyth-Gesellschaft (MEG)

159

Horst Schrogl

Dynamische Eigenschaften von Ackerschlepper-Triebradreifen bei höheren Rollgeschwindigkeiten

Dissertation

Hohenheim 1989

Institut für Agrartechnik
Lehrstuhl Grundlagen der Landtechnik
Universität Hohenheim
Prof. Dr.-Ing. H. D. Kutzbach

**DYNAMISCHE EIGENSCHAFTEN
VON ACKERSCHLEPPER-TRIEBRADREIFEN
BEI HÖHEREN ROLLGESCHWINDIGKEITEN**

Dissertation
zur Erlangung des Grades eines Doktors
der Agrarwissenschaften
der
Fakultät IV – Agrarwissenschaften II
Agrarökonomie, Agrartechnik und Tierproduktion

vorgelegt von:
Dipl.-Ing. Horst Schrogl
Stuttgart-Plieningen

Hohenheim 1989

Hauptberichter: Prof. Dr.-Ing. H.D. Kutzbach
Mitberichter: Prof. Dr.-Ing. W. Busse
Tag der Einreichung: 28.08.1988
Tag der mündlichen Prüfung...: 16.03.1989

C 1989

Bezugsquelle:

im Selbstverlag
Institut für Agrartechnik
der Universität Hohenheim
Garbenstraße 9
D-7000 Stuttgart 70

Alle Rechte, auch die der Übersetzung und des Nachdruckes
sowie jede Art der photomechanischen Wiedergabe, auch aus-
zugsweise, bleiben vorbehalten.

V O R W O R T

Die vorliegende Arbeit über die dynamischen Eigenschaften von Ackerschlepperreifen entstand während meiner Tätigkeit am Institut für Agrartechnik der Universität Hohenheim.

Die Anregung zu dieser Arbeit gab Prof.Dr.-Ing. H.D. Kutzbach. Seine große Erfahrung im Bereich der Technik und Fahrdynamik des Ackerschleppers, seine wertvollen Hinweise und Ratschläge sowie die stets verständnisvolle Förderung haben wesentlich zum Gelingen dieser Arbeit beitragen. Dafür möchte ich Herrn Prof.Dr.-Ing. H.D. Kutzbach besonders herzlich danken.

Herrn Dr. P. Wacker danke ich für die Durchsicht der Arbeit und Herrn Prof.Dr.-Ing. W. Busse für die Übernahme des Mitarbeiterberichtes.

Für die Unterstützung beim Bau der Versuchs- und Meßeinrichtungen sowie bei der Durchführung und Auswertung der Versuche möchte ich mich bei allen beteiligten Mitarbeitern des Instituts und den studentischen Hilfskräften herzlich bedanken.

Ferner sei an dieser Stelle auch den Firmen

- X. Fendt in Marktoberdorf
- Kléber in Mettmann
- Michelin in Karlsruhe
- und Pirelli in Hoechst/Odw.

gedankt, die uns Versuchsreifen kostenlos zur Verfügung stellten.

Horst Schrogl

INHALTSVERZEICHNIS

VORWORT

FORMELZEICHEN

	Seite
1. EINLEITUNG UND ZIELSETZUNG	9
2. AUFBAU UND EIGENSCHAFTEN VON REIFEN	11
2.1 Der Reifen als Bindeglied zwischen Fahrzeug und Fahrbahn	11
2.11 Reifenaufbau und Bauarten	13
2.12 Kräfte zwischen Reifen und Fahrbahn	15
2.2 Charakteristische Reifeneigenschaften	15
2.21 Federsteifigkeit	15
2.22 Dämpfung	15
2.23 Eigenerregung	16
3. VORAUSSETZUNGEN ZUR BESTIMMUNG UND BEWERTUNG VON REIFENEIGENSCHAFTEN	17
3.1 Verhalten von Reifen bzw. Gummi unter Belastung	17
3.2 Möglichkeiten der Schwingungsanregung	19
3.3 Mathematisch-physikalische Grundlagen	22
3.31 Die Federkonstante	22
3.32 Die Reifendämpfung	24
3.33 Die Radeigenerregung	28
3.4 Bisherige Untersuchungen zur Bestimmung von Reifeneigenschaften	29
3.41 Untersuchungen an nicht rollenden Reifen	30
3.42 Untersuchungen an rollenden, angetriebenen und gebremsten Reifen	33
4. VERSUCHSAUFBAU UND -DURCHFÜHRUNG	37
4.1 Auswahl und Anforderungen des Prüfstandes	37
4.11 Kriterien für die Wahl des Prüfstandes	37
4.12 Anforderungen	39
4.2 Aufbau und Funktion des Prüfstandes	39
4.21 Aufbau der Versuchseinrichtung	39
4.22 Bandlaufregelung	42
4.23 Bandabstützung in der Reifenaufstandsfläche	42
4.24 Messung der Reifeneinfederung	44
4.25 Messung der Radlast	44
4.26 Gesamter Meßaufbau	45

4.3	Versuchsdurchführung	46
4.31	Vorversuche	46
4.32	Versuchsablauf	48
4.321	Bestimmung der Federsteifigkeit	50
4.322	Bestimmung der Dämpfungswerte	51
4.323	Ermittlung der Federkennlinie aus Ausschwingversuchen	52
4.4	Auswertung der Versuche	52
4.5	Untersuchte Reifen und Versuchsprogramm	56
5.	VERSUCHSERGEBNISSE	58
5.1	Federsteifigkeit des rollenden Reifens	58
5.11	Einfluß der Rollgeschwindigkeit	58
5.12	Einfluß der Reifenbauart	64
5.13	Einfluß des Reifeninnendrucks	66
5.14	Einfluß der Reifentemperatur	67
5.15	Sonstige Einflüsse	67
5.2	Federsteifigkeit des schwingenden Reifens	70
5.21	Dynamische Federsteifigkeit aus der Schwingungsgleichung	70
5.22	Federsteifigkeit aus dem Kraft-Einfederungs-Diagramm	73
5.23	Vergleich unterschiedlich ermittelter Federsteifigkeiten	75
5.3	Dämpfungseigenschaften schwingender Reifen	77
5.31	Einfluß der Rollgeschwindigkeit	80
5.32	Einfluß des Reifeninnendrucks	80
5.33	Einfluß der Reifenbauart	81
5.34	Einfluß der Belastung	82
5.35	Einfluß der Reifentemperatur	84
5.36	Sonstige Einflüsse	85
5.4	Auftreten von Radeigenfrequenzen	
5.41	Einfluß des Reifendurchmessers	86
5.42	Einfluß von Belastung und Reifeninnendruck	88
5.43	Einflüsse weiterer Reifengrößen	89
6.	AUSWIRKUNGEN UND MÖGLICHKEITEN DER VERBESSERUNG VON FAHR SICHERHEIT UND FAHRKOMFORT	90
7.	ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK	92
8.	LITERATURVERZEICHNIS	94
9.	ANHANG	97

FORMELZEICHEN

c	N/mm	Federsteifigkeit
c _{dyn}	N/mm	Federsteifigkeit des rollenden und schwingenden Reifens
c _{roll}	N/mm	Federsteifigkeit des rollenden Reifens
c _{stat}	N/mm	statische Federsteifigkeit (nicht rollender Reifen)
D	-	Lehr'sches Dämpfungsmaß
f	sec ⁻¹	Frequenz
f _o	sec ⁻¹	Eigenfrequenz
F	N; kN	Radlast
F _{dyn}	N; kN	dynamische Radlast
F _{stat}	N; kN	statische Radlast
g	9,81 m/sec ²	Erdbeschleunigung
h	mm	Höhe von Unebenheiten
k	N·s/m	Dämpfungskonstante
m	kg	Masse
r	mm	Reifenhalbmesser
r _{dyn}	mm	Halbmesser des rollenden und schwingenden Reifens
r _{roll}	mm	Halbmesser des rollenden Reifens
r _{stat}	mm	statischer Reifenhalbmesser
R	mm	Trommelradius
s	mm	Federweg
s _{roll}	mm	Federweg des rollenden Reifens
s _{stat}	mm	statischer Federweg
t	sec	Zeit
T	sec	Schwingungsdauer
v	m/sec	Geschwindigkeit
v _{res}	m/sec	Resonanzgeschwindigkeit (Geschwindigkeit bei Eigenfrequenz)
v _{roll}	m/sec	Rollgeschwindigkeit des Rades

Griechische Buchstaben:

δ	sec^{-1}	Abklingkonstante
φ	Grd.	Phasenverschiebung
ω_0	sec^{-1}	Kreisfrequenz der ungedämpften Schwingung
ω	sec^{-1}	Kreisfrequenz der gedämpften Schwingung

1. EINLEITUNG UND ZIELSETZUNG

Da bei Ackerschleppern, selbstfahrenden Arbeitsmaschinen und ähnlichen ungefederten Fahrzeugen die Reifen die Aufgaben von Federung und Stoßdämpfung übernehmen, wird das Schwingungsverhalten solcher Fahrzeuge ganz wesentlich durch die Reifen beeinflusst. Das Verhalten des Reifens als Feder-Dämpfer-Element ist nicht nur für die Bauteil- und Fahrsicherheit, sondern auch für den Fahrkomfort und damit für die Gesundheit des Fahrers von Bedeutung [1,2]. Den Schwingungseigenschaften der Reifen kommt deshalb nicht zuletzt wegen der bei Ackerschleppern in den letzten Jahren auf 40 bzw. 50 km/h gestiegenen Fahrgeschwindigkeiten besondere Bedeutung zu. Bei schneller Straßenfahrt führen langwellige Unebenheiten in Verbindung mit Resonanzschwingungen der Reifen zu Schwingungszuständen, die die Lenk- und Bremssicherheit beeinträchtigen und zu Schädigungen von Mensch und Material führen können. Sicherlich können mit weicheren Reifen sowohl niedrigere dynamische Radlasten als auch kleinere Aufbaubeschleunigungen erreicht und so auf unebenen Fahrbahnen Fahrsicherheit und -komfort verbessert werden [3]. Ob diese Erkenntnisse für schnelle Fahrten auf festen ebenen Fahrbahnen auch Geltung haben, bedarf noch der Klärung.

Trotz des großen Einflusses der Reifeneigenschaften auf das Fahrverhalten liegen bis heute nur wenige Daten über die Abhängigkeit der Reifenkennwerte von den Betriebsbedingungen, insbesondere der Rollgeschwindigkeit, bei Ackerschlepperreifen vor, obwohl verschiedene Untersuchungen [4,5,6] zeigen, daß gerade die Rollgeschwindigkeit die Reifeneigenschaften wesentlich beeinflusst. Heute werden für theoretische Untersuchungen an ungefederten Fahrzeugen oft noch Reifenkennwerte verwendet, die eigentlich nur für nichtrollende Reifen gelten.

Ziel dieser Arbeit ist es daher, die Einflüsse der wichtigsten Betriebsbedingungen bei schneller Fahrt auf festen, ebenen Fahrbahnen wie

- Rollgeschwindigkeit
- Radlast
- Reifeninnendruck
- Reifenbauart
- Abmessungen (Durchmesser, Breite usw.)

auf das Feder-Dämpfer-Verhalten von Ackerschlepper-Triebradreifen aufzuzeigen. Daß über das Verhalten rollender bzw. angetriebener Ackerschlepper-Reifen bisher nur wenig bekannt ist, liegt in erster Linie an versuchstechnischen Schwierigkeiten. Diese sind, neben den großen Abmessungen der Reifen, vor allem darin zu sehen, daß für Grundlagenversuche zum Schwingungsverhalten von Einzelreifen aufwendige Prüfstände mit schwingungsdämpfendem Unterbau notwendig sind.

Im Rahmen dieser Arbeit wurde ein Versuchsstand mit ebener Reifenaufstandsfläche entwickelt und der Schwerpunkt auf experimentelle Untersuchungen gelegt. Auf eine analytische Behandlung der Problemstellung mit geeigneten Ersatzmodellen wurde verzichtet, da diese zwar helfen können, Abhängigkeiten zu begründen, aber kaum geeignet sind, die gewünschten Kennwerte zu ermitteln [4].

2. AUFBAU UND EIGENSCHAFTEN VON REIFEN

2.1 Der Reifen als Bindeglied zwischen Fahrzeug und Fahrbahn

Als Bindeglied zwischen Fahrzeugrad und Fahrbahnoberfläche dient der Reifen sowohl als Federelement des Fahrzeugs wie auch als Übertragungsorgan für alle zwischen Fahrzeug und Fahrbahn zu übertragenden Kräfte für Antrieb, Bremsung und Spurhaltung. Deshalb werden zunächst der Reifenaufbau, die Reifenbauarten sowie die verschiedenen Kraftwirkungen auf den Reifen dargestellt und im weiteren wird dann auf die charakteristischen Reifeneigenschaften eingegangen.

2.11 Reifenaufbau und -bauarten

Der nachstehend beschriebene Aufbau eines Reifens, Bild 1,

- Gewebeunterbau
- Wulste
- Zwischenbau
- Lauffläche

ist für alle Reifenarten gleich. Je nach Einsatzzweck bestehen Unterschiede in einzelnen Bereichen [7,8].

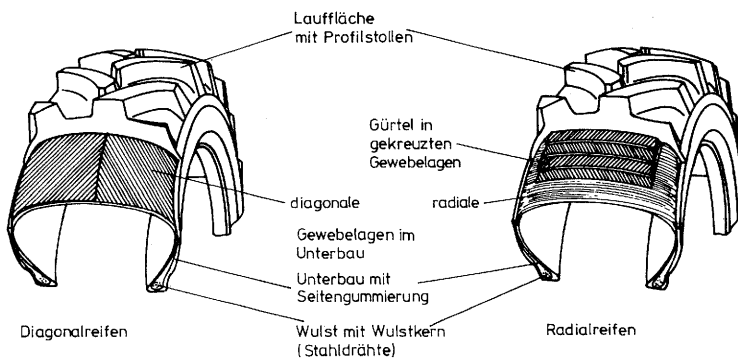


Bild 1: Prinzipieller Aufbau von Diagonal- und Radialreifen [8]

- Der Gewebeunterbau verleiht dem Reifen die notwendige Festigkeit und besteht aus mehreren gummierten Cordgewebeeinlagen, deren Einzelcordfäden aus Reyon, Nylon, Stahllitzen oder heute seltener aus Baumwolle unter einem bestimmten konstruktiv festgelegten Winkel zur Reifenmittelebene liegen. Je nach Fadenfestigkeit des Gewebematerials und der Fadenzahl pro Breitereinheit des Gewebes können für eine bestimmte Reifengröße und -tragfähigkeit unterschiedlich viele Gewebeeinlagen verwendet werden. Man benutzt deshalb zur Kennzeichnung der Festigkeit und Tragfähigkeit eines Reifens den international festgelegten Begriff der "ply rating"-Zahl (PR-Zahl). Im Gegensatz zu früher gibt diese Zahl aber heute nicht mehr in jedem Fall die tatsächliche Anzahl der Gewebeeinlagen des Reifens an, ist jedoch bei Reifen gleicher Größe ein Hinweis auf die Tragfähigkeit. Diesem Umstand wurde in einer neuen Richtlinie Rechnung getragen und die PR-Zahl durch eine Belastungs-Kennziffer (Load-Index LI,) ersetzt [8,9].

- Der Gewebeunterbau schließt beiderseits des Reifens mit den Wulsten ab, wobei die Gewebeeinlagen zur Verankerung um die endlos gewickelten Stahldrahtringe, die sogenannten Wulstkerne, herumgelegt sind. Gewebe und Gummierung bilden zusammen die Reifenwulste, mit denen der Reifen auf den Felgenschultern sitzt.

- Der Zwischenbau ist vor allem bei Gürtelreifen besonders ausgeprägt und besteht aus einer oder mehreren Gewebeeinlagen mit zwischengelegten Gummischichten, die jedoch nur etwa die Breite der Lauffläche haben. Der Zwischenbau dient vor allem zur Sicherstellung einer innigen Verbindung zwischen Unterbau und Lauffläche und zur Vermeidung örtlicher Überbeanspruchung des Unterbaus beim Überfahren von Fahrbahnnunebenheiten.

- Die Lauffläche beinhaltet das Reifenprofil und schließt den Zwischenbau nach außen ab. An den Seitenflächen wird der Unterbau durch eine Gummischicht geschützt.

Das Reifenprofil dient dem sicheren Kraftschluß mit der Fahrbahnoberfläche. Bei Ackerschleppern besteht es, von Sonderfällen abgesehen, aus Gummistollen, wobei die Winkelstellung zur Fahrtrichtung und die Profilhöhe für unterschiedliche Einsatzfälle variiert werden [10]. Zur besseren Anpassung an Bodenunebenheiten berühren sich die Stollen gegenseitig nicht (offenes Profil).

Die Bauart eines Reifens ist gekennzeichnet durch den konstruktiven Aufbau des Gewebeunterbaus. Grundsätzlich ist dabei zu unterscheiden zwischen Diagonal- und Radialbauart, Bild 1.

Beim Reifen in Diagonalbauart liegen die Gewebelinien des Unterbaus mit ihren Einzelfäden unter einem Winkel von etwa 45° zur Reifenmittelebene gekreuzt. Beim Radial- oder Gürtelreifen sind die Fäden des Gewebeunterbaus in einem Winkel von 90° zur Reifenmittelebene, also quer zur Laufrichtung, angeordnet. Dadurch sind die Reifenflanken relativ weich. Um eine befriedigende Seitenführung zu erzielen, wird der Unterbau im Bereich der Lauffläche von einem aus mehreren spitzwinklig gekreuzten Gewebelinien gebildeten Zwischenbau, dem sogenannten Gürtel, umschlossen.

Dieser unterschiedliche Aufbau der Reifen ist, wie später gezeigt wird, von bedeutendem Einfluß auf die Reifeneigenschaften und die Reifenkennwerte.

2.12 Kräfte zwischen Reifen und Fahrbahn

Während der Fahrt treten zwischen den Rädern eines Fahrzeugs und der Fahrbahn zeitlich veränderliche Kräfte auf, die als dynamische Radkräfte bezeichnet werden. Im einzelnen handelt es sich dabei um die drei aufeinander senkrecht stehenden Komponenten Stützkraft, Umfangskraft und Seitenkraft, Bild 2.

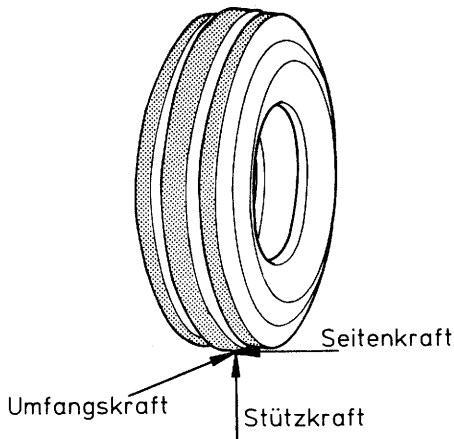


Bild 2: Kraftwirkungen am Reifen

Die Stützkraft überträgt im wesentlichen das jeweilige Fahrzeuggewicht auf den Boden. Sie wirkt senkrecht zur Reifenaufstandsfläche und ist - dynamisch gesehen - eine Druckschwellkraft. Sie wird daher auch als "dynamische Radlast" bezeichnet.

Die Umfangskraft wirkt tangential zum Radumfang innerhalb der Reifenaufstandsfläche und ist in Fahrtrichtung oder entgegengesetzt dazu gerichtet. Sie dient zur Überwindung von Fahr- und Zugwiderständen sowie zum Beschleunigen und Verzögern des Fahrzeugs.

Die Seitenkraft ist ebenfalls innerhalb der Reifenaufstandsfläche wirksam, steht aber senkrecht zu Stützkraft und Umfangskraft und dient der Seitenführung des Fahrzeugs.

Diese Kräfte bewirken eine elastische Verformung des Reifens. Der Reifen übernimmt somit die Federung des Fahrzeugs, wenn wie bei Ackerschleppern keine weitere Federung eingebaut ist. Aufgrund der Reifenfederung führen Fahrten auf unebenen Fahrbahnen zu Fahrzeugschwingungen. Zum Abbau dieser Schwingungen müssen die Reifen auch die Aufgabe von Stoßdämpfern übernehmen.

Im Rahmen dieser Arbeit sind vor allem die durch Vertikal-schwingungen hervorgerufenen dynamischen Radlasten von besonderem Interesse. Deshalb werden auch Federung und Dämpfung der untersuchten Reifen nur in vertikaler Richtung betrachtet.

2.2 Charakteristische Reifeneigenschaften

Aufgrund ihres unterschiedlichen Aufbaus und je nach Verwendungszweck weisen Ackerschlepperreifen unterschiedliche Federungs- und Dämpfungseigenschaften auf.

Wegen der fehlenden Fahrzeugfederung wirkt sich die Eigenerregung der Reifen direkt auf die Fahrzeugschwingungen aus.

2.21 Federsteifigkeit

Die Federsteifigkeit eines Luftreifens wird im wesentlichen durch zwei Einflußgrößen bestimmt [11]:

- Durch den Überdruck im Inneren des Reifens.
- Durch die Biegesteifigkeit des Gewebeunterbaus.

Bei Ackerschlepperreifen wird die Federsteifigkeit darüber hinaus durch die Stollen beeinflusst, insbesondere bei Straßenfahrt. Diese stellen ein weiteres Federelement zwischen Reifenunterbau und Fahrbahnoberfläche dar, das aber eine gegenüber den zuerst genannten Größen erheblich höhere Federsteifigkeit aufweist. Bei den durchzuführenden Versuchen wird daher zunächst nur das Gesamtfederverhalten bestimmt.

2.22 Dämpfung

Die Dämpfung der Luftreifen rührt nach [12] zum größten Teil von dem nicht reversiblen Anteil der Formänderungsarbeit im Gummi und im Gewebeunterbau her. Ein geringerer Teil wird durch den Unterschied der Kompressions- und Expansionskurve der im

Reifen eingeschlossenen Luft hervorgerufen; dabei wird die Kompression als adiabatisch, die Expansion als isotherm verlaufend angenommen. Es dürfte deshalb zu erwarten sein, daß die Reifendämpfung nur in geringem Maße vom Reifeninnendruck beeinflusst wird.

2.23 Eigenerregung

Fahrzeugmasse und Luftreifen bilden ein schwingungsfähiges System, das bei einer bestimmten Geschwindigkeit zu Schwingungen angeregt wird. Je nach Reifenart, -durchmesser und Belastung können dann Eigenfrequenzen zwischen 1,5 und 6 Hz auftreten [3, 13]. Der Grund hierfür ist die relativ geringe Gummidämpfung, die nach [3] nicht wesentlich erhöht werden kann, ohne daß der Rollwiderstand zu groß werden würde. Bei den entsprechenden Fahrgeschwindigkeiten, bei denen diese Eigenfrequenzen auftreten, wird der Ackerschlepper in Vertikalschwingungen versetzt.

3. VORAUSSETZUNGEN ZUR BESTIMMUNG UND BEWERTUNG VON REIFENEIGENSCHAFTEN

Um einen Prüfstand möglichst optimal zu gestalten, ist es notwendig, neben der praxisnahen Ausführung auch Möglichkeiten der Versuchsdurchführung sowie der Meßwerterfassung und -auswertung zu prüfen und zu berücksichtigen. Diese haben sowohl auf die Konstruktion als auch auf die Auswahl der Meßmittel entscheidenden Einfluß und tragen damit zur Qualität und Aussagekraft der Versuchsergebnisse bei.

Es wird daher zunächst auf das Verhalten der Reifen und die Einsatzfälle in der Landwirtschaft eingegangen, um dann daraus Versuchsablauf, Meßwerterfassung und die Auswertung der Ergebnisse festzulegen.

3.1 Verhalten von Reifen bzw. Gummi unter Belastung

Gummi hat die Eigenschaft, bei einer aufgetragenen Belastung in die Richtungen auszuweichen, in denen die Formänderung nicht behindert wird. Je nach Belastungsart können beispielsweise unterschiedliche Formänderungen beobachtet werden [14,15]. Bei der sogenannten unvollkommenen elastischen Formänderung tritt bei Be- und Entlastung kein nennenswerter Zeitverzug, jedoch Hysterese auf. Bild 3 zeigt einen derartigen Vorgang.

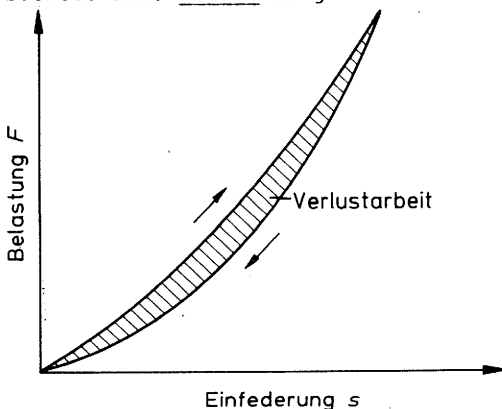


Bild 3: Kennlinie eines unvollkommen elastischen Körpers
(Luftreifen)

Zwischen dem aufsteigenden und absteigenden Ast der Kennung ist die Hysterese fläche eingeschlossen, die eine Verlustarbeit darstellt. Diese Arbeit bewirkt Veränderungen im Gefüge des Körpers -beispielsweise innere Reibung- und wird schließlich als Wärme fühlbar. Abgesehen davon, wird die ursprüngliche Form des Körpers bei Entlastung sofort wieder erreicht.

Folgt die Formänderung der Be- und Entlastung mit Zeitverzug, setzt sich also die Formänderung unter konstanter Last nach ihrem Aufbringen fort, und wird nach der Entlastung die ursprüngliche Form erst nach längerer Zeit wieder hergestellt, so kann diese Erscheinung als kriechende Formänderung bezeichnet werden. Gummi zeigt diesen Effekt in erheblichem Maße [16]. Wird entsprechend Bild 4a eine Last schnell aufgebracht, längere Zeit konstant gehalten und dann wieder schnell entfernt, so verläuft die Einfederung von Gummi entsprechend Bild 4b.

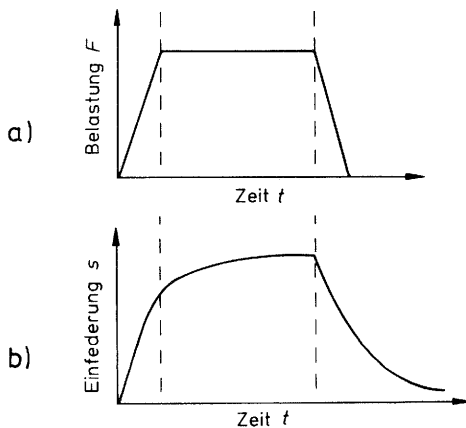


Bild 4: Kriechende Formänderung

- a) angenommener zeitlicher Verlauf der Belastung
- b) zeitlicher Verlauf der Einfederung

Wird die Last dagegen langsam aufgebracht bzw. entfernt, so kriecht die Formänderung auch während dieser Zeit. In jedem Fall entsteht eine Verlustarbeit, deren Größe vom zeitlichen Verlauf der Be- und Entlastung abhängt. Diese Verlustarbeit stellt sich im praktischen Einsatz als Dämpfung dar [3].

Aufgrund dieser Zusammenhänge ergeben sich Gesichtspunkte, die in der Versuchsdurchführung bei der Wahl der Meßgrößen berücksichtigt werden müssen.

3.2 Möglichkeiten der Schwingungsanregung

Um dynamische Reifeneigenschaften erfassen zu können, muß der Reifen in verschiedenen Fahrzuständen zum Schwingen angeregt werden. Die aufgebrachten Schwingungen sollten dabei den in der Praxis auftretenden entsprechen, um die Bewertung der Ergebnisse zu vereinfachen.

Bei landwirtschaftlichen Fahrzeugen müssen zwei verschiedene Einsatzbereiche unterschieden werden. Da ist zum einen der Arbeitseinsatz auf meist unebenem Gelände oder schlechten Feldwegen bei relativ geringer Fahrgeschwindigkeit. Die dabei auftretenden teils regellosen erzwungenen, teils freien Schwingungen sind schlecht reproduzierbar. Die Gründe hierfür sind in einem gegenüber ebenen Fahrbahnen veränderten Federungs- und Dämpfungsverhalten der Reifen zu sehen, das durch das Überfahren von Hindernissen [3,17] und das Einsinken der Stollen in die Fahrbahnoberfläche bewirkt wird.

Zum anderen wird der Schlepper für relativ schnelle Fahrt auf Straßen oder befestigten Feldwegen mit meist sehr langwelligen Unebenheiten eingesetzt, die sich in der Regel nicht direkt auswirken. Unter der Annahme, daß vom Rad selbst keine Anregungen ausgehen, erfolgt die Schwingungsanregung hier im wesentlichen durch Schlaglöcher und Gegenstände, die auf der Fahrbahn liegen wie Steine, Äste u.ä. sowie durch die Rad-

eigenerregung [3]. Aber auch hier ist das veränderte Verhalten des Reifens beim Überfahren von Hindernissen zu berücksichtigen. Durch die steigenden Fahrgeschwindigkeiten ist deshalb gerade bei Ackerschleppern dieser Bereich von besonderem Interesse, da hier neben dem Fahrkomfort die Fahrsicherheit eine bedeutende Rolle spielt.

Wie in Kap. 3.42 gezeigt wird, können dynamische Reifenkennwerte sowohl aus freien wie auch aus erzwungenen Schwingungsanregungen ermittelt werden. Bei erzwungenen Schwingungen wird der Reifen mit periodischen oder regellosen Schwingungen angeregt. Bei Untersuchungen von Pkw- und Lkw-Reifen wird üblicherweise mit erzwungenen Schwingungen gearbeitet. Abgesehen davon, daß sich dies bei den dort meist verwendeten Trommelprüfständen wesentlich einfacher verwirklichen läßt als bei Flachbahnprüfständen, entspricht es auch weitgehend den Anforderungen der Praxis.

Geht man davon aus, daß Ackerschlepper in der Regel keine gefederten und gedämpften Achsen besitzen, ergibt sich nach einer entsprechenden Anregung eines Rades eine freie, mehr oder weniger gedämpfte Schwingung. Diese läßt sich auf einem Prüfstand nachvollziehen, indem das Rad in eine Schwinde eingesetzt wird, die mit Zusatzgewichten belastet werden kann. Die freien, gedämpften Schwingungen können jetzt auf unterschiedliche Weise angeregt werden, Bild 5:

- Anheben und schlagartiges Absenken der Schwinde bzw. des Rades auf die "rollende Fahrbahn" oder Aufbringen eines definierten Hindernisses auf die "Fahrbahn"
- Harmonische Anregung des Rades
- Stochastische Anregung des Rades.

Im Gegensatz zu den beiden erstgenannten Verfahren, bei denen jeweils einzelne Ausschwingvorgänge durchgeführt werden, erfolgen die harmonische und stochastische Anregung über einen definierten Zeitraum. Dabei muß die Aufstandsfläche des Reifens aber über ein relativ aufwendiges Hydrauliksystem angeregt werden. Die Anregung über die Schwinde wäre zwar auch

denkbar, würde aber zu erzwungenen Schwingungen führen, die nicht der Realität entsprechen.

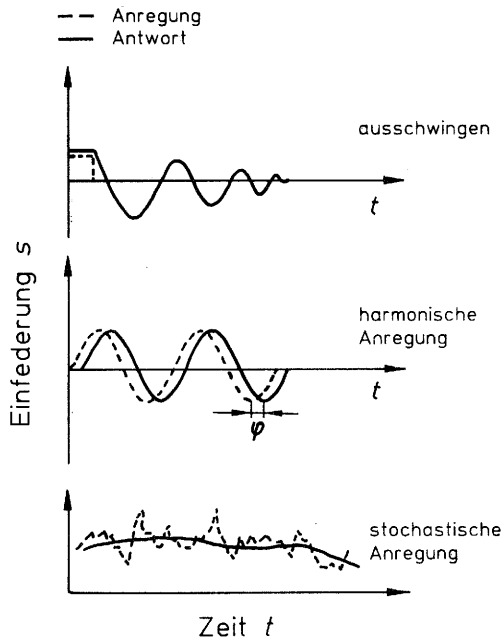


Bild 5: Möglichkeiten zur Schwingungsanregung

Die harmonische Anregung besteht dabei aus einer definierten Sinus-Schwingung, die den Reifen ebenfalls zu einer solchen anregt. Die Phasenverschiebung der beiden Schwingungen ist ein Maß für die Reifendämpfung. Probleme können hier aber durch das Hystereseverhalten des Reifens auftreten.

Stochastische Anregungen sind regellose Schwingungen, die beispielsweise beim Befahren unebener Feldwege auftreten. Sie müssen ebenso wie die harmonische Anregung über die Aufstandsflächen in den Reifen eingeleitet werden. Aus der Schwingungsantwort des Reifens wird auf sein Dämpfungsverhalten geschlossen. Die Auswertung ist allerdings aufwendig. Nachteilig dürfte sich dabei wie auch bei der periodischen Anregung auswirken, daß in eine "laufende" Schwingung eingegriffen und so

durch das Hystereseverhalten des Reifens eine exakte Kennwertermittlung erschwert wird. Außerdem entspricht die stochastische Anregung auf der ebenen Aufstandsfläche eines Prüfstandes nicht der entsprechenden Anregung des Reifens auf einer unebenen Fahrbahn [3,17].

Dagegen lassen sich die beiden erstgenannten Verfahren relativ einfach verwirklichen. Dazu wird das Rad in eine Schwinde eingesetzt und diese mit entsprechenden Gewichten belastet. Wird das Rad aus einer definierten Höhe auf die Fahrbahn fallengelassen oder überrollt es ein definiertes Hindernis, wird der Ausschwingvorgang eingeleitet. Von Nachteil sind Messungen im Bereich der Eigenfrequenzen bzw. der Eigenerregung, was aber durch Versuche bei geringfügig geänderten Rollgeschwindigkeiten sicher umgangen werden kann. Auch die Auswertung des Ausschwingvorganges erweist sich als relativ einfach, wie im folgenden gezeigt wird.

3.3 Mathematisch-physikalische Grundlagen

3.3.1 Die Federkonstante

Die Federkonstante c eines Reifens ergibt sich aus der Belastung F und der Einfederung s . Die Einfederung s ergibt sich aus der Differenz der Radien des unbelasteten Reifens r und des belasteten Reifens r_{stat} . Da die Belastung in Abhängigkeit von der Einfederung meist einen nichtlinearen Verlauf hat - zunächst progressiv, dann degressiv ansteigend - ist die "Federkonstante" eigentlich keine Konstante, sondern eine veränderliche Größe, Bild 6. Man kann deshalb einen konstanten Wert für c nur als Näherung für einen bestimmten Bereich der Kurve angeben. Dies ist normalerweise der Bereich der statischen Radlast F_{stat} .

Es gilt dann:

$$c_{stat} = \frac{F_{stat}}{\Delta s_{stat}} \quad (1)$$

Rollt der Reifen auf einer ebenen Fahrbahn ab, so verändert sich der Reifenhalmmesser gegenüber dem des nichtrollenden Reifens zu r_{roll} [3]. Die Radlast F_{stat} bleibt unverändert und es ergibt sich mit der Einfederung s_{roll} die Federkonstante des rollenden Reifens zu

$$c_{roll} = \frac{F_{stat}}{s_{roll}} \quad (2)$$

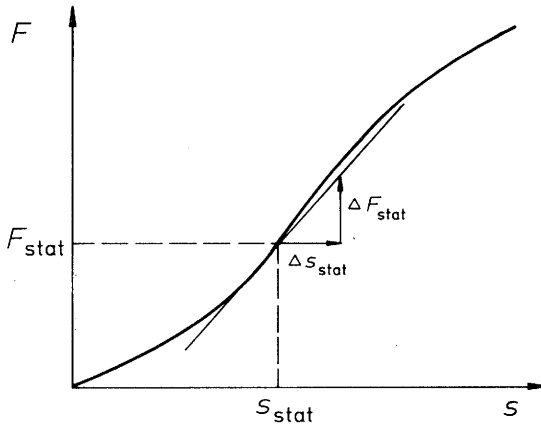


Bild 6: Idealisierter und tatsächlicher Verlauf der Federkennung eines Luftreifens

Andererseits läßt sich die Federkonstante, dann als c_{dyn} bezeichnet, auch am schwingenden Reifen bestimmen [3]. Aus der Schwingungsdauer T und der Masse m des Schwingers ergibt sich bei einer schwach gedämpften Schwingung mit dem Lehr'schen Dämpfungsmaß D und der Kreisfrequenz der ungedämpften Schwingung (siehe auch Kap. 3.32) die Kreisfrequenz der gedämpften Schwingung zu

$$\omega = \omega_0 \sqrt{1 - D^2} \quad (3)$$

und daraus die Federkonstante des schwingenden Reifens

$$c_{dyn} = \frac{4 \pi^2 \cdot m}{T^2 (1-D^2)} \quad (4)$$

Bei diesen Betrachtungen wird stets eine ebene Fahrbahn vorausgesetzt, denn beim Überrollen von Unebenheiten und insbesondere von Hindernissen mit kleinen Krümmungsradien tritt eine deutliche Verringerung der Federsteifigkeit ein, d.h. der Reifen wird weicher. Da dieser Effekt bereits mehrfach untersucht und beschrieben wurde [17,18,19], soll in dieser Arbeit nicht weiter darauf eingegangen werden.

3.32 Die Reifendämpfung

In Kap. 3.1 wurde bereits erwähnt, daß beim Ein- und Ausfedern des Reifens Hysterese, also eine Dämpfung, auftritt. Dies bedeutet, daß beim Reifen Feder- und Dämpfungsfunktion in einem Bauteil vereint sind. Zur Ermittlung der Reifendämpfung ist es daher notwendig, ein schwingungsfähiges Ersatzsystem mit Feder- und Dämpfungselementen zugrunde zu legen. Aus der Vielzahl der möglichen Ersatzmodelle wird in den meisten Fällen das Voigt-Kelvin-Modell gewählt. Es besteht lediglich aus einer Feder mit einem parallelgeschalteten Dämpfungselement, Bild 7. Dieses Modell wird bei vielen Untersuchungen auf diesem Gebiet angewendet und ist auch in DIN 53513 "Bestimmung der viskoelastischen Eigenschaften von Gummi" [20] vorgeschrieben. Auch in der Fahrzeugtechnik ist dies das meistbenutzte Ersatzmodell bei Reifenuntersuchungen, besonders wenn, wie im vorliegenden Fall, nur vertikale Bewegungen am ungefederten Rad betrachtet werden [3]. Dabei geht man aber immer von der Annahme aus, daß die Federkennlinie des Reifens linear und die Dämpfung geschwindigkeitsproportional wäre, wie dies bei einem gedämpften harmonischen Feder-Masse-Schwinger der Fall ist.

Benutzt man umfangreichere Ersatzmodelle, wird die experimentelle Ermittlung der Parameter des Systems sehr aufwendig, ohne das Ergebnis deutlich zu verbessern [21]. Aus diesem Grund wird auch bei diesen Untersuchungen mit dem Voigt-Kelvin-Modell gearbeitet.

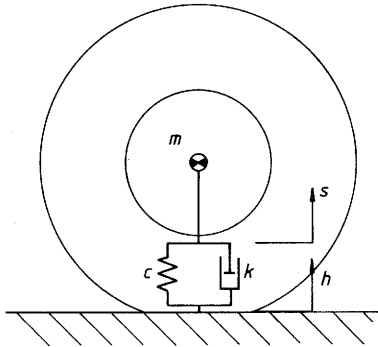


Bild 7: Ersatzmodell eines Reifens nach Voigt-Kelvin

Unter den bereits genannten Annahmen kann der Reifen gemäß Bild 7 als gedämpfter harmonischer Feder-Masse-Schwinger betrachtet werden. Er habe die Masse m , die in s -Richtung schwingt. Die Einfederung $s = 0$ entspricht der statischen Ruhelage, d.h. die statische Einfederung durch das Gewicht mg ist schon berücksichtigt. Mit h werden die Fahrbahnebenheiten bezeichnet.

Die Bewegungsgleichung lautet dann nach [22]

$$m\ddot{s} = -F_F - F_D \quad (5)$$

mit der Federkraft

$$F_F = c (s-h) \quad (6)$$

und der Dämpfungskraft

$$F_D = k (\dot{s}-\dot{h}) \quad (7)$$

Beide Kräfte sind proportional der Relativbewegung $s_{rel} = (s-h)$ bzw. der Relativgeschwindigkeit $\dot{s}_{rel} = (\dot{s}-\dot{h})$ mit den Proportionalitätsfaktoren Federkonstante c und Dämpfungskonstante k . Damit wird das System linear und durch Einsetzen von (6) und (7) in (5) in eine lineare Differentialgleichung übergeführt:

$$m\ddot{s} + k\dot{s} + cs = k\dot{h} + ch \quad (8)$$

Die auf der rechten Seite der Gleichung stehende, von der Zeit t abhängige Funktion h bzw. \dot{h} regt das System zu Schwingungen an und wird als "Erregerfunktion" bezeichnet.

Die Lösung der obigen Gleichung setzt sich aus zwei Teillösungen zusammen: aus der Lösung s_h der homogenen Gleichung, bei der die rechte Seite zu Null gesetzt wird, und aus dem Partikularintegral s_p der inhomogenen Gleichung, bei der die rechte Seite nicht Null ist. Die Gesamtlösung der linearen Differentialgleichung lautet dann

$$s = s_h + s_p. \quad (9)$$

Für die durchzuführenden Versuche ist nur die Lösung der homogenen Gleichung

$$m\ddot{s} + k\dot{s} + cs = 0 \quad (10)$$

interessant [12,19].

Durch Division mit m und nach Einführung der

$$\text{Abklingkonstanten} \quad \delta = \frac{k}{2m} \quad (11)$$

und der

$$\text{Einheitsfrequenz} \quad \omega = \sqrt{\frac{c}{m}} \quad (12)$$

ist

$$\ddot{s} + 2\delta\dot{s} + \omega^2 s = 0 \quad (13)$$

Für schwache Dämpfung $\delta^2 < \omega^2$ ergibt sich die Lösung

$$s(t) = A \cdot e^{-\delta t} \cdot \cos(\omega t - \varphi) \quad (14)$$

Bei linearem Zusammenhang $F \sim s$ gilt dann auch

$$F(t) = B \cdot e^{-\delta t} \cdot \cos(\omega t - \varphi) \quad (15)$$

(siehe dazu auch Kap. 4.11).

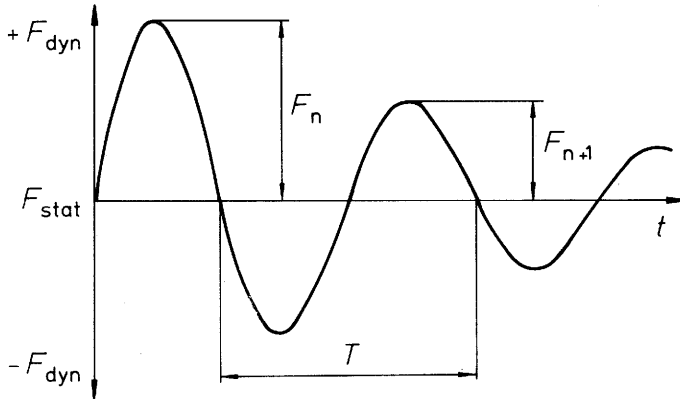


Bild 8: Gedämpfte harmonische Schwingung eines Schlepperrades

Der prinzipielle Kurvenverlauf ist in Bild 8 dargestellt. Für die gedämpfte harmonische Schwingung gilt dann, daß das Verhältnis zweier aufeinanderfolgender Maxima F_n und F_{n+1} konstant ist. Das heißt, daß mit zunehmender Ausschwingzeit die Amplituden um das Verhältnis

$$\frac{F_n}{F_{n+1}} = e^{\delta \cdot T} \quad (16)$$

abnehmen. Mit Hilfe dieses Amplitudenverhältnisses läßt sich mit der Gleichung

$$D = \frac{\ln\left(\frac{F_n}{F_{n+1}}\right)}{\sqrt{4\pi^2 + \left(\ln\left(\frac{F_n}{F_{n+1}}\right)\right)^2}} \quad (17)$$

das dimensionslose Dämpfungsmaß nach Lehr bestimmen [22].

zur Überprüfung inwieweit die zur Ableitung von Gl. (15) gemachten Annahmen (Voigt-Kelvin-Modell mit linearem Federverhalten) für die tatsächlichen Reifenschwingungen zutreffen, schlägt Magnus [23] die logarithmische Auftragung der Schwingungsamplituden über der Schwingungsdauer T vor. Entsprechend Gl. (16) muß die Auftragung eine Gerade mit fallender Steigung ergeben, Bild 9.

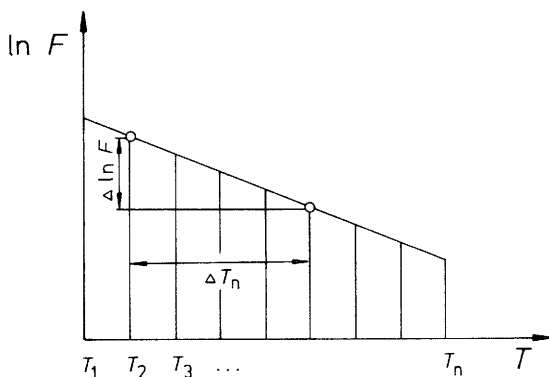


Bild 9: Überprüfung der Linearität der Amplitudenabnahme nach Magnus [23].

3.33 Die Radeigenerregung

Das Auftreten von Radeigenfrequenzen und deren Ursache wurden in Kap. 2.23 bereits angesprochen. Da diese Eigenfrequenzen bei entsprechenden Rollgeschwindigkeiten zu Resonanzschwingungen des Rades führen, werden im weiteren diese Geschwindigkeiten mit v_{res} bezeichnet. Sie lassen sich aus der Gleichung

$$v_{res} = r_{roll} \cdot 2\pi \cdot f_0 \quad (18)$$

berechnen [3].

Dazu wird der Halbmesser des rollenden Reifens r_{roll} durch Messung bestimmt. Die Eigenfrequenz

$$f_0 = \frac{\omega}{2\pi} \quad (19)$$

ergibt sich durch Einsetzen von Gl. (12) und (2) in (19) zu

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{s_{\text{roll}}}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{r-r_{\text{roll}}}} \quad (20)$$

Dies zeigt, daß die Radeigenerregung nur von der Einfederung s_{roll} bzw. dem Halbmesser des rollenden Reifens r_{roll} abhängig ist.

Besondere Messungen zur Überprüfung dieser Abhängigkeit werden nicht notwendig sein, da die entsprechenden Ergebnisse bei den Versuchen zur Ermittlung der Federsteifigkeit von rollenden Reifen mit anfallen.

3.4 Bisherige Untersuchungen zur Bestimmung von Reifeneigenschaften

Zur Ermittlung von Reifeneigenschaften wurden und werden verschiedenartige Untersuchungsmethoden angewandt. Neben der ältesten Testmethode, der Untersuchung des Reifens am Fahrzeug selbst, sind Reifenuntersuchungen auf stationären Prüfständen sowie mit speziellen Meßanhängern üblich. Versuche auf Prüfständen können statischer oder dynamischer Art sein. Obwohl häufig Rollenprüfstände verwendet werden, können Erkenntnisse über das Reifenverhalten erarbeitet werden, die dann die Grundlage für Fahrversuche unter realen Verhältnissen bilden [24, 25].

Bei PKW- und LKW-Reifen haben Untersuchungen statischer Art fast keine Bedeutung mehr; in diesem Bereich werden Versuche am rollenden Reifen - also dynamische Untersuchungen - bevorzugt.

Mit Ackerschlepperreifen wurden wegen ihrer großen Abmessungen bisher meist nur statische Versuche bzw. Versuche an nicht rollenden Reifen durchgeführt.

Um die Möglichkeiten und Grenzen der Untersuchungsmethoden zur Ermittlung statischer und dynamischer Eigenschaften von Acker-schlepperreifen zu erkennen, werden zunächst einige wichtige Untersuchungsmethoden dargestellt.

3.41 Untersuchungen an nicht rollenden Reifen

Untersuchungen an nicht rollenden Reifen können statischer oder dynamischer Art sein.

Bei den statischen Belastungsversuchen wird ein nicht rollender Reifen stufenweise be- und entlastet. Aus dem Verhältnis der Belastung zur Einfederung erhält man die Federkennlinien des Reifens in Abhängigkeit vom eingestellten Reifeninnendruck. Das Hauptproblem der statischen Versuche bilden die Kriech- und Relaxationseigenschaften des Reifens und die Kriechvorgänge zwischen Reifen und Aufstandsfläche. Der belastete Reifen erreicht erst nach relativ langer Zeit seine endgültige Einfederung. Da diese nicht sofort abgelesen werden kann, werden von den Versuchsanstellern entsprechende Zeitabstände festgelegt, über deren Länge aber keine Einigkeit besteht.

Essers und Marquard [26], die statische Versuche an einem leichten Lkw-Reifen durchgeführt hatten, berichten, daß die Belastung in Intervallen von 75 Sekunden geändert und die Einfederung 45 Sekunden nach Erreichen der neuen Einstellung abgelesen wurde.

Sharon [5] beobachtete bei der statischen Untersuchung von großvolumigen Ackerschlepperreifen, daß die Relaxation ca. 10 Minuten dauerte. Er führte seine Messungen jedoch nach 6 Minuten durch, da dann bereits über 90% der endgültigen Einfederung erreicht war.

Diese Beispiele zeigen deutlich, daß statische Versuche für die Ermittlung von praxisnahen Kennwerten für Luftreifen keine große Bedeutung haben können. Da aber aus den Versuchsaufbauten

Erkenntnisse für die Untersuchungen an rollenden Reifen gewonnen werden können, folgen einige Kurzbeschreibungen von Versuchsanlagen für Schlepperreifen.

Als einer der ersten ermittelte Wendeborn [18] Federkennwerte von Ackerschlepperreifen. Dazu wurden die Reifen über zwei Gewindestangen und eine Traverse auf eine darunter aufgestellte Waage gepreßt, Bild 10.

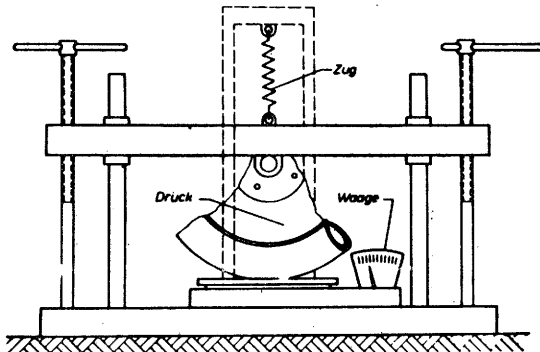


Bild 10: Statischer Reifenprüfstand zur Ermittlung der Federsteifigkeit von Ackerschlepperreifen [18]

In dem Prüfstand von Hlawitschka [17] wurde der Reifen an einer Schwinge befestigt und durch eine mechanische Spannvorrichtung gegen einen Träger gepreßt. Im Bereich der Aufstandsfläche konnten verschiedene Stützkörper montiert werden, um den Einfluß der Hindernisform auf die Federkonstante des Reifens zu ermitteln, Bild 11.

Eine dritte Möglichkeit der Belastung sind Gewichte, die den Reifen direkt oder über einen Hebelarm, Bild 12, belasten, oder über hydraulische Arbeitszylinder, wie sie Sharon [5] verwendet.

Dabei ist der Prüfstand von Sharon ähnlich dem Wendeborns aufgebaut, nur daß der Reifen in einem Stahlrahmen an seiner Nabe eingespannt und von unten durch eine Traverse mit Hilfe von zwei Hydraulikzylindern belastet wird.

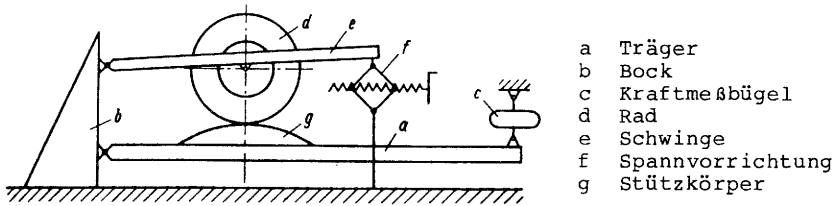


Bild 11: Statischer Reifenprüfstand zur Ermittlung des Einflusses von Fahrbahnunebenheiten auf die Federsteifigkeit von Ackerschlepperreifen [17]

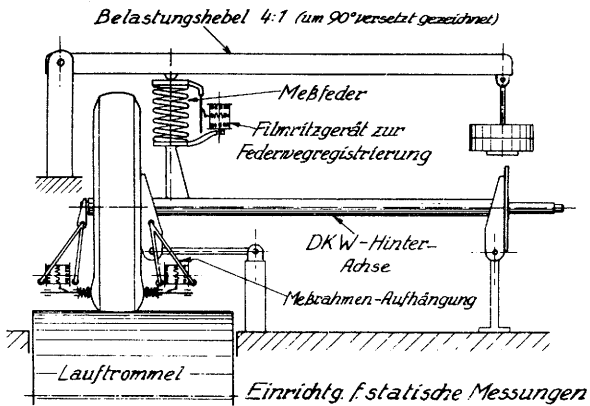


Bild 12: Statischer Reifenprüfstand zur Ermittlung der Federsteifigkeit von Pkw-Reifen [27]

Bei dynamischen Belastungsversuchen wird der stehende Reifen unter veränderlichen Bedingungen wie Reifeninnendruck und Belastung aus definierter Höhe fallengelassen [5]. Aus dem folgenden Ausschwingvorgang können aus dem Verhalten der Aufstandskraft bzw. der Einfederung Rückschlüsse auf das Dämpfungsverhalten gezogen werden (Kap. 3.32).

3.42 Untersuchungen an rollenden, angetriebenen und gebremsten Reifen

Untersuchungen an rollenden, angetriebenen und gebremsten Reifen stellen hohe Ansprüche technischer und finanzieller Art an Mechanik und Elektronik des Prüfstands [25, 28]; dazu einige Beispiele entsprechender Versuchseinrichtungen.

Bomhard [27] entwickelte als einer der ersten 1955 einen solchen Prüfstand, Bild 13. Es war ein Trommelprüfstand, bei dem das Rad von einem Exzenter über eine Pleuelstange an seiner Achse zu Schwingungen angeregt wurde. Das Rad war mit einer einfachen einseitigen Rohrschwinge aufgehängt.

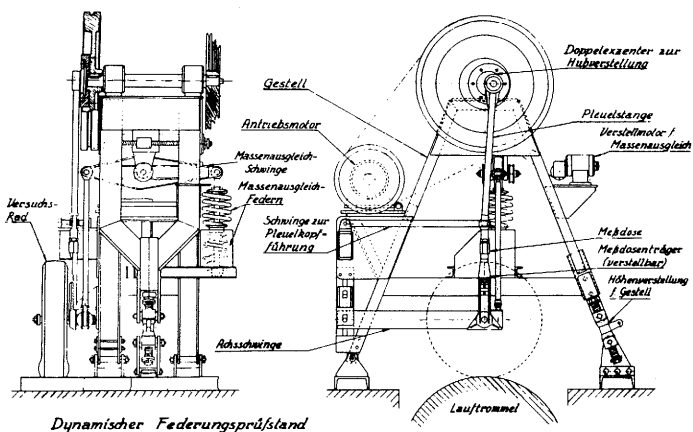


Bild 13: Prüfstand zur Ermittlung von dynamischen Reifenkennwerten [27]

Zur Bestimmung der Einfederung des Reifens wurde eine spezielle Meßanordnung entwickelt, die nicht die Einfederung direkt, sondern die zu ihr proportionale seitliche Ausquetschung maß. Ein beweglicher Stift ritzte die Querbewegung der Reifenseitenwand auf ein Filmritzgerät, das in einen Rahmen eingebaut an der Nabe angebracht wurde. Außerdem konnte die Einfederung über das Kurbelverhältnis bestimmt werden. Die Kraftmessung erfolgte über einen in die Pleuelstange eingesetzten Kraftaufnehmer.

Ein weiterer Prüfstand für Pkw-Reifen wurde von Loebich [29] im Jahre 1962 entwickelt. Er besaß eine große Rolle von 2 m Durchmesser, wodurch sich die Abweichung von der tatsächlichen Aufstandsfläche auf einer ebenen Fahrbahn auf ein geringes Maß reduzierte. Das Rad wurde in einer Schwinge geführt und belastet, Bild 14. Gemessen wurde die Verformung der mittleren Randfaser im Innern des Reifens. Dazu mußte ein spezieller Dehnmeßstreifen von innen appliziert und die Meßsignale über Schleifkontakte nach außen geführt werden.

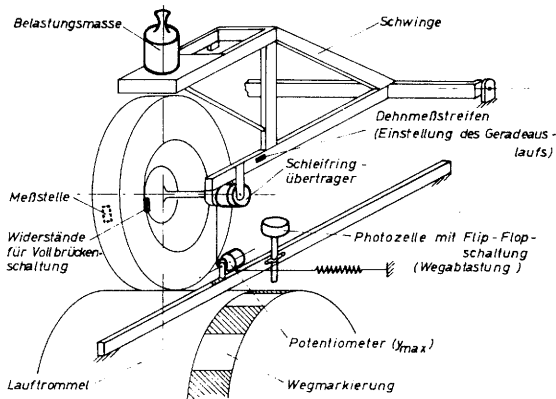


Bild 14: Trommelprüfstand [29]

Mit der Messung der Verformung konnte man Rückschlüsse auf die Krümmung des Reifens und somit auf die Auslenkung ziehen. Außerdem wurde die Entfernung der Radachse von der Trommel gemessen.

Einer der neuesten Prüfstände stammt von Hahn [4]. Der 1972 gebaute Trommelprüfstand dient zur Messung der dynamischen Radlasten von Pkw- und Lkw-Reifen. Der Reifen läuft auf einer kurzen Achse, die auf beiden Seiten geführt wird und nur vertikale Bewegungen frei ausführen kann.

Die Belastung erfolgt mit einem Hydraulikzylinder, der die Kraft über eine Schwinge auf beiden Seiten der Radachse auf-

bringt, Bild 15. Mit dem Hydraulikzylinder können nicht nur statische, sondern über eine spezielle Regelung auch dynamische Kräfte aufgebracht werden. Das Rad kann zusätzlich über eine Gelenkwelle mit Antriebs- oder Bremsmomenten belastet werden.

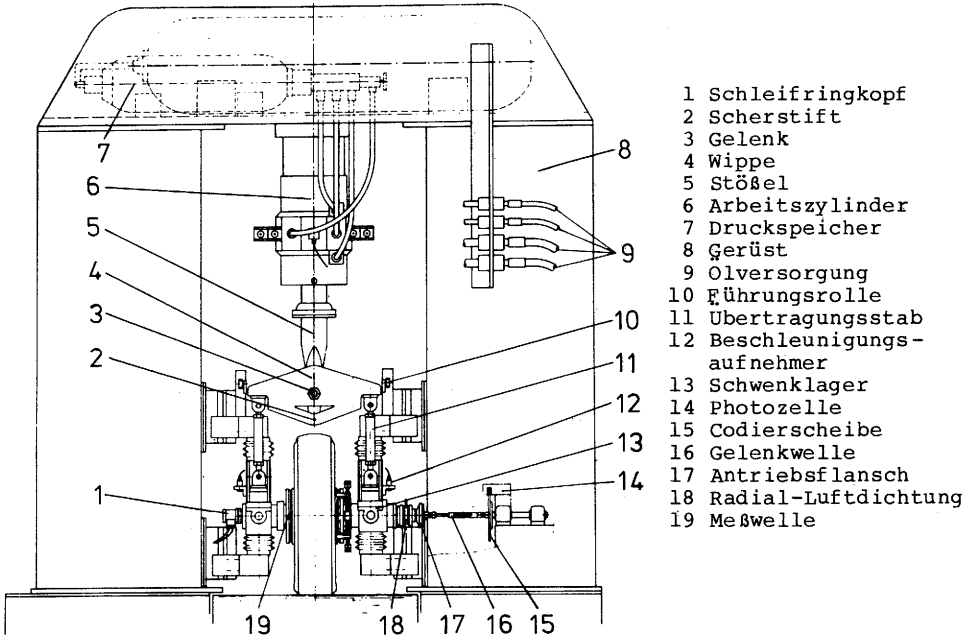


Bild 15: Prüfstand für dynamische Messungen am rollenden Reifen [4]

Im Rad ist eine Mehrkomponenten-Meßnabe angebracht, die die auf das Rad wirkenden Kräfte und Momente in ihre jeweils drei Komponenten aufteilt. Zur Messung der Einfederung wird ein induktiver Wegaufnehmer verwendet.

Ein Prüfstand für Pkw-Reifen mit ebener Aufstandsfläche, ein sogenannter Flachbahnprüfstand, wurde bereits in den 40er Jahren von Kamm [30] entwickelt. Dabei läuft ein Stahlband über zwei Trommeln und liegt im Bereich der Reifenaufstandsfläche auf einer Platte auf. Dieses Prinzip wurde über 20 Jahre später in den USA wieder aufgegriffen und verbessert [31].

Heute werden entsprechende Flachbahnprüfstände für Pkw-Reifen von der Firma Akron Standard [32,33] angeboten, Bild 16. Zur Verminderung der Reibung zwischen Platte und Stahlband ist in die Platte ein Wasserlager eingebaut. Der Reifen wird hydraulisch belastet und von oben auf das laufende Stahlband gedrückt.

Für Vergleichsuntersuchungen der Hochgeschwindigkeitstauglichkeit und der Rollwiderstände bei PKW-Reifen wurde an der Universität Karlsruhe ein kombinierter Flachbahn-Rollenprüfstand entwickelt [34]. Damit werden insbesondere Einflüsse der Krümmung der Aufstandsfläche auf die Lebensdauer bei hohen Fahrgeschwindigkeiten ermittelt. Daraus können wiederum Rückschlüsse auf die Qualität der üblichen Dauertests auf normalen Rollenprüfständen gezogen werden.

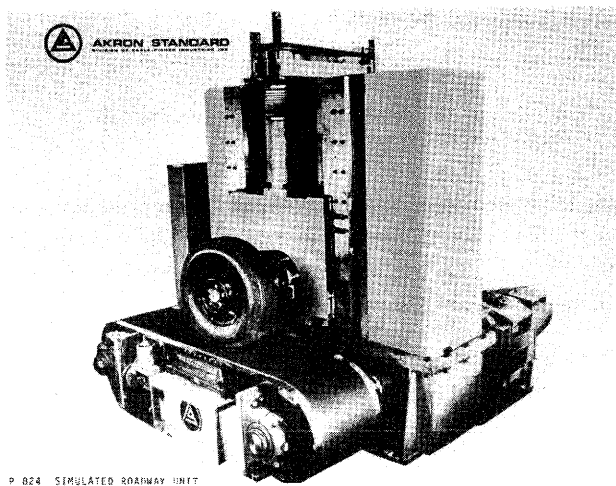


Bild 16: Flachbahnprüfstand (Akron Standard) [32,33]

4. VERSUCHSAUFBAU UND -DURCHFÜHRUNG

4.1 Auswahl des Prüfstands und Anforderungen

Um praxisingerechte Reifenkennwerte zu erhalten, müssen Versuche an rollenden Reifen durchgeführt werden. Durch unterschiedliche Versuchseinstellungen, wobei einzelne Parameter wie Rollgeschwindigkeit, Belastung und Reifeninnendruck verändert werden, werden verschiedene Fahrzustände simuliert und die zugehörigen Reifenkennwerte ermittelt. Um das Zusammenwirken von Reifen, Fahrbahn und einzelner Parameter möglichst praxisnah zu halten, sind an die Wahl des Prüfstandsprinzips und an die entsprechende Ausstattung bestimmte Anforderungen zu stellen.

4.1.1 Kriterien für die Wahl des Prüfstands

Wie in Kap. 3.42 gezeigt, gibt es verschiedene Möglichkeiten, Kennwerte für Fahrzeugreifen zu ermitteln, die auf ebenen Fahrbahnen abrollen.

Für andere Straßenfahrzeuge, deren Reifendurchmesser meist unter 1 m liegen, haben sich Trommelprüfstände mit Trommeldurchmessern bis 4 m zur Reifenprüfung weitgehend durchgesetzt. Dabei wird der systematische Fehler in Kauf genommen, der durch die Krümmung der Reifenaufstandsfläche entsteht. Durch diese Krümmung der Aufstandsfläche werden in Verbindung mit Reifeninnendruck und Radlast die Feder- und Dämpfungscharakteristik bei entsprechend großen Reifen stark beeinflusst [16,17,35]. Unter der Voraussetzung konstanten Reifeninnendrucks und konstanter Radlast kann bei einem auf einer Außentrommel untersuchten Reifen dieser Fehler über folgende Beziehung abgeschätzt werden [17,36].

$$\frac{s_T}{s_S} = 3\sqrt{1 + \frac{r}{R}} \quad \text{wobei } R \gg r \gg s_T \text{ bzw. } s_S \text{ ist.} \quad (21)$$

s_T = Einfederung des Reifens auf der Trommel
 s_S = Einfederung des Reifens auf der Straße
 R = Trommelradius
 r = Reifenradius (statisch)

In Bild 17 ist diese Abhängigkeit in einem Diagramm dargestellt. Es erlaubt bei gegebenem Reifenradius eine schnelle Abschätzung der benötigten Trommelabmessungen zur Erzielung eines geringen Meßfehlers. Das Diagramm zeigt, daß es nicht sinnvoll ist, den Trommeldurchmesser über den 6-fachen des Reifendurchmessers zu wählen, da der erhöhte Bauaufwand in keinem Verhältnis zum erzielten Erfolg steht [35]. Bei dem Wert $R/r = 6$ beträgt der Fehler etwa 5%. Da man bei der Untersuchung von Pkw- und Lkw-Reifen diesen Meßfehler bei der Auswertung berücksichtigt, könnte man das im Prinzip bei Acker-Schlepper-Reifen auch tun. Es würde dazu jedoch für die größten Reifen (stat. Halbmesser 820 mm) ein Trommeldurchmesser von ca. 10 m benötigt werden.

Abgesehen von dem entsprechenden Platzbedarf wären die Herstellungskosten für eine derartige Einrichtung sehr hoch. Aus diesen Gründen sowie wegen der Tatsache, daß eine vorhandene ältere Versuchseinrichtung mit relativ geringem Aufwand umgebaut werden konnte, fiel die Entscheidung für einen Flachbahnprüfstand mit ebener Reifenaufstandsfläche, wie er im Prinzip von Kamm [30] bereits um 1940 verwendet wurde; allerdings wurden jetzt deutlich höhere Anforderungen an Ausführung und Meßtechnik gestellt.

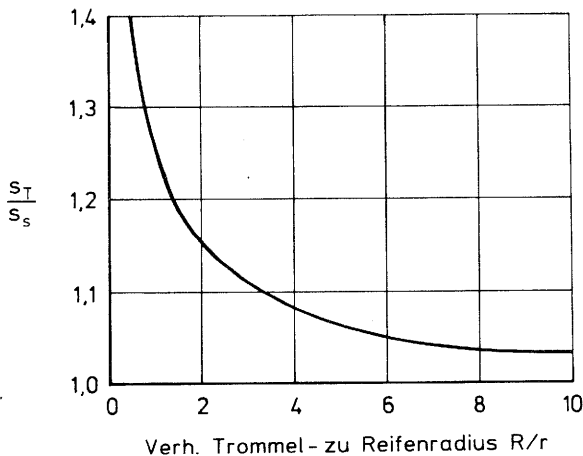


Bild 17: Einfederungsfehler durch Aufstandsflächenkrümmung

4.12 Anforderungen

Ausgehend von der Aufgabenstellung der Untersuchung der dynamischen Eigenschaften von Ackerschlepperreifen und der Entscheidung für einen Flachbahnprüfstand, ergeben sich folgende grundlegenden Anforderungen an die Gestaltung und Auslegung des Prüfstands:

- Im Bereich der Reifenaufstandsfläche ist das Rad so abzustützen, daß eine Durchbiegung des umlaufenden Stahlbandes verhindert, die Messung der Radlast aber trotzdem möglich ist.
- Zur Verminderung der Reibung zwischen Stahlband und dessen Abstützung im Bereich der Reifenaufstandsfläche und zur gleichzeitigen Senkung der benötigten Antriebsleistung sind geeignete Maßnahmen vorzusehen.
- Die Geschwindigkeit soll vom Stillstand bis mindestens 40 km/h möglichst stufenlos oder in kleinen Stufen regulierbar sein.
- Das zu untersuchende Rad muß frei schwingen können. Dabei ist die Befestigungsvorrichtung für das Rad so zu gestalten, daß Räder mit unterschiedlichsten Felgenmaßen einfach und schnell aus- und eingebaut werden können.
- Eine Belastung des Rades bis maximal 4 t in mehreren Stufen muß möglich sein. Die Belastung ist durch Totgewichte (Massen) so aufzubringen, daß ein freies Schwingen des Rades möglich ist (s.Kap. 3.32).

4.2 Aufbau und Funktion des Prüfstandes

4.21 Aufbau der Versuchseinrichtung

Bei diesem Prüfstand rollt der zu untersuchende Reifen auf einem eben abgestützten, endlos geschweißten Stahlband ab,

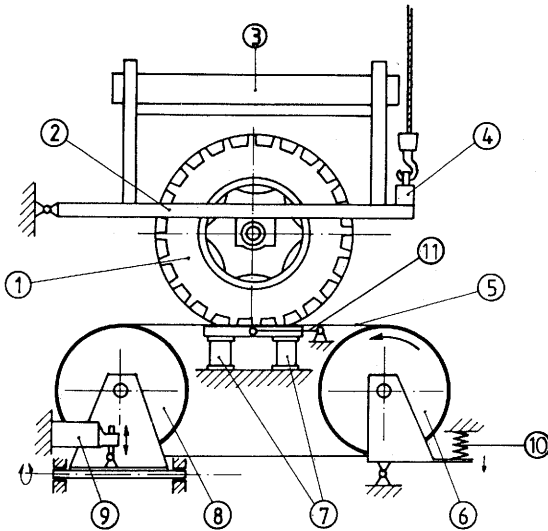
wie es in Bild 18 schematisch dargestellt ist [37,38,39]. Das Stahlband ist 600 mm breit, 7150 mm lang und hat eine Stärke von 1 mm. Es läuft über 2 Stahltrommeln mit 1000 mm Durchmesser, 645 mm Breite und ca. 2000 mm Achsabstand. Eine der Trommeln wird über ein Getriebe von einem Gleichstrommotor mit 22 kW angetrieben. Damit kann in Verbindung mit dem einstellbaren Getriebe die Bandgeschwindigkeit über die Anforderung hinaus von 0-60 km/h stufenlos eingestellt werden.

Die Messung der Radlast erfolgt im Bereich der Reifenaufstandsfläche unterhalb der Abstützung. Um Rückwirkungen durch die Verspannung des Bandes auf das Schwingungsverhalten des Reifens weitgehend auszuschalten, ist der Bandantrieb so ausgelegt, daß das ziehende Trum unten liegt.

Der zu prüfende Reifen wird auf einer Achse in einer Schwinde so über dem Prüfstand angebracht, daß bei waagrechter Schwinde Radachse und Plattenmitte in einer Ebene liegen. Im Rahmen über dem Reifen können zur Einstellung der Belastung Gewichte bis zu 4 t eingelegt werden. Die Gewichte bestehen aus mehreren ca. 1,5 m langen Stahlstangen mit quadratischem Querschnitt.

Um die bereits beschriebenen Ausschwingvorgänge des Rades einzuleiten, befindet sich am äußeren Ende der Schwinde eine Ausklinkvorrichtung. Über diese Ausklinkvorrichtung wird die Schwinde einseitig mittels eines Krans angehoben und kann dann damit ausreichend schnell vom Kranhaken abgekuppelt werden (s. Kap. 5.2). Bild 19 zeigt eine Gesamtansicht des Prüfstandes.

Zur Überprüfung, inwieweit die auf der Stahloberfläche gemessenen Kennwerte auf übliche Fahrbahnoberflächen von Straßen übertragbar sind, wurden Ausschwingversuche an nichtrollenden Reifen auf dem Stahlband mit solchen auf Betonoberfläche verglichen. Es konnten dabei keine meßbaren Unterschiede festgestellt werden.



- 1 Reifen
- 2 Schwinde
- 3 Belastungsgewichte
- 4 Ausklinkvorrichtung für Kranhaken
- 5 Endlos-Stahlband
- 6 Antriebstrommel mit Bandspannvorrichtung
- 7 Stützplatte auf 3 Kräfteaufnehmern
- 8 pendelnd gelagerte Trommel zur Bandzentrierung
- 9 Stellmotor zur Bandzentrierung
- 10 Feder zur Bandvorspannung
- 11 Einstellbare Lenker

Bild 18: Aufbau des Reifenprüfstandes

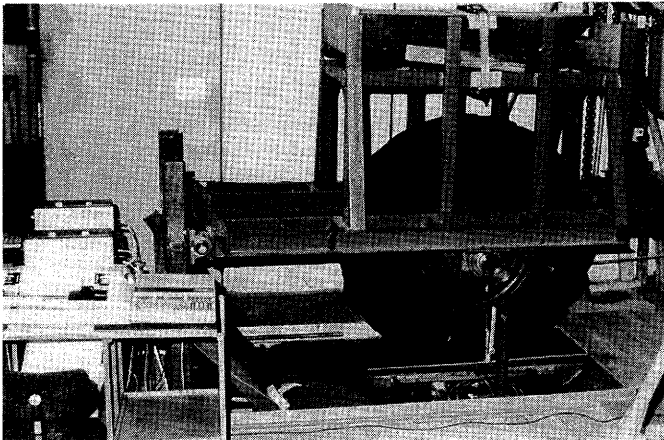


Bild 19: Gesamtansicht der Schwinde mit Reifen und Stahlband

4.22 Bandlaufregelung

Die beiden Stahltrommeln, auf denen das Stahlband läuft, sind in einem gemeinsamen Rahmen aufgehängt. Die eine Trommel dient, wie bereits erwähnt, dem Antrieb und ist so kippbar, daß damit die erforderliche Vorspannung des Bandes erzeugt werden kann. Die andere Trommel wird zur Regelung des Bandlaufs verwendet. Dazu ist diese Trommel so eingebaut, daß sie um eine Achse parallel zur Laufrichtung des Bandes schwenkbar ist. Durch eine geringe Querneigung der Trommel wird bei laufendem Prüfstand das Band aufgrund der Bandspannkraft seitlich verlagert. Über den Schwenkwinkel der Trommel kann so die Bandlage geregelt werden. Dies geschieht mit einem elektromotorisch angetriebenen Spindelhubelement, das die Querneigung der Trommel einstellt.

Die zur Bandlaufregelung erforderlichen Größen - die Bandlage und Querneigung der Trommel - werden durch zwei induktive Wegaufnehmer gemessen und der Regelelektronik zugeführt. Diese steuert dann je nach Regelabweichung die Drehrichtung des Spindelhubelements. Wird die Regelabweichung zu groß oder fällt die Regelelektronik aus, wird der Bandantrieb automatisch abgeschaltet.

4.23 Bandabstützung in der Reifenaufstandsfläche

Im Bereich der Reifenaufstandsfläche ist unterhalb des Bandes eine Abstützung notwendig, die die Radlasten auffängt. Schwierigkeiten bereiten die zu erwartenden Reibkräfte zwischen laufendem Band und ruhender Abstützung. Bei allen in Frage kommenden Werkstoffpaarungen, einer Reifenbelastung bis zu 4 Tonnen, einer Bandgeschwindigkeit über 10 m/s^2 und trockener Reibung ist wegen des auftretenden Verschleißes mit Wärmeentwicklung und Energieverlust zu rechnen. Zur Abfuhr von Reibungswärme sowie zur Schmierung wird deshalb eine Kühlschmier-Emulsion eingesetzt, wie sie bei spanenden Werkzeugmaschinen verwandt wird.

Da durch die Reifenstollen "wandernde" Druckspitzen in der Aufstandsfläche bzw. unter dem Stahlband entstehen und die Flüssigkeit dadurch in Bereiche geringeren Drucks ausweicht, müssen Maßnahmen vorgesehen werden, dieses weitgehend zu verhindern. Dazu ist die Stützplatte aus zwei 26 mm starken Stahlplatten zusammengesetzt. Die obere Platte hat im Bereich der möglichen Aufstandsfläche 620 Bohrungen mit 1,5 mm Durchmesser. Die Loch-Konfiguration ist dabei in Anlehnung an den TIRF-Prüfstand [23] angelegt, Bild 20.

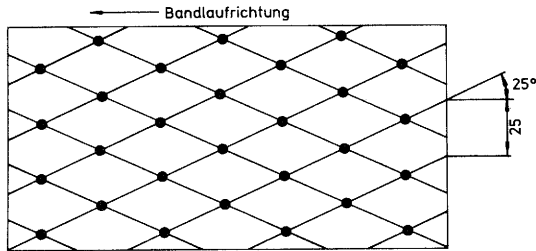


Bild 20: Loch-Konfiguration der Stützplatte

Um einen Druckausgleich zu verhindern, sind an der Unterseite der oberen Platte mehrere Kammern ausgefräst, die jeweils 50 bis 60 Bohrungen mit Flüssigkeit versorgen. Diese Kammern werden durch separate Leitungen über die untere Platte durch die Speisepumpe beaufschlagt. Je nach Reifengröße bzw. Aufstandsfläche können bestimmte Kammern ab- oder zugeschaltet werden. Zur Rückgewinnung der Kühl-Schmier-Emulsion sind am Ende der Stützplatte Abstreifer angebracht, die den am Stahlband haftenden Schmierfilm weitgehend abstreifen und über eine Auffangwanne wieder dem Vorratsbehälter zuführen.

Die Oberfläche der Stützplatte besteht aus einer 5 mm starken aufgeklebten PTFE-Schicht. Hierdurch werden gute Notlaufesigenschaften bei punktueller Berührung zwischen Band und Platte, insbesondere bei Betrieb mit hoher Radlast im unteren Geschwindigkeitsbereich gewährleistet. (Das Schmiersystem ist in Bild 18 nicht eingezeichnet).

4.24 Messung der Reifeneinfederung

Die Messung der Einfederung des Reifens erfolgt über einen induktiven Wegaufnehmer, der senkrecht unter der Radachse angebracht ist. Da die vertikalen Bewegungen der Schwinge gleichzeitig zu einer geringen horizontalen Verlagerung der Radachse führen, ist der Wegaufnehmer pendelnd aufgehängt. Dazu wird das Gehäuse des Wegaufnehmers in einer drehbaren Halterung am Grundrahmen befestigt und der bewegliche Spulenkern an einer Gelenköse an der Achslagerung aufgehängt. So kann der Aufnehmer den Schwingbewegungen folgen und gleichzeitig wird anfallender Staub, Abrieb u.ä. durch die ständigen Pendelbewegungen aus dem Gehäuse herausgefördert. Der durch die Drehbewegung entstehende Fehler ist aufgrund des äußerst geringen Drehwinkels im Verhältnis zum Schwingenarm vernachlässigbar klein. Eine Nachrechnung mit den entsprechenden Abmessungen ergibt einen Fehler von ca. 0,3%.

4.25 Messung der Radlast

Um äußere Einflüsse weitgehend auszuschalten, wird die Radlast direkt unter der Aufstandsfläche des Reifens gemessen. Dazu ist die Stützplatte auf drei Kraftaufnehmern gelagert. Diese sind zur gleichmäßigen Gewichtsverteilung in einem Dreiecksverband angeordnet, wodurch die Auflagerung statisch bestimmt ist.

Um zu vermeiden, daß die Kraftmessung durch Quer- (Reibungs-) kräfte beeinflusst wird, sind die Aufnehmer als Pendelstützen ausgeführt. Die Längs- und Querkräfte werden von waagrecht liegenden Lenkern aufgenommen. Diese bieten eine starre Lagerung in der waagrechten Ebene und reibungsfreie Führung in der senkrechten Achse im Bereich des Meßweges der Kraftaufnehmer. Eine Lagejustierung der Platte ist mit Gewindespindeln, die in die Lenker integriert sind, sowie durch die höhenverstellbaren Kraftaufnehmer möglich.

Die Durchbiegung der Platte unter der Reifenbelastung wird

unter anderem von der Lage der Kraftaufnehmer bestimmt. Der Abstand der Meßdosen in Längsrichtung des Bandes wurde nach [40] so gewählt, daß bei maximaler Latschlänge und maximaler Belastung die Durchbiegung in der Mitte und an den Enden gleich ist. Um die auf die einzelnen Aufnehmer wirkenden Kräfte aufzusummieren, wurden sie parallelgeschaltet, Bild 21. Die Anzahl der zusammenschaltbaren Brücken ist hierbei durch die zulässige Belastung der Speisespannung (U_E) und des Verstärkereingangs begrenzt. Die Höhe der Ausgangsspannung (U_A) ist unabhängig von der Anzahl der Aufnehmer, d.h. die Nennbelastung aller parallelgeschalteter Aufnehmer ergibt dasselbe Meßsignal wie ein einzelgeschalteter, mit seinem Nennwert belasteter Aufnehmer:

$$U_{Ages} = \frac{U_{A1} + U_{A2} + \dots + U_{An}}{n}$$

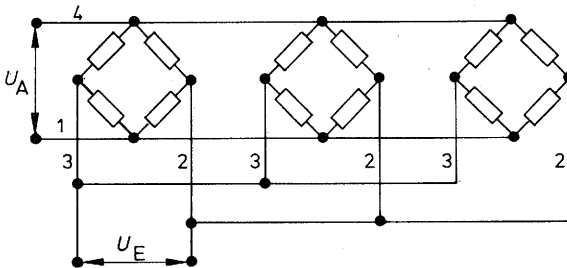


Bild 21: Parallelschaltung der Kraftaufnehmer

4.26 Gesamter Meßaufbau

Die gesamte Kette von Geräten zur Erfassung und Registrierung der benötigten Meßwerte ist in Bild 22 dargestellt. Daraus ist zu ersehen, daß wahlweise die Meßwerte der Kraft- bzw. Wegmessung über Trägerfrequenz-Meßverstärker und einen A/D-Wandler in einen Tischrechner eingelesen werden. Der Rechner speichert entsprechend der zu bestimmenden Größen bis zu 2000 Meßwerte pro Meßzyklus und berechnet daraus die gewünschten Daten. Diese können dann wahlweise ausgedruckt oder geplottet werden.

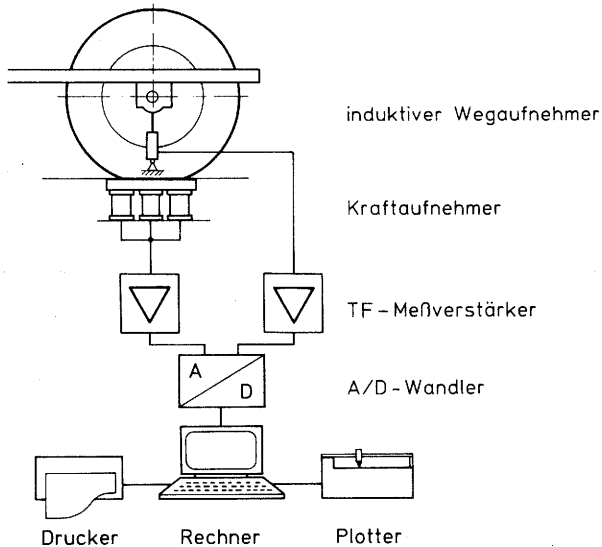


Bild 22: Blockschaltbild der meßtechnischen Ausstattung

4.3 Versuchsdurchführung

4.3.1 Vorversuche

Um zu erkennen, ob Fall-Ausschwingversuche oder Hindernisversuche besser reproduzierbar sind, wurden als Entscheidungshilfe Vorversuche durchgeführt. Dazu wurden bei den Versuchen mit Hindernissen zur Simulation von Überrollvorgängen drei verschiedene Hindernisformen ausgewählt, zwei Kantholzhindernisse und ein sinusförmiges Hindernis (Beschreibung in Bild 23).

Die Ergebnisse dieser Vorversuche mit verschiedenen Anregungsarten eines Reifens sind in Bild 23 in Abhängigkeit von der Rollgeschwindigkeit dargestellt.

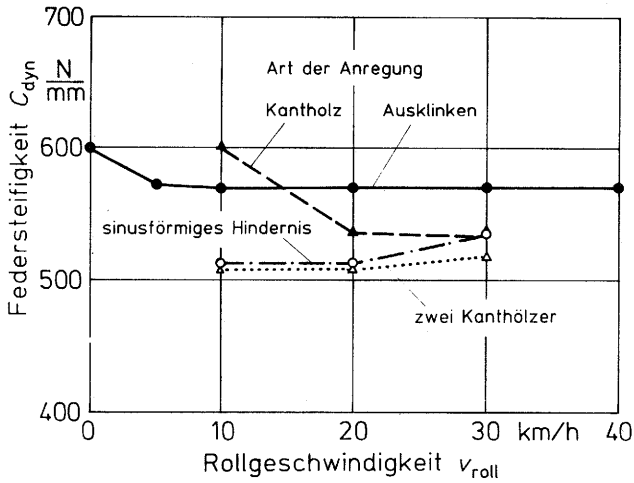


Bild 23 a: Federsteifigkeit des rollenden und schwingenden Reifens

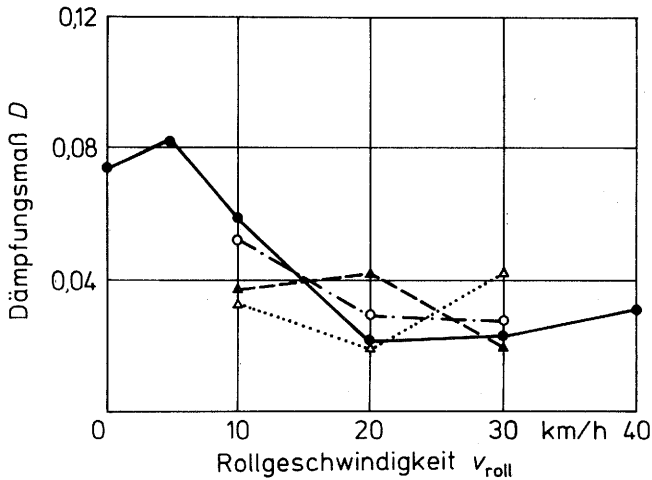


Bild 23 b: Dämpfungsmaß des Reifens bei verschiedenen Anregungsarten in Abhängigkeit von der Rollgeschwindigkeit (Hindernisformen: 1 Kantholz 50 x 50 mm; 2 Kanthölzer 50x50 mm in 1 m Abstand; sinusförmiges Hindernis 55 x 340 mm)

Bild 23a zeigt, daß hinsichtlich der dynamischen Federsteifigkeit des Reifens keine wesentliche Abhängigkeit von der Art der Schwingungsanregung zu erkennen ist.

Anders ist dies beim Dämpfungsmaß. Wie in Bild 23b zu sehen ist, zeigen die unterschiedlich ermittelten Dämpfungswerte des Reifens je nach Hindernisform teilweise gegenläufige Tendenzen. Aus diesem Grund, sowie wegen der schlechten Reproduzierbarkeit der Hindernisversuche und der Problematik der Befestigung der Hindernisse auf dem dünnen umlaufenden Stahlband, fiel die Entscheidung zugunsten der Anregung durch den Fall-Ausschwingversuch. Entscheidend hierfür war, abgesehen von der einfacheren Handhabung, auch die bessere Reproduzierbarkeit.

Im Rahmen dieser Vorversuche konnten auch gleichzeitig Erkenntnisse über das Temperaturverhalten von rollenden bzw. schwingenden Reifen gewonnen werden. Es zeigte sich, daß der Reifen je nach Belastung und Innendruck vor den ersten Versuchen mindestens 20 Minuten abrollen muß, um seine Betriebstemperatur zu erreichen. Diese Zeit ist notwendig, damit keine temperaturbedingte Beeinflussung der Meßwerte auftritt. Bei Raumtemperatur (16 - 18°C) können Reifenkennwerte gemessen werden, die 10 - 20% über den Werten liegen, die sich nach dem Warmfahren einstellen (siehe auch Kap. 5.35, S.85).

4.32 Versuchsablauf

Der Ablauf der Messungen ist in Bild 24 schematisch dargestellt. Nach Aufbringen der Belastung und Einstellung des Reifeninnendruckes wird der Reifen ca. 20 - 30 Min. warmgefahren. Je nach Belastung, Reifeninnendruck, Fahrgeschwindigkeit, Reifenbauart und Fabrikat werden maximale Temperaturen zwischen 35 und 45°C am Stollenfuß am Übergang zur Lauffläche bzw. am Übergang zur Reifenseitenwand gemessen. Höhere Temperaturen, die in der Praxis auftreten können, werden durch den kühlenden Einfluß des Stahlbandes und der Umgebungsluft nicht erreicht.

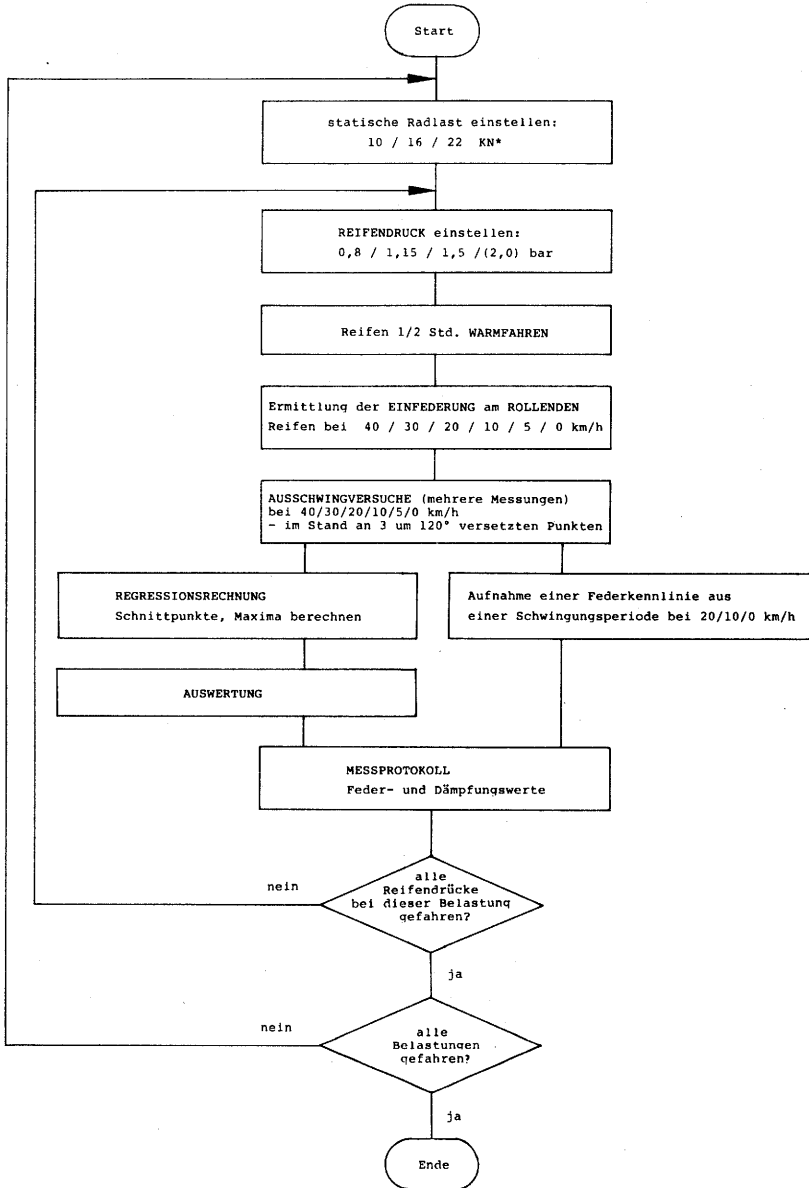


Bild 24: Ablaufplan zur Ermittlung der Feder- und Dämpfungswerte

* Die Belastungsstufen ergeben sich aufgrund vorhandener Gewichtssätze. Geringe Abweichungen durch die Eigengewichte der Reifen (3-5%) wirken sich wegen der hohen Gesamtbelastung nicht aus.

Während des Warmfahrens wird die statische Radlast gemessen und für die folgenden Messungen im Rechner gespeichert. Die statische Radlast ist die Bezugsgröße zur Berechnung der Feder- und Dämpfungswerte.

4.321 Bestimmung der Federsteifigkeit

Mit den Messungen wird bei der höchsten Geschwindigkeit begonnen. Dadurch werden die Temperaturdifferenzen zwischen den einzelnen Messungen gering gehalten. Gemessen wird mit dem induktiven Wegaufnehmer die Einfederung des Reifens bei den angegebenen Geschwindigkeiten.

Da der rollende Reifen aufgrund der Anregung durch die Stollen oder durch innere Ungleichförmigkeiten ständig Schwingungen ausführt, ist es notwendig, mit Mittelwerten zu arbeiten. Dazu wird der Einfederungsweg in Intervallen von 2,5 ms (= 400 Hz) abgetastet.

Nach Auslösung des Meßvorgangs speichert der Rechner 500 Werte ab, berechnet daraus den Mittelwert sowie die Federsteifigkeit

$$c_{\text{roll}} = \frac{F_{\text{stat}}}{s_{\text{roll}}}$$

und druckt die erhaltenen Werte aus.

Dieser Vorgang wird mindestens zweimal wiederholt, um den erhaltenen Meßwert zu bestätigen bzw. zu korrigieren. Im Stand ($v_F = 0$ km/h) wird der Reifen dabei nach jeder Messung um 120° gedreht, da eine Wiederholungsmessung an derselben Stelle nicht sinnvoll erscheint.

4.322 Bestimmung der Dämpfungswerte

Die Dämpfungswerte werden aus den abnehmenden Radlastamplituden beim Ausschwingvorgang gemäß Gl.(16) ermittelt, da die Einfederung beim stehenden und rollenden Reifen nicht konstant ist (s. Kap. 3.31). Die auftretende unterschiedliche Hysterese würde die Auswertung über den Federweg wesentlich erschweren.

Deshalb wird der rollende Reifen zunächst soweit entlastet, daß die Haftung zur Übertragung der Antriebskräfte gerade ausreicht (Restbelastung ca. 1000 N). Dann wird die Schwinge schlagartig vom Kranhaken freigegeben, wobei der Reifen mit gleichbleibender Geschwindigkeit weiterrollt und ausschwingt.

Gleichzeitig mit dem Abkuppeln der Schwinge wird der Meßvorgang ausgelöst. Dabei speichert der Rechner 2000 Meßwerte der gedämpften Reifenschwingung ab. Dies entspricht, je nach der Schwingungsdauer bei den eingestellten Parametern 3 bis 4 Schwingungsperioden. Die rechnerische Auswertung der so aufgenommenen Meßwerte erfolgt dann gemäß den in Kap. 3.32 erläuterten Grundlagen.

Auf diese Weise ermittelt der Rechner aus den abgespeicherten Werten die benötigten Daten wie Amplitudenverhältnis, Schwingungsdauer, Dämpfungskonstante, Lehr'sches Dämpfungsmaß und Eigenfrequenz. Auch hier sind, wie bei der Bestimmung der Federkonstanten, mindestens zwei Wiederholungsmessungen notwendig, da Ungleichförmigkeiten bzw. überlagerte Eigenschwingungen des Reifens sich verhältnismäßig stark auswirken. Dies äußert sich durch Streubereiche von teilweise über $\pm 10\%$ um einen Mittelwert. Diese Mittelwerte werden vom Rechner als arithmetisches Mittel aller für eine Versuchseinstellung gültigen Messungen gebildet und dann für die weiteren Auswertungen verwendet.

4.323 Bestimmung der Federkennlinie aus Ausschwingversuchen

Bereits während der ersten Vorversuche zeigte es sich, daß es zu Vergleichs- und Kontrollzwecken hilfreich ist, neben der Federkennlinie des rollenden Reifens auch die Federkennlinie des schwingenden Reifens zu erfassen. Mit der vorhandenen Meßeinrichtung ist es möglich, die Radlast sowie die zugehörige Einfederung auch während des Ausschwingens gleichzeitig zu messen. Dazu muß die Abtastrate halbiert werden, was sich aber auf die Meßgenauigkeit nicht wesentlich auswirkt. Auf diese Weise kann während des Ausschwingvorgangs eine Schwingungsperiode bzw. ein Einfederungsvorgang über den Rechner gleich als Kraft-Weg-Diagramm (Federkennlinie) wiedergegeben werden.

4.4 Auswertung der Versuche

Wie in Kap. 4.26 ausgeführt, erfolgt die Meßwernerfassung und -auswertung mit einem Tischrechner. Dabei müssen, wie in Bild 22 dargestellt, die Ausgangssignale des Meßverstärkers für Kraft und Weg zunächst in einem A/D-Wandler digitalisiert werden, damit sie in den Rechner eingegeben werden können.

Der Rechner übernimmt dabei über die RS-232C(V24)-Schnittstelle je nach gewähltem Programm 500 Meßwerte (Federkonstante) oder 2000 Meßwerte (Dämpfung) pro Meßzyklus und legt diese zunächst in einem Speicher ab.

Zur Ermittlung der jeweiligen Federkonstanten bildet der Rechner den Mittelwert aus den 500 Meßwerten. Dadurch können die durch Ungleichförmigkeiten des Reifenaußendurchmessers bzw. einzelne Stollen unter Umständen auftretende kleine Schwingungen eliminiert werden.

Die dabei erfaßte statische Radlast wird im Rechner abgespeichert. Sie dient für die folgenden Messungen der Dämpfungswerte

als Mittelwert (F_{stat}) des Ausschwingvorgangs. Dieser gestaltet sich hinsichtlich seiner Auswertung wesentlich aufwendiger. Sieht man sich dazu einen Original-Kurvenverlauf an (Bild 25), erkennt man den Einfluß der Reifenstollen. Dabei ist im belasteten Zustand die Wirkung deutlich stärker als im unbelasteten. Für die Auswertung dieser Kurven bedeutet dies einen erheblichen Mehraufwand, da Nulldurchgänge, d.h. Über- bzw. Unterschreiten der statischen Radlast, sowie die Spitzenwerte auf diese Weise nicht eindeutig erfaßbar sind.

Da aber gerade die Nulldurchgänge zur Ermittlung der Schwingungsdauer und die Spitzenwerte von $F(t)$ zur Berechnung der Amplitudenverhältnisse möglichst exakt benötigt werden, werden in diesen Bereichen Regressionsrechnungen durchgeführt (Programm s. Anhang):

- a) Schnittpunkte von $F(t)$ mit F_{stat} (Nulldurchgänge) zur Ermittlung der Schwingungsdauer:

Dazu sucht das Programm die Schnittpunkte mit positiver Steigung.

Bild 26 zeigt, daß zur Ermittlung der Schwingungsdauern $T_1, T_2, T_3, \dots, T_n$ vom ersten Schnittpunkt P_1 aus jeder übernächste Schnittpunkt benötigt wird. Dieser ist jeweils dadurch gekennzeichnet, daß die Kurve $F(t)$ hier eine positive Steigung hat. Damit ist ein Auswahlkriterium gefunden, um die Schnittpunkte $P_1, P_3, P_5 \dots P_{n+2}$ zu ermitteln. Hätte man einen idealen Kurvenverlauf für $F(t)$ wäre $T_1 = T_2 = T_3 = T_n$. Der reale Kurvenverlauf, gebildet aus den ermittelten Meßwerten, zeigt geringfügige Abweichungen der Schwingungsdauern T_1 bis T_n . Die Ursachen für die Abweichungen der Schwingungsdauer sind vielfältigen Ursprungs und konnten zum Teil nicht eindeutig geklärt werden. Daher wird für die weiteren Berechnungen die mittlere Schwingungsdauer verwendet:

$$T = \frac{T_1 + T_2 + T_3 + \dots + T_n}{n}$$

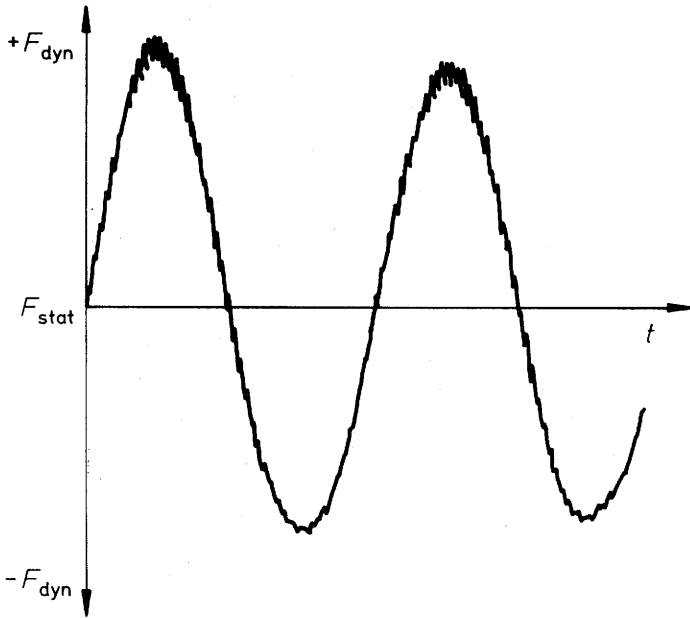


Bild 25: Original-Verlauf der Schwingung $F(t)$

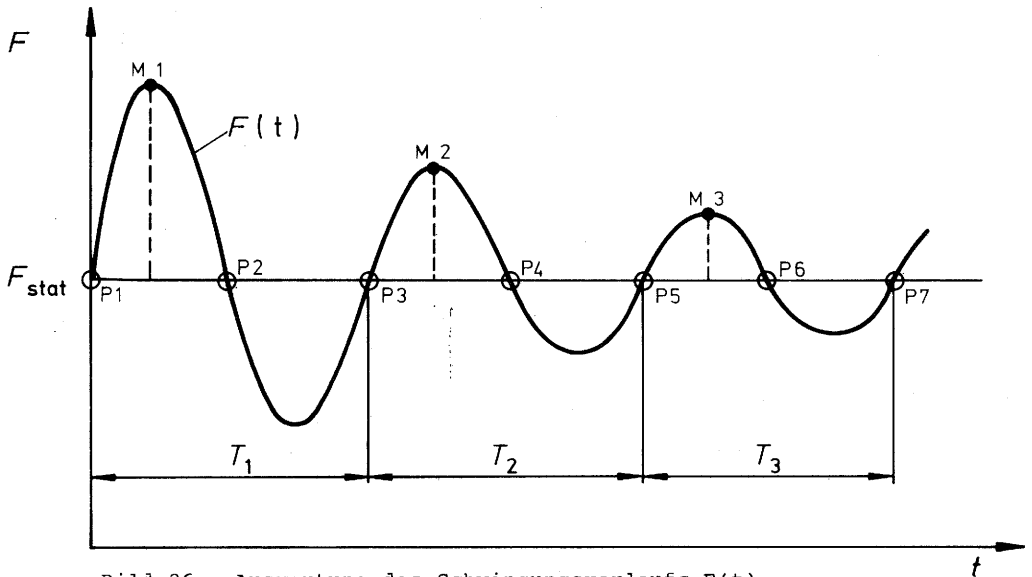


Bild 26: Auswertung des Schwingungsverlaufs $F(t)$

Der Einstiegswert für die Ermittlung des Schnittpunktes ist derjenige Wert $F(t)$, bei dem erstmals $F(t) > F_{\text{stat}}$ wird. Das Programm muß zuerst diesen Wert ermitteln. Dann wird für diesen angenommenen Schnittpunkt eine Regression mit einer Parabel 2. Ordnung berechnet. Die Regressionsrechnung wird mit 40 Meßwerten durchgeführt. Erster benutzter Meßwert ist der 20. Wert vor dem Einstiegswert.

Zu den benutzten 40 Meßwerten der Regressionsrechnung gehört ein bekanntes Zeitraster von 2,5 ms Abstand. Ziel der Überlegung ist es, die Zeit für den gefundenen Schnittpunkt der Regressionsparabel mit F_{stat} zu bestimmen. Dazu werden aus den gegebenen Zeitwerten die zugehörigen Amplitudenwerte der Regressionsparabel bestimmt. Dann wird diejenige Zeit t des Rasters gesucht, bei der der Abstand dieser Parabelwerte zu F_{stat} minimal ist. Damit ist die Zeit des Schnittpunktes näherungsweise bestimmt. Der hierbei maximal mögliche Fehler kann die halbe Rasterbreite, entsprechend 1,25 ms sein, was bei auftretenden Schwingungsdauern einem relativen Fehler von ca. 0,5% entspricht.

b) Ermittlung der Spitzenwerte von $F(t)$

Wie schon beim Ermitteln der Schnittpunkte, benötigt man auch zur Ermittlung der Maxima einen Einstiegswert. Daran anschließend folgt auch hier eine Regressionsrechnung mit der Ermittlung des Maximums der Näherungskurve.

Zur Ermittlung des Einstiegswertes werden Sekanten an die Kurve $F(t)$ gelegt (Bildungsgesetz für die Sekanten: Verbindung Meßpunkt n mit $(n+10)$ für $n = 1,2,3,\dots$).

Der Einstiegswert ist gefunden, wenn die Sekantensteigung erstmals negativ wird (im Maximum ist die Steigung Null). Von diesem Einstiegswert ausgehend, wird eine Regressionsrechnung mit 40 Meßwerten, beginnend mit dem 20. Wert vor dem Einstiegswert, durchgeführt.

Das Ergebnis ist eine Näherungsparabel, deren Scheitelwert das gesuchte Maximum der Kurve $F(t)$ darstellt.

Durch den bereits erwähnten, nicht ganz idealen Kurvenverlauf ist es auch hier notwendig, aus den berechneten Amplitudenverhältnissen den Mittelwert zu bilden, um damit die Dämpfung zu berechnen.

Dazu setzt der Rechner die mittlere Schwingungsdauer sowie den Mittelwert der Amplitudenverhältnisse in die bekannten Gleichungen (Kap. 3.32) ein, berechnet die gesuchten Größen und druckt diese in tabellarischer Form aus.

4.5 Untersuchte Reifen und Versuchsprogramm

Die untersuchten Reifen sind in Tabelle 1 unter Angabe der wichtigsten Daten zusammengefaßt aufgeführt. Es handelt sich ausschließlich um AS-Triebradreifen, davon 3 Diagonalreifen, 10 Radialreifen normaler Ausführung sowie einen Radialreifen mit einem Höhen- zu Breitenverhältnis von 70%.

Zur Ermittlung der Auswirkung unterschiedlicher Rollgeschwindigkeiten, Belastungen und der Reifeninnendrucke auf die Feder- und Dämpfungseigenschaften bei der gängigen Reifengröße 16.9 - 34 bzw. 16.9 R 34 wurden die zu untersuchenden Reifen so gewählt, daß bei der Auswertung außerdem noch

die Einflüsse der Reifenbauart bei gleicher Reifendimension
und

die Einflüsse der Reifenabmessungen bei Radialreifen
(soweit möglich von einem Hersteller)

berücksichtigt werden konnten.

Nr. des Reifens	Reifengröße	Hersteller	PR bzw. LI	angegebener Durchmesser [mm]	Breite (gemessen) [mm]	Reifen- vol. [l]	Felgen- größe
1	18.4 - 30	A	8	1550	467	-	DW 14 x 30
2	16.9 - 34	A	8	1585	429	335	DW 14 x 34
3	16.9 - 34	B	8	1558	430	-	DW 14 x 34
4	16.9 R 34	C	139	1575	429	389	DW 14Lx 34
5	16.9 R 34	D	8	1576	447	410	DW 14Lx 34
6	16.9 R 34	E	8	1573	430	352	DW 14Lx 34
7	16.9 R 34	A	8	1575	429	335	DW 14Lx 34
8	16.9 R 34	F	8	1575	463	400	DW 14Lx 34
9	18.4/70R 28	F	8	1355	455	-	W 15Lx 28
10	12.4 R 28	E	6	1240	315	166	W 10 x 28
11	16.9 R 28	C	136	1420	429	333	W 12 x 28
12	13.6 R 38	C	128	1550	345	254	DW 21 x 28
13	16.9 R 38	C	141	1657	429	404	W 14Lx 38
14	18.4 R 38	C	2	1750	467	507	W 16Lx 38

Tabelle 1: Aufstellung der untersuchten Reifen

5. VERSUCHSERGEBNISSE

5.1 Federsteifigkeit des rollenden Reifens

Mit den Ergebnissen der Einfederungsmessungen am rollenden Reifen werden zunächst die Federkennlinien von jedem Reifen erstellt, von denen 3 in Bild 27 dargestellt sind. Diese drei Reifen wurden ausgewählt, damit ein guter Vergleich von Radial- und Gürtelreifen gleicher Dimension möglich ist - Reifen 2 und Reifen 7 sind außerdem vom gleichen Hersteller. Reifen 3 wurde hier mit einbezogen, da er sich vom bauartgleichen Reifen 2 des Herstellers A bei einigen Vergleichen deutlich unterscheidet, wie auch später noch zu sehen ist. Dagegen kann Reifen 7 durchaus als repräsentativ für die Radialreifen angesehen werden.

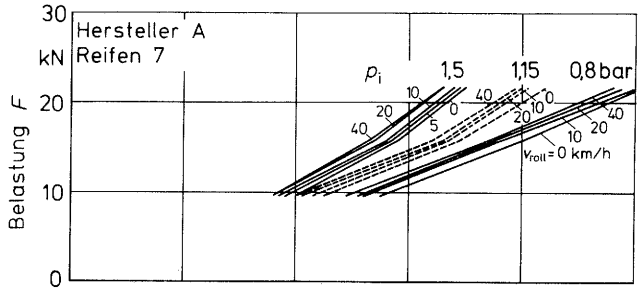
Aufgetragen ist in den Diagrammen in Bild 27 die Reifenbelastung über der Einfederung mit den Parametern Reifeneinnen- druck und Fahrgeschwindigkeit. Davon ausgehend können die Einflüsse der einzelnen Parameter aufgezeigt werden.

5.11 Einfluß der Rollgeschwindigkeit

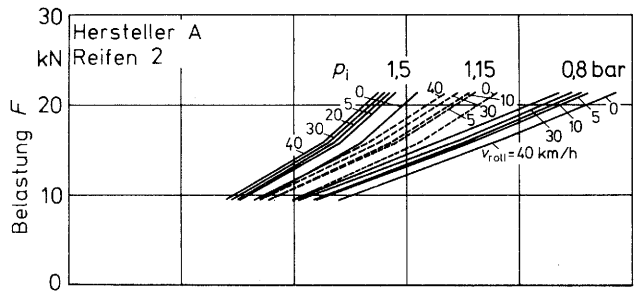
Mit zunehmender Geschwindigkeit wird die Einfederung bei gleicher Belastung geringer, der Reifenhaltmesswert r_{roll} nimmt also zu, und zwar besonders beim Übergang vom stehenden auf den rollenden Reifen, Bild 27 (siehe auch Bild 33). Dabei beträgt die Abnahme der Einfederung sowohl beim Anfahren von 0 auf 5 km/h, als auch bei der viel größeren Geschwindigkeitszunahme von 5 km/h auf 40 km/h jeweils durchschnittlich 7% bei Diagonalreifen. Bei Gürtelreifen ist dieser Wert mit ca. 3 - 5 % etwas geringer.

Eine mögliche Erklärung hierfür bieten neben dem Auftreten von Fliehkräften die für Elastomerwerkstoffe wie Gummi charakteristischen Kriecheffekte (s. Kap. 3.1).

a) Radialreifen



b) Diagonalreifen



c) Diagonalreifen

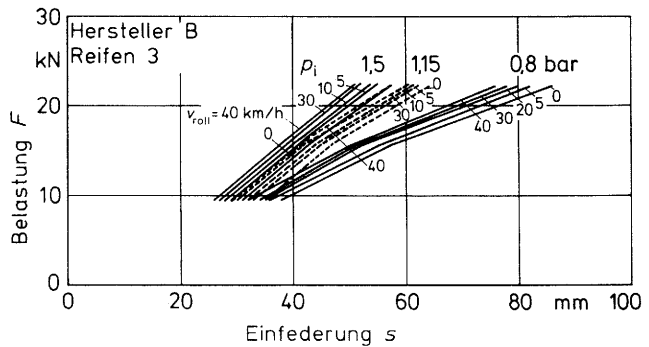


Bild 27: Federkennlinien von Diagonal- und Radialreifen bei verschiedenen Rollgeschwindigkeiten und Reifeninnendrücken

Fliehkräfte treten aufgrund der Rollbewegung am rollenden Reifen auf und wirken auf die einzelnen Volumenelemente des Reifens. Sie sind nach außen gerichtet, Bild 28, und haben folgende Auswirkungen auf den Reifen:

- Der Außendurchmesser des Reifens nimmt zu.
- Der Unterbau des Reifens wird steifer.
- Die Federsteifigkeit des Reifens steigt an.

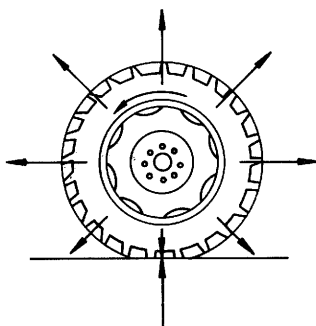


Bild 28: Fliehkräfte am rollenden Reifen

Dies führt dazu, daß die Fliehkräfte im Bereich der Reifenaufstandsfläche bereits einen Teil der Reaktionskräfte der Radlast bilden, und so die Innendruckerhöhung und die Verformung des Unterbaus aufgrund der Einfederung geringer sein können.

Durch die auftretenden Kriecheffekte folgt die Einfederung des Reifens nicht unmittelbar der aufgebrachtten Belastung sondern nähert sich asymptotisch einem Endwert, Bild 29.

Welche Auswirkungen dies für den rollenden Reifen hat, soll anhand eines Beispiels in Bild 30 erläutert werden. Es wird dabei die Einfederung an einem bestimmten Punkt des Reifenumfangs beim Durchlaufen der Aufstandsfläche betrachtet.

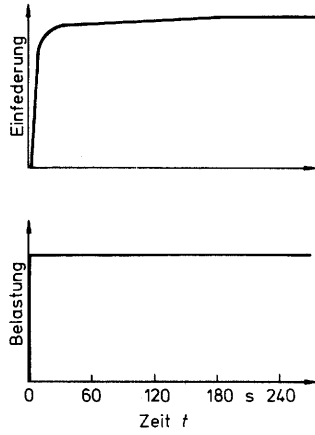


Bild 29: Kriechvorgang bei Belastung eines Reifens

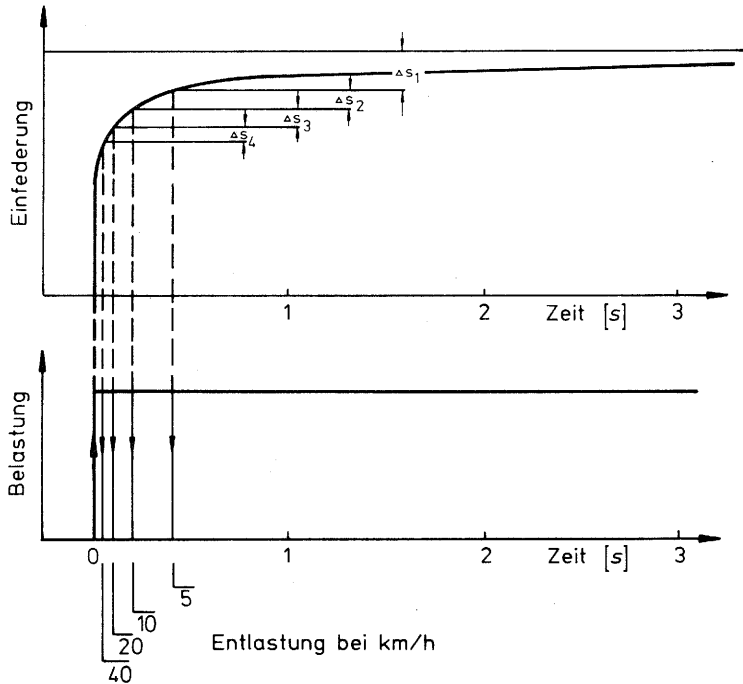


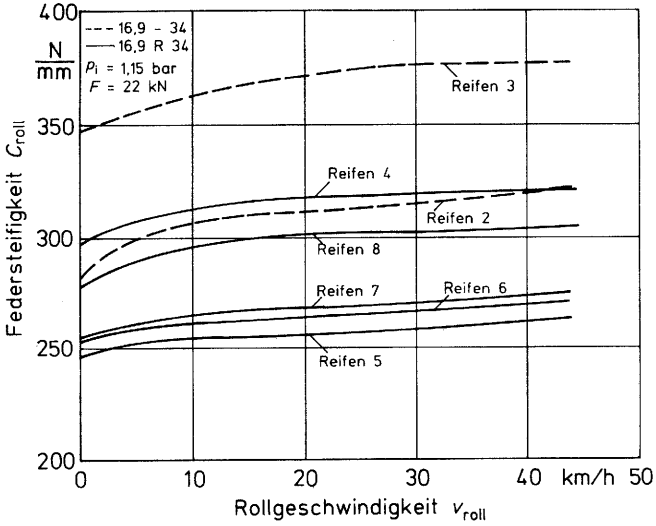
Bild 30: Einfederung bei verschiedenen Belastungszeiten

Zum Zeitpunkt 0 erreiche ein bestimmter Punkt die Aufstandsfläche. Zur Vereinfachung wird angenommen, daß ab diesem Zeitpunkt bereits die volle Reifenbelastung wirkt. Würde die Rotation des Reifens jetzt angehalten, so würde die Einfederung nach 200 s (vgl. Bild 29) annähernd den eingezeichneten Endwert erreichen.

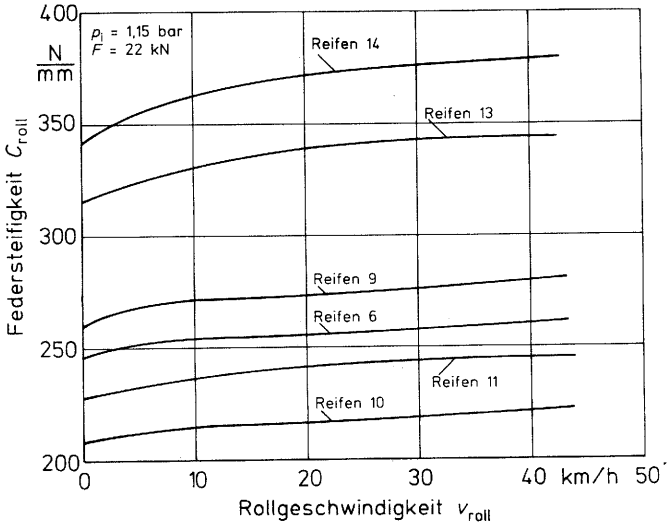
Rollt der Reifen beispielsweise mit 5 km/h, so verläßt der Punkt bereits nach knapp 0,4 s wieder die 0,5 m lange Aufstandsfläche, die Belastung wird wieder gleich Null, die Einfederung geht zurück.

Der rollende Reifen erreicht also bei z.B. 5 km/h eine um s_1 geringere Einfederung, was einer steileren Federkennlinie entspricht. Dieser Effekt wirkt sich beim Übergang auf den rollenden Reifen am stärksten aus (Δs_1). Er wird mit zunehmender Geschwindigkeit kleiner, da die Belastungszeiten immer kürzer werden ($\Delta s_2 < \Delta s_3 < \Delta s_4$).

Mit zunehmender Geschwindigkeit wirkt sich die Fliehkraft immer stärker aus, Bild 31. Zwischen 0 und 5 km/h erfolgt ein deutlicher Anstieg der statischen Federsteifigkeit c_{roll} , d.h. der Reifen wird bereits bei dieser geringen Geschwindigkeitsänderung spürbar härter. Der degressive Verlauf schwächt sich bis 10 km/h weiter ab und geht bei Geschwindigkeiten über 10 km/h in eine fast lineare Zunahme über, wobei die Verhärtung der Reifen aber nur noch wenig ansteigt. Dabei werden auch Unterschiede erkennbar, die sich durch den konstruktiven Aufbau der Reifen ergeben.



a)



b)

Bild 31: Einflüsse von Rollgeschwindigkeit, Bauart und Hersteller auf die Federsteifigkeit rollender Reifen

- a) Vergleich der Radial- und Diagonalreifen der Größe 16.9R34 bzw. 16.9-34
- b) Größenvergleich der untersuchten Radialreifen

5.12 Einfluß der Reifenbauart

Aufgrund der Fliehkräfte hat die konstruktive Gestaltung des Reifenunterbaus erheblichen Einfluß auf die Durchmesseränderung. Im Bild 32 sind zwei typische Kennlinien aufgetragen. Diagonalreifen zeigen unter gleichen Bedingungen eine steilere Kennlinie (geringere Einfederung), d.h. ihre Federsteifigkeit ist größer als die von Radialreifen. Erklären läßt sich dies insbesondere dadurch, daß sich bei Reifen in Diagonalbauart der Winkel zwischen den Cordfäden der Gewebeeinlagen leichter verändern kann, wenn bei zunehmender Rollgeschwindigkeit die Fliehkraft steilere Reifenflanken bzw. eine Durchmesseränderung bewirkt. Bei Radialreifen verhindert der in Umfangsrichtung nur wenig dehnbare Gürtel weitgehend einen Durchmesserzuwachs. Die Verhärtung ist dementsprechend geringer. Bild 33 zeigt die Abhängigkeit des Halbmessers bei Radial- und Diagonalreifen von der Rollgeschwindigkeit.

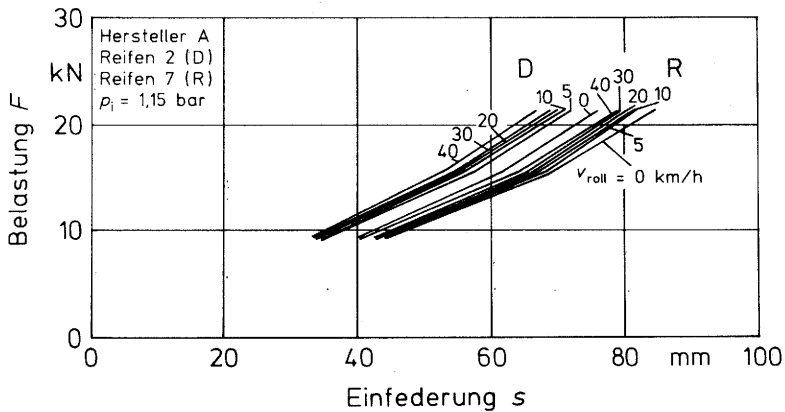
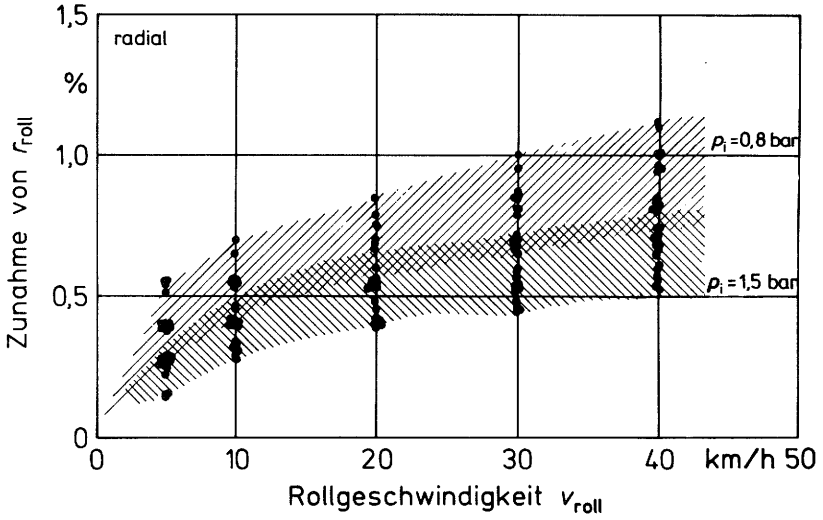
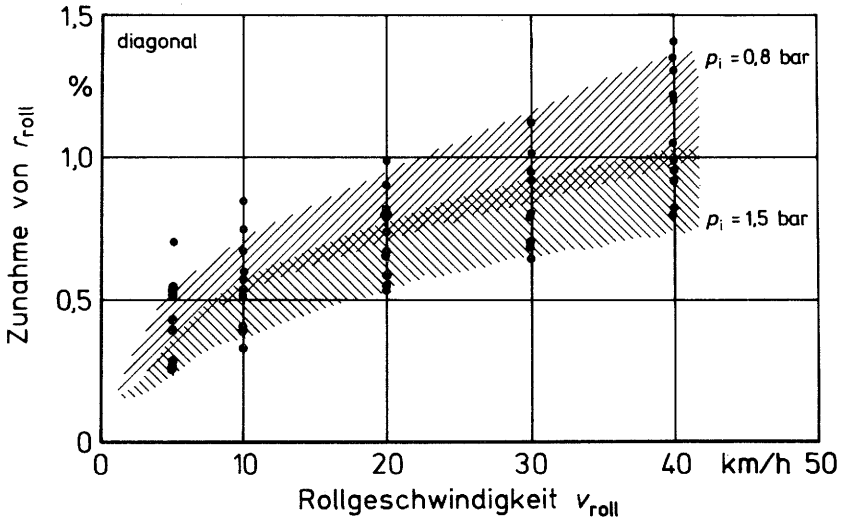


Bild 32: Vergleich der Federkennlinien von Radial- und Diagonalreifen



a) Radialreifen 16.9 R 34



b) Diagonalreifen 16.9 - 34

Bild 33: Zunahme des Reifenhalbmessers mit der Rollgeschwindigkeit

5.13 Einfluß des Reifeninnendrucks

Der Reifen verhärtet sich mit zunehmendem Innendruck. Dies ist darauf zurückzuführen, daß das eingeschlossene Luftvolumen als Feder anzusehen ist, die mit zunehmender Vorspannung immer steifer wird. Die Zunahme der Federsteifigkeit mit dem Reifeninnendruck verläuft annähernd linear, Bild 34.

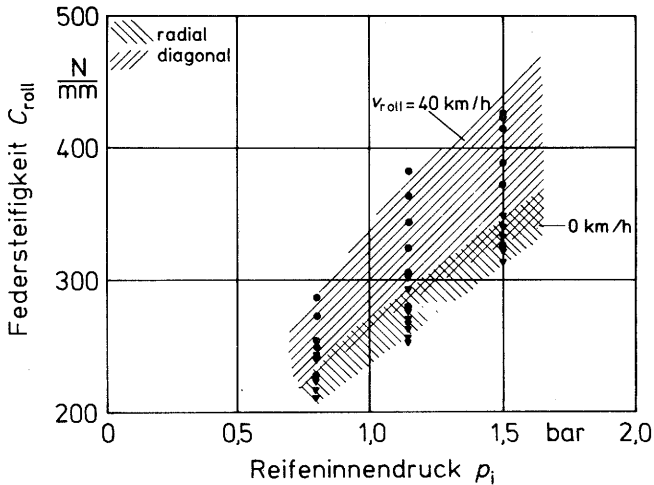


Bild 34: Abhängigkeit der Federsteifigkeit rollender Reifen vom Reifeninnendruck

Dabei verlaufen die Federkennlinien, Bild 27, im allgemeinen progressiv, und zwar umso stärker, je höher der Reifeninnendruck gewählt wird. Dies ist sicher weitgehend dadurch bestimmt, daß vor allem bei hohen Reifeninnendrücken die Radlast nur zum Teil vom Innendruck aufgefangen wird, zum großen Teil jedoch durch den Reifenunterbau, der durch den hohen Innendruck stark vorgespannt ist. Dies führt bei weiterer Belastung des Reifens nur zu einer sehr geringen Erhöhung des Reifeninnendrucks [3].

Einige Reifen zeigen jedoch degressive Tendenzen bei niedrigen Reifendrücken, Bild 27c. Eine Erklärung hierfür läßt aufgrund der Auswertung aller ermittelten Kennlinien folgenden Schluß zu:

Jeder Reifen hat bei hohen Reifeninnendrücker eine progressive Kennung, bei mittleren bis niedrigen Innendrücker etwa lineare Kennung und bei niedrigen bis sehr niedrigen (unzulässigen) Innendrücker degressive Kennung. Beeinflusst wird dies aber sicherlich auch durch weitere Parameter wie Reifenbauart, Gestaltung des Unterbaus, verwendete Gummimischungen u.ä. insoweit, daß der progressive Bereich sich bei einem Reifen über den ganzen Meßbereich erstreckt, bei einem anderen bereits zwischen 1,5 und 1,2 bar in eine degressive Kennlinie übergeht.

Da auch mehrfache Versuchswiederholung diesen widersprüchlichen Verlauf bestätigte, wurde zu den entsprechenden Einstellungen eine Schwingungsperiode aus einem Ausschwingvorgang aufgezeichnet, d.h. Vertikalkraft und Einfederung werden gleichzeitig erfaßt und als Federkennlinie des rollenden und ausschwingenden Reifens wiedergegeben (s. Kap. 5.22, S. 73).

5.14 Einfluß der Reifentemperatur

Bei der beim Abrollen des Reifens entstehenden Walkarbeit treten durch die damit verbundene innere Reibung im Gummi Verluste auf. Diese machen sich durch zunehmende Erwärmung des Reifens mit der Versuchsdauer bemerkbar (s. Kap. 4.3, S. 48). Ein Einfluß der Reifentemperatur auf die dynamische Federsteifigkeit des rollenden Reifens ist dabei nicht erkennbar. Dies kann sicherlich auf die bereits beschriebene Fliehkraftwirkung zurückzuführen sein, die eventuell mögliche geringe Veränderungen überdeckt und so nicht meßbar werden läßt.

5.15 Sonstige Einflüsse

Aufgrund des Spektrums der untersuchten Reifen ergab sich die Möglichkeit, auch Einflüsse der Reifenabmessungen wie

- Reifenbreite
- Reifendurchmesser bzw. stat. Halbmesser
- Reifenvolumen
- Stollenhöhe
- Stollenwinkel
- Stollenabstand bzw. Anzahl der Stollen pro Reifenseite

zu ermitteln. Im Gegensatz zu den vorher angesprochenen Parametern ist ein Einfluß dieser Parameter nur gering bzw. nicht erkennbar. Als Beispiel sollen deshalb hier nur drei Diagramme gezeigt werden. Darin sind die Auswirkung von statischen Reifenhalmessern, Reifenbreite und Reifenvolumen auf die statische Federsteifigkeit bei Radialreifen dargestellt, Bild 35, 36 und 37. Erkennbar ist dabei eine zunehmende Tendenz der Federsteifigkeit eigentlich nur bei den Reifen, die vom gleichen Hersteller stammen. Betrachtet man die Meßpunkte aller Radialreifen, so kann nur von einem Streubereich gesprochen werden. Dies ist sicher auf die unterschiedlichen Gummimischungen der einzelnen Fabrikate sowie auch auf konstruktive Unterschiede im Unterbau zurückzuführen.

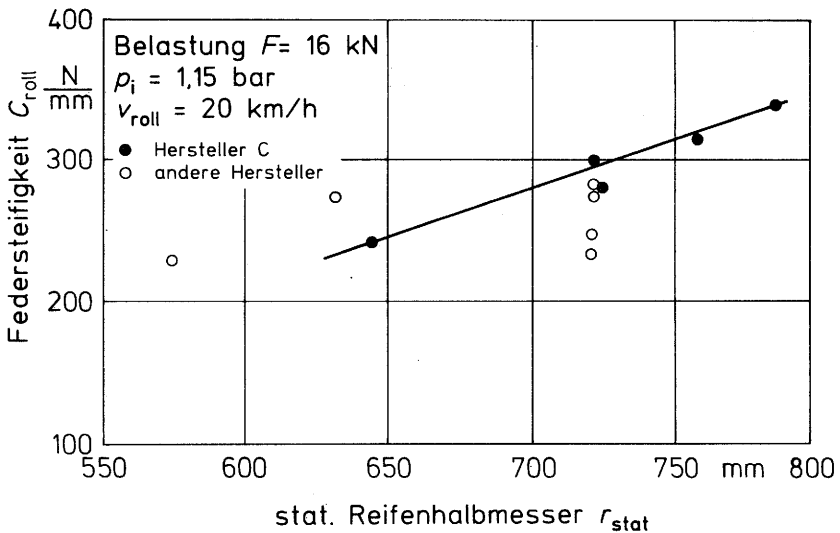


Bild 35: Einfluß des stat. Reifenhalmessers auf die Federsteifigkeit von rollenden Radialreifen

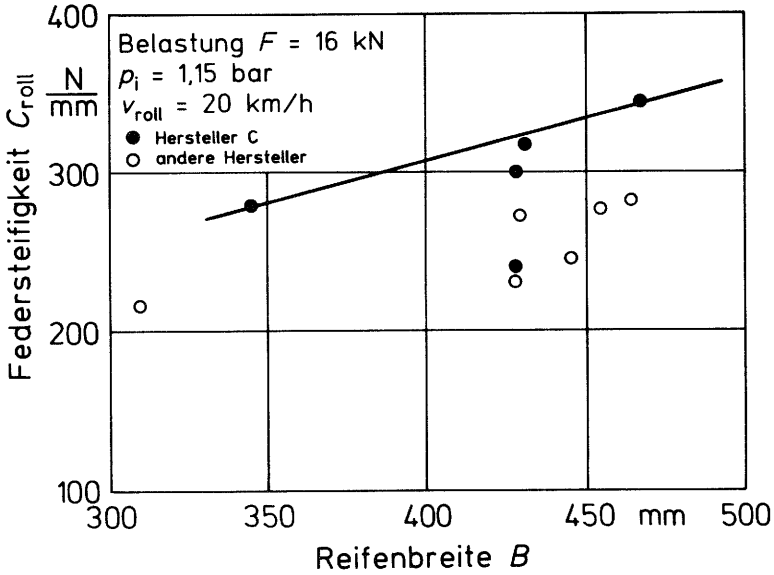


Bild 36: Einfluß der Reifenbreite auf die Federsteifigkeit von rollenden Radialreifen

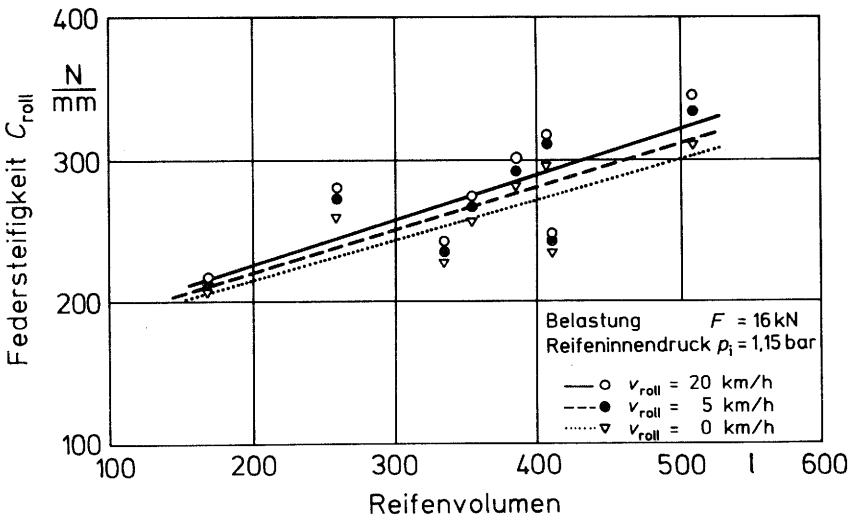


Bild 37: Einfluß des Reifenvolumens auf die Federsteifigkeit von rollenden Radialreifen

5.2 Federsteifigkeit des schwingenden Reifens

Zur Bestimmung der Federsteifigkeit c_{dyn} des schwingenden und rollenden Reifens bieten sich grundsätzlich zwei Möglichkeiten an. Die Federsteifigkeit kann zum einen aus der Schwingungsdauer beim Ausschwingvorgang, wie in Kap. 3.31 beschrieben, berechnet werden. Zum anderen kann sie aus dem Kraft-Einfederungs-Diagramm beim Ausschwingvorgang ermittelt werden.

5.2.1 Dynamische Federsteifigkeit aus der Schwingungsgleichung

Bei der Berechnung der Dämpfungswerte wird auch die Federkonstante des schwingenden und rollenden Reifens aus der Gleichung (4) unter Vernachlässigung des Terms $(1-D^2)$ zu

$$c_{dyn} = \frac{4 \pi^2 \cdot m}{T^2}$$

ermittelt.

Dabei ergibt sich, daß mit zunehmender Geschwindigkeit in unteren Geschwindigkeitsbereichen die Steifigkeit des Reifens abnimmt, Bild 38, 39 und 40. Dies steht im Gegensatz zu den Erkenntnissen aus den Rollversuchen. Für einen Reifen werden deshalb in Tabelle 2 die Ergebnisse gegenübergestellt. Daneben ist auch die Schwingungsdauer T aufgetragen, aus der sich die dynamische Federsteifigkeit c_{dyn} des schwingenden Reifens unmittelbar ergibt. Die Schwingungsdauer steigt mit zunehmender Geschwindigkeit, wodurch c_{dyn} entsprechend abnimmt. Diese Erscheinung wird bereits von anderen Autoren [4,12] vermerkt, jedoch wird nicht weiter darauf eingegangen. Interessant ist weiterhin die Tatsache, daß bei fast allen untersuchten Radialreifen bei mittleren und niedrigen Reifeninnendrücken (1,15 bzw. 0,8 bar) mit zunehmender Rollgeschwindigkeit wieder ein leichter Anstieg der Federsteifigkeit zu erkennen ist.

Zur Klärung dieses Sachverhaltes wurden deshalb auch Kraft-Einfederungs-Diagramme beim Ausschwingen der Reifen aufgenommen. Die daraus ermittelten Federsteifigkeiten sollen dann mit den aus den Ausschwingvorgängen berechneten und denen der rollenden Reifen verglichen werden.

V_{roll} [km/h]	C_{roll} [N/mm]	$C_{dyn.}$ [N/mm]	T [s]
0	258	265	0,456
5	267	251	0,468
10	270	247	0,475
20	273	241	0,476
30	276	243	0,476
40	280	245	0,478

Tabelle 2: Gegenüberstellung der Federkonstanten des rollenden und des schwingenden Reifens (Reifen 6, Belastung 16 kN, $p_i = 1,15$ bar)

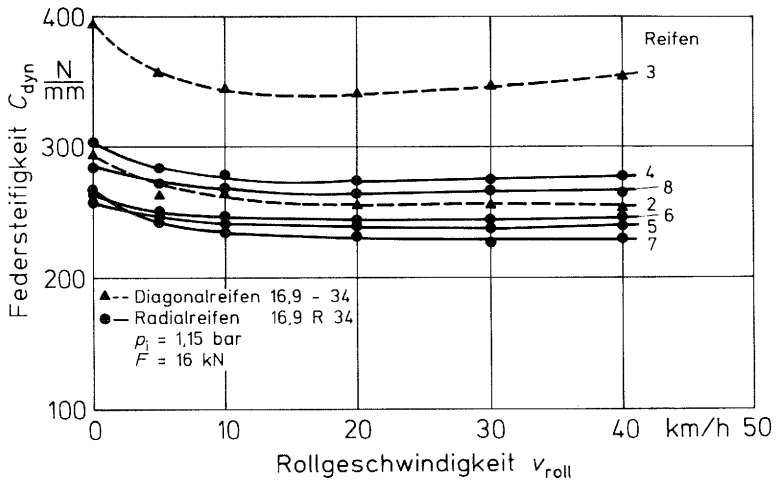


Bild 38: Federsteifigkeit rollender und schwingender Reifen, berechnet aus der Schwingungsgleichung (Vergleich Radial/Diagonal-Reifen)

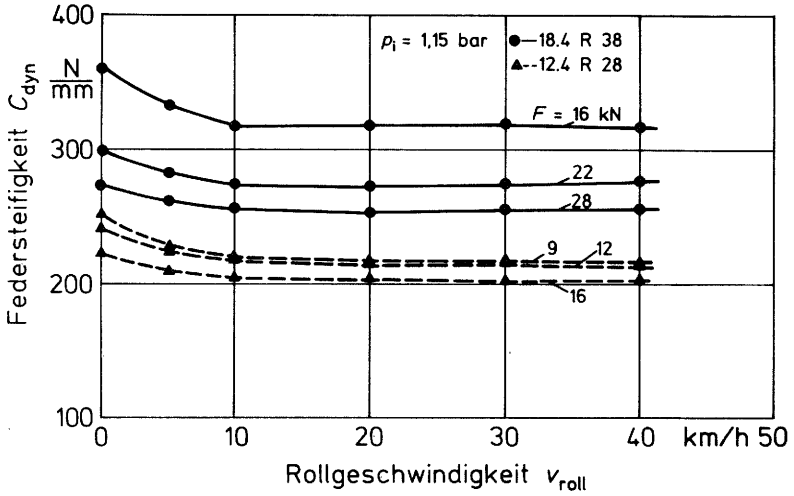


Bild 39: Einfluß von Rollgeschwindigkeit und Radlast auf die Federsteifigkeit rollender und schwingender Reifen (Vergleich größter/kleinster Versuchsreifen)

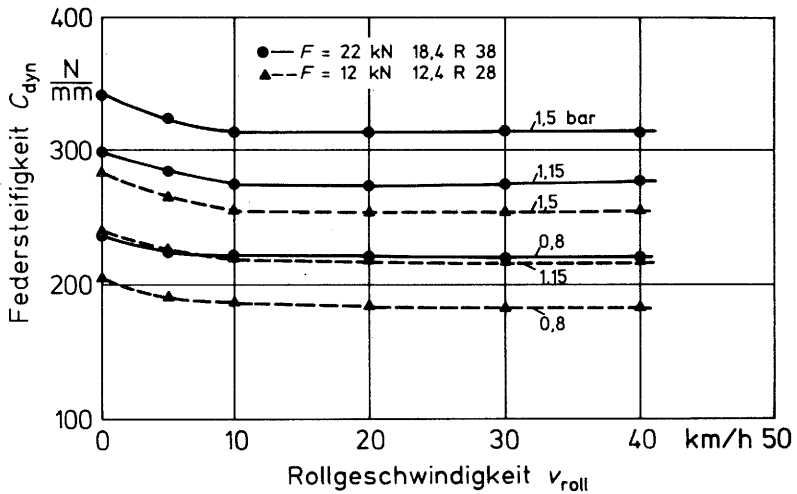


Bild 40: Einfluß von Rollgeschwindigkeit und Reifeninnendruck auf die Federsteifigkeit rollender und schwingender Reifen (Vergleich größter/kleinster Versuchsreifen)

5.22 Federsteifigkeit aus dem Kraft-Einfederungs-Diagramm

In den Bildern 41 und 42 ist jeweils für eine Ein- und Ausfederung bei 0 und 20 km/h die Belastung über der Einfederung des Reifens aufgetragen. Dabei ist in dieser Art der Versuchsdurchführung bzw. ihrer Darstellung zumeist keine deutliche Abhängigkeit der Federsteifigkeit von der Rollgeschwindigkeit zu erkennen. Tendenziell ähnelt der Verlauf der Kurven aber den Kennlinien der Federsteifigkeiten rollender Reifen (siehe Kap. 5.23, S. 75). Beim Vergleich der Diagramme wird auch deutlich, daß Diagonalreifen unter gleichen Bedingungen eine wesentlich größere Hysterese aufweisen als Radialreifen. Dies läßt den Schluß zu, daß die Dämpfungskonstante von Diagonalreifen auch größer ist. Auch ist zu erkennen, daß bei höherem Reifeninnen- druck die Federsteifigkeit größer ist.

Bemerkenswert ist vor allem, daß die Hysterese mit zunehmender Geschwindigkeit abnimmt und bei Geschwindigkeiten über 20 km/h nicht mehr erkennbar ist. Deshalb wurden die Kurven nur für 0 und 20 km/h aufgezeichnet, und zwar nur bei der jeweils höchsten Belastung, mit der die einzelnen Reifen untersucht wurden. Die Kurven niedrigerer Belastung haben, abgesehen vom Spitzenwert, den gleichen Verlauf und brauchen daher, wenn nicht besondere Gründe dafür sprechen, nicht aufgenommen werden.

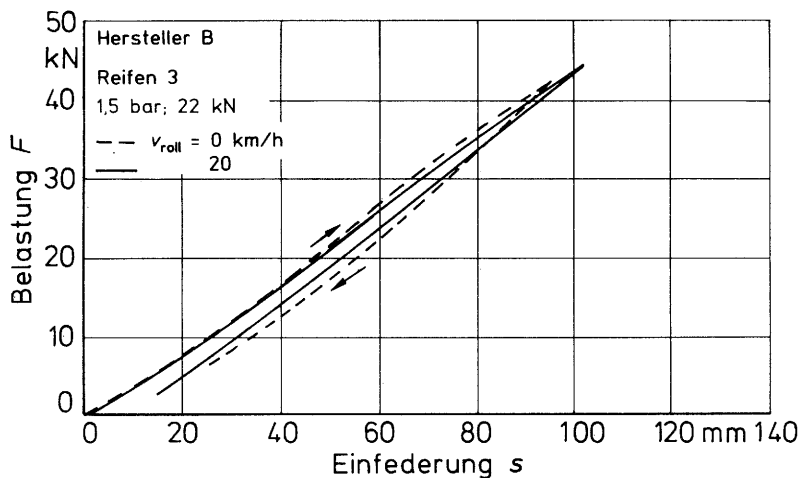


Bild 41: Be- und Entlastungsverlauf innerhalb eines Ausschwingvorgangs an einem Diagonalreifen

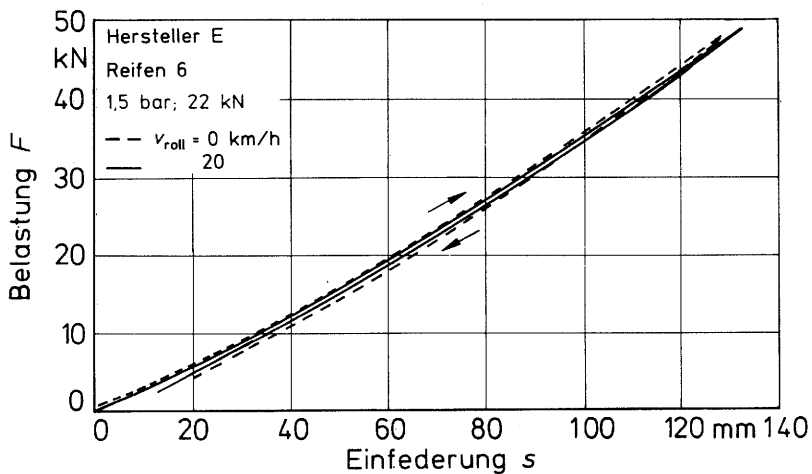


Bild 42: Be- und Entlastungsverlauf innerhalb eines Ausschwingvorgangs an einem Radialreifen

5.23 Vergleich unterschiedlich ermittelter Federsteifigkeiten

Da die Federkennlinien aus dem Kraft-Einfederungs-Diagramm und die der nur rollenden Reifen einen ähnlichen Verlauf haben, sollen diese zuerst miteinander verglichen werden. Die entsprechenden Federkennlinien für einen Reifen sind dazu in Bild 43 nebeneinander aufgetragen. Zur besseren Erkennbarkeit wird als Parameter der Reifeninnendruck p_i bei der Rollgeschwindigkeit $v_{roll} = 20 \text{ km/h}$ gewählt. Dabei ist, wie bereits vermutet, eine relativ gute Übereinstimmung festzustellen, so daß sich hieraus keine Erklärung zu dem gegensätzlichen Verlauf der dynamischen Federsteifigkeit c_{dyn} ableiten läßt.

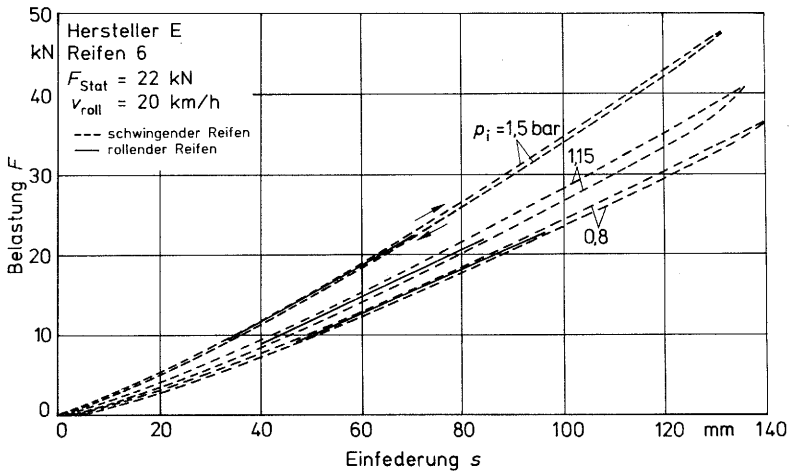


Bild 43: Vergleich der Federkennlinien eines rollenden mit der eines rollenden und schwingenden Reifens

Werden dagegen die Federsteifigkeiten des rollenden und die des rollenden und schwingenden Reifens gegenübergestellt, Bild 44, ist zu erkennen, daß beim schwingenden Reifen ein weiterer Effekt auftritt, der die Zunahme der Schwingungsdauer T und damit abnehmende Federsteifigkeiten hervorruft.

Die Zunahme der Schwingungsdauer mit zunehmender Rollgeschwindigkeit läßt sich aber nur dadurch erklären, daß der Anteil des Reifenumfangs, der in den Ein- bzw. Ausfederungsvorgang einbezogen wird, mit steigender Geschwindigkeit immer größer wird. Das heißt, es muß beim Ein- und Ausfedern des Reifens zunehmend mehr bzw. neues, in die Reifenaufstandsfläche einlaufendes Material verformt werden, wodurch die Schwingungsdauer zunimmt. Die Zunahme von T wird mit steigender Rollgeschwindigkeit durch die bereits beschriebene Fliehkraftwirkung stark eingeschränkt. Bei Rollgeschwindigkeiten über 30 km/h wird der Einfluß der Fliehkraft so groß, daß bei den meisten der untersuchten Reifen wieder ein Anstieg der Federsteifigkeit c_{dyn} zu verzeichnen ist.

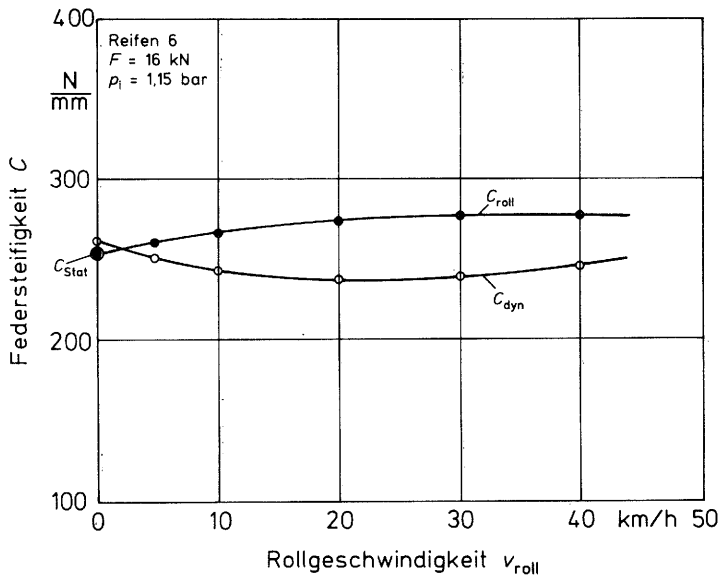


Bild 44: Verlauf der Federsteifigkeiten von rollenden (c_{roll}) und rollenden und schwingenden Reifen (c_{dyn})

Es stellt sich somit hier die Frage, welche Art der Bestimmung der Federsteifigkeit von Ackerschlepperreifen für die praktische Anwendung die richtige ist.

Da im Rahmen dieser Arbeit die Einflüsse der unterschiedlichen Schwingungsanregungen auf c_{dyn} nicht geklärt werden konnten und andererseits der wissenschaftliche Nachweis zur Reifenverformung bzw. Energieübertragung beim Ein- und Ausfedern des rollenden und schwingenden Reifens noch nicht erbracht werden konnte, muß mit zwei Werten gearbeitet werden. Das heißt, bei entsprechenden Berechnungen müssen je nach Vorgang unterschiedliche Federsteifigkeiten eingesetzt werden,

- c_{roll} für rollende Reifen auf ebenen festen Fahrbahnen
- c_{dyn} für rollende und schwingende Reifen auf ebenen festen Fahrbahnen.

Die Schwierigkeit liegt hierbei in der relativ aufwendigen Ermittlung von c_{dyn} , die nur durch entsprechende Versuche bestimmt werden kann. Eine Ableitung aus c_{roll} scheitert daran, daß neben Belastung und Reifeninnendruck vor allem die Reifengröße einen erheblichen Einfluß auf die Differenz zwischen c_{dyn} und c_{roll} hat.

5.3 Dämpfungseigenschaften schwingender Reifen

Die Dämpfungswerte werden, wie in Kap. 4.4 bereits erläutert, aus Ausschwingversuchen ermittelt. Aus den Meßprotokollen wird für jeden Reifen der Verlauf des Lehr'schen Dämpfungsmaßes D über der Rollgeschwindigkeit v_{roll} aufgetragen. Die Parameter sind dabei die Reifenlast F und der Reifeninnendruck p_i . Da sich alle untersuchten Reifen grundsätzlich ähnlich verhalten, wird in den Bildern 45 bis 48 der Dämpfungsverlauf von je 2 Diagonal- und Radialreifen der gängigen Größe 16.9 - 34 bzw. 16.9R 34 bei einer mittleren Belastung von 16 kN beispielhaft dargestellt.

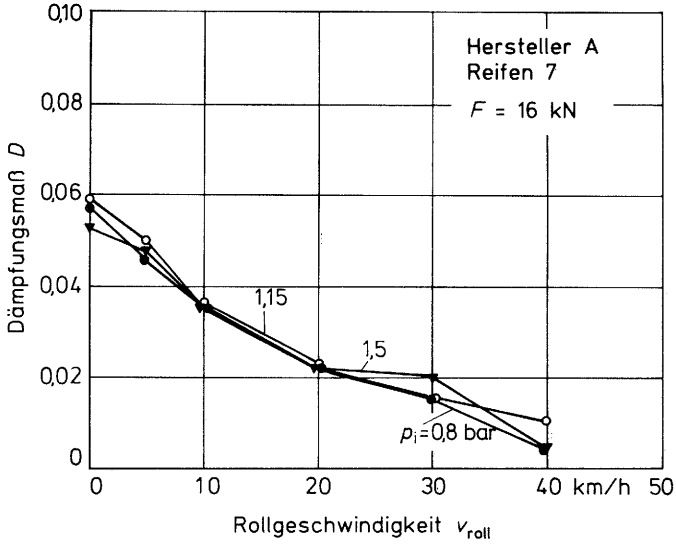


Bild 45: Dämpfungsmass in Abhängigkeit von Rollgeschwindigkeit und Reifeninnendruck bei einem Radialreifen

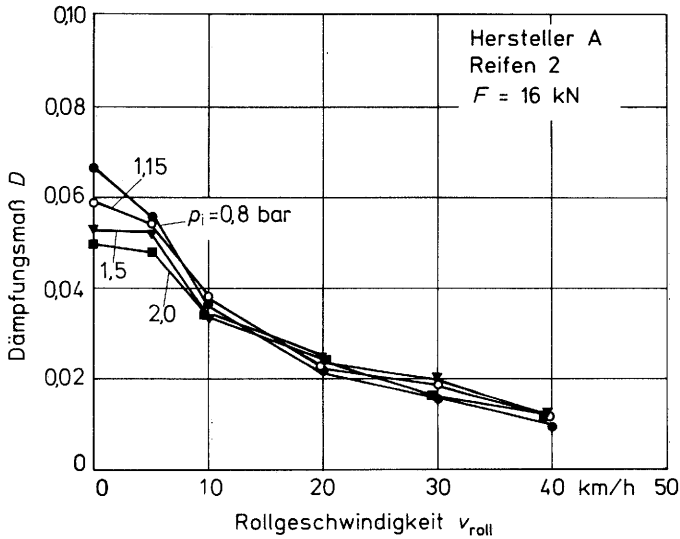


Bild 46: Dämpfungsmass in Abhängigkeit von Rollgeschwindigkeit und Reifeninnendruck bei einem Diagonalreifen

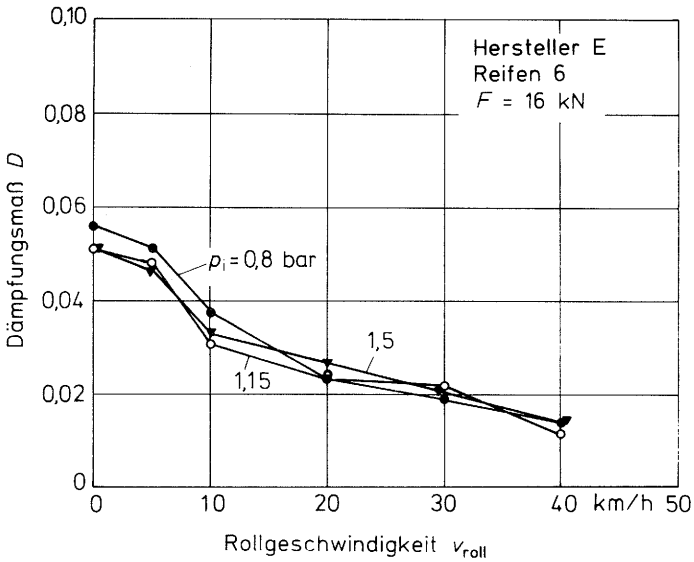


Bild 47: Dämpfungsmaß in Abhängigkeit von Rollgeschwindigkeit und Reifeninnendruck bei einem Radialreifen

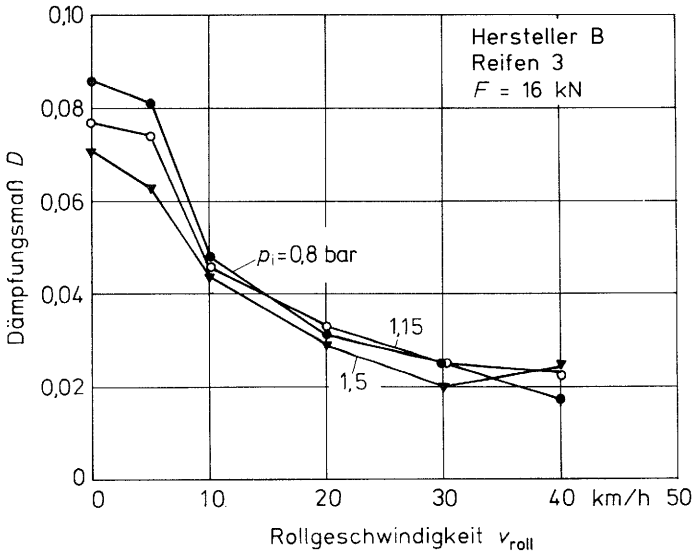


Bild 48: Dämpfungsmaß in Abhängigkeit von Rollgeschwindigkeit und Reifeninnendruck bei einem Diagonalreifen

Diese Diagramme zeigen bereits deutlich die Einflüsse von Rollgeschwindigkeit, Reifeninnendruck und Reifenbauart auf die Dämpfung.

5.31 Einfluß der Rollgeschwindigkeit

Wie die Bilder 45 - 48 zeigen, nimmt mit wachsender Geschwindigkeit die Dämpfung der Reifen erheblich ab. Dabei können im Prinzip drei Bereiche definiert werden:

- Bis 5 km/h geringe Abnahme des Dämpfungsvermögens.
Bei einigen Reifen können die Werte bei kleiner Belastung bis 5 km/h sogar geringfügig ansteigen.
- Zwischen 5 und 10 km/h (20 km/h) erfolgt eine relativ rasche Abnahme der Dämpfung.
- Ab 10 bzw. 20 km/h nehmen die Dämpfungswerte nur noch langsam ab, d.h. die Kurve wird deutlich flacher.

Aufgrund der Zunahme des Rollwiderstandes von Reifen auf fester Fahrbahn mit der Geschwindigkeit wurde eigentlich auch eine Zunahme der Dämpfungswerte mit der Rollgeschwindigkeit erwartet. Die gemessene Abnahme der Dämpfungswerte wird auf die zunehmende Verhärtung der Reifen bei zunehmender Rollgeschwindigkeit zurückgeführt.

5.32 Einfluß des Reifeninnendrucks

Insbesondere bei Geschwindigkeiten <20 km/h ist bei den meisten Reifen eine Abnahme der Dämpfung bei erhöhtem Reifeninnendruck erkennbar, Bild 49. Dies ist darauf zurückzuführen, daß der Reifen bei höheren Innendrücken weniger einfedert, also weniger stark wackelt, wodurch die Dämpfung geringer wird. Bei höheren Geschwindigkeiten ist der Einfluß des Innen-

drucks nicht mehr so deutlich, da mit zunehmender Geschwindigkeit die Fliehkräfte den Luftdruckeinfluß deutlich überlagern und so zu einer Annäherung der Kurven führen.

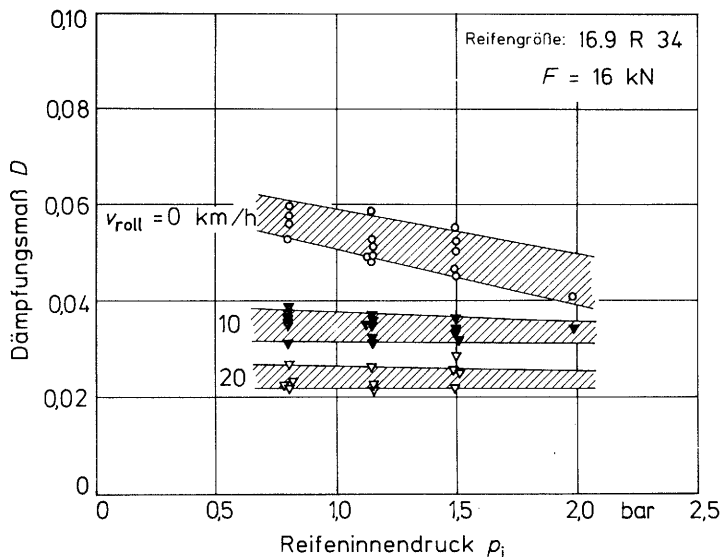


Bild 49: Einfluß des Reifeninnendruckes auf die Dämpfung

5.33 Einfluß der Reifenbauart

Die Diagramme, Bild 45 bis 48, zeigen auch den bauartbedingten Unterschied des Dämpfungsvermögens. Diagonalreifen weisen unter gleichen Bedingungen fast immer bessere Dämpfungswerte auf als Gürtelreifen. Auffallend ist dies vor allem im Bereich unter 20 km/h. Doch auch bei 40 km/h erreichen Diagonalreifen noch deutlich höhere Werte der Dämpfung gegenüber Gürtelreifen. Dieses Verhalten läßt sich nur durch die konstruktiven Unterschiede des Unterbaus der beiden Reifenarten erklären. Durch die geringe Verformungsmöglichkeit der Lauffläche beim Radialreifen ist auch die aufgenommene und in Wärme umgesetzte Energie geringer.

5.34 Einfluß der Belastung

Um den Einfluß der Belastung zu erkennen, sind für einen ausgewählten Reifen 3 Belastungen in Bild 50 gegenübergestellt.

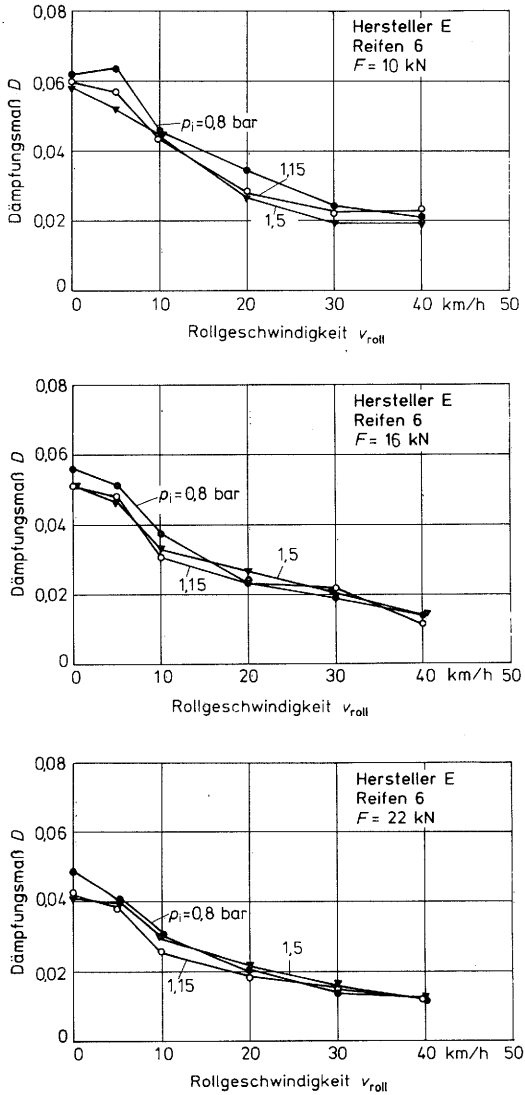


Bild 50: Einfluß der Reifenbelastung auf die Dämpfung

Dabei wird deutlich, daß eine zunehmende Belastung des Reifens eine Verkleinerung des Abstands zwischen den Kurven für die einzelnen Reifeninnendrucke bewirkt. Diese Tendenz verstärkt sich mit zunehmender Geschwindigkeit. Bei Radialreifen ist sie zum Teil so ausgeprägt, daß ab 20 km/h nur noch ein geringfügiger Unterschied bei den verschiedenen Reifeninnendrucken zu erkennen ist, Bild 50.

Die durch die Belastung hervorgerufene Verformung des Reifens kann vom Reifeninnendruck nicht mehr ausgeglichen werden. Der Reifen bzw. das Reifenmaterial kann aber nur dämpfen, wenn eine entsprechende Verformungsmöglichkeit besteht. Der Einfluß des Reifeninnendruckes nimmt mit steigender Belastung daher ab. Dies kann durch das gleichzeitige Betrachten der drei Laststufen bei gleichem Luftdruck noch verdeutlicht werden, Bild 51. Dabei ist gut zu erkennen, wie die zunehmende Last auf dem Reifen die Dämpfungswerte vermindert.

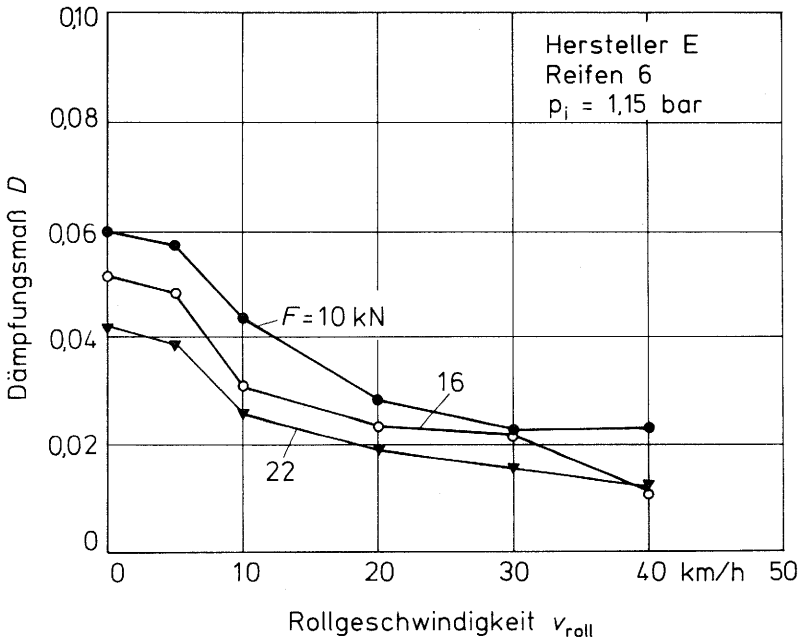


Bild 51: Einfluß der Reifenbelastung auf die Dämpfungswerte bei einem Innendruck von $p_i = 1,15$ bar

Daß die Abnahme der Dämpfung bei steigender Radlast bei allen untersuchten Radialreifen der Größe 16.9R34 annähernd gleich groß ist, zeigt Bild 52. Es ist deutlich zu sehen, daß mit zunehmender Rollgeschwindigkeit und Belastung des Reifens die Streubereiche der Meßwerte enger werden. Die größten Streuungen treten beim Ausschwingen im Stand auf, was aber für die Praxis wenig Bedeutung hat.

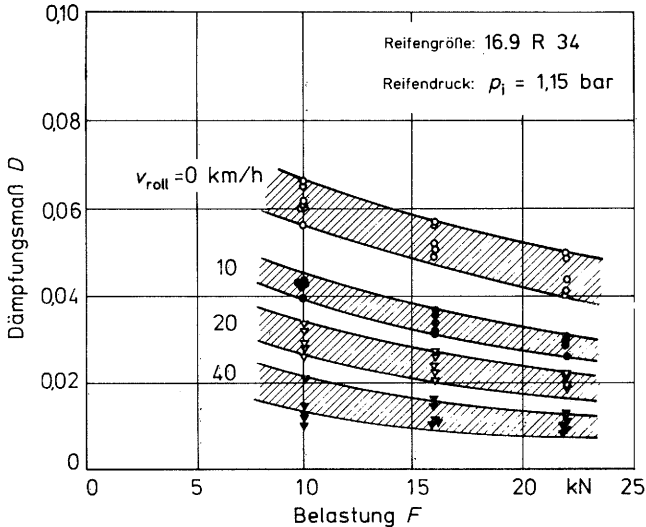


Bild 52: Einfluß von Radlast und Rollgeschwindigkeit auf die Dämpfungswerte von Radialreifen (16.9R34)

5.35 Einfluß der Reifentemperatur

Während bei den statischen Federkennwerten kein Einfluß bei zunehmender Erwärmung des Reifens feststellbar ist, tritt bei der Dämpfung eine deutliche Abnahme des Dämpfungsmaßes mit der Temperatur auf. Um die Unterschiede der Dämpfungswerte von kalten (Raumtemperatur) und warmgefahrenen Reifen zu bestimmen, wurden Ausschwingversuche in umgekehrter Reihenfolge, also von 0 km/h beginnend, durchgeführt, damit die Erwärmung durch den Rollvorgang so gering wie möglich gehalten wurde.

Bild 53 zeigt die Ergebnisse für einen Reifen bis 20 km/h bzw. 40 km/h. Dabei ist deutlich zu sehen, daß die Dämpfungswerte des kalten Reifens bis zu 20% über den Werten des warmgefahrenen Reifens liegen. Ebenfalls ist zu erkennen, wie bereits die zunehmende Erwärmung durch die Versuche bei 0 und 5 km/h zu einer Annäherung der Werte bei 10 und 20 km/h an die des warmen Reifens führt. Bei 30 und 40 km/h erhöhte sich die Temperatur während des Versuchsablaufs so schnell, daß keine erkennbaren Differenzen auftraten.

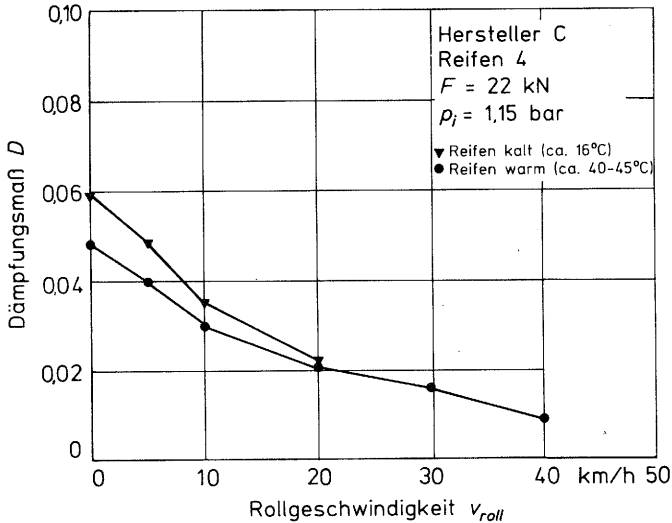


Bild 53: Einfluß der Reifentemperatur auf die Dämpfung

5.36 Sonstige Einflüsse

Der Einfluß der Reifenabmessungen auf die Dämpfungseigenschaften ist wie bei den Federkonstanten gering. Beispielhaft sollen daher auch an dieser Stelle nur zwei Diagramme dargestellt werden. Die Bilder 54 und 55 zeigen den geringen Einfluß des statischen Halbmessers und des Stollenwinkels auf die Reifendämpfung bei verschiedenen Rollgeschwindigkeiten.

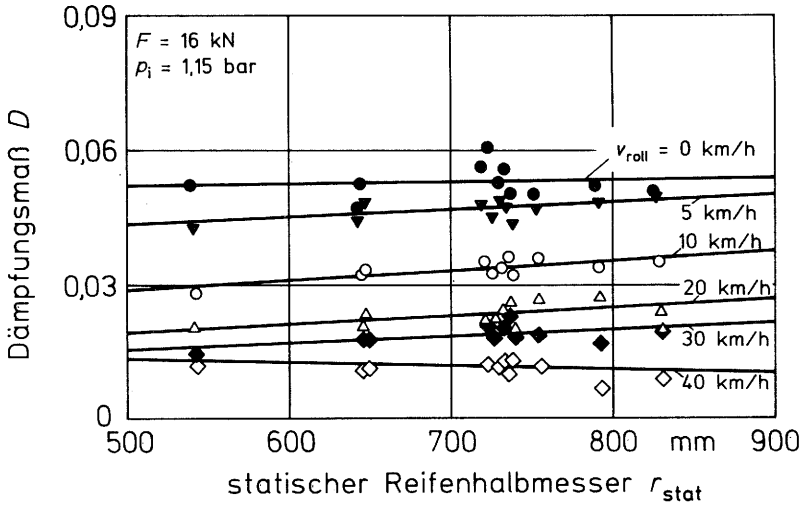


Bild 54: Einfluß des statischen Reifenhaltmessers auf das Dämpfungsmaß in Abhängigkeit von der Rollgeschwindigkeit bei Radialreifen (Reifen 4 - 14)

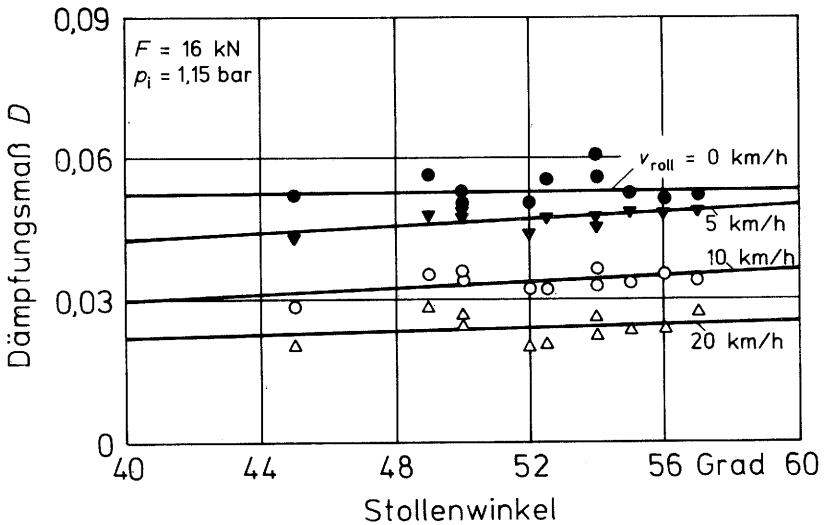


Bild 55: Einfluß des Stollenwinkels auf das Dämpfungsmaß in Abhängigkeit von der Rollgeschwindigkeit bei Radialreifen (Reifen 4 - 14)

In beiden Diagrammen ist eine nur geringe Zunahme der Dämpfung mit dem Radius bzw. dem Stollenwinkel zu erkennen. Bei den anderen Parametern wie Reifenbreite, Reifenvolumen, Stollenhöhe ist keine gesicherte Abhängigkeit zu ermitteln, weshalb auf deren Darstellung verzichtet wird. Sehr deutlich erkennt man aber auch in diesen Diagrammen die Abnahme der Dämpfung mit zunehmender Rollgeschwindigkeit.

5.4 Auftreten von Radeigenfrequenzen

Besonders auf ebenen Fahrbahnen kann die dem jeweiligen Fahrzeug entsprechende Radeigenfrequenz deutlich hervortreten. Dabei wird anstatt der Eigenfrequenz die in der Praxis besser meßbare sogenannte Resonanzgeschwindigkeit v_{res} verwendet, also die Fahrgeschwindigkeit, bei der eine Eigenerregung des Rades auftritt (s. Kap. 3.33, S. 28).

5.4.1 Einfluß des Reifendurchmessers

Wie zu erwarten war, nimmt die Resonanzgeschwindigkeit mit größer werdendem Abrollumfang bzw. Reifenhalmmesser zu. Die lineare Abhängigkeit der Resonanzgeschwindigkeit vom Halbmesser des rollenden Rades r_{roll} ist im Bild 56 erkennbar. Da der für die jeweils herrschenden Verhältnisse geltende Abrollumfang von Belastung und Luftdruck im Reifen abhängt, muß diesen beiden Parametern besondere Aufmerksamkeit gewidmet werden.

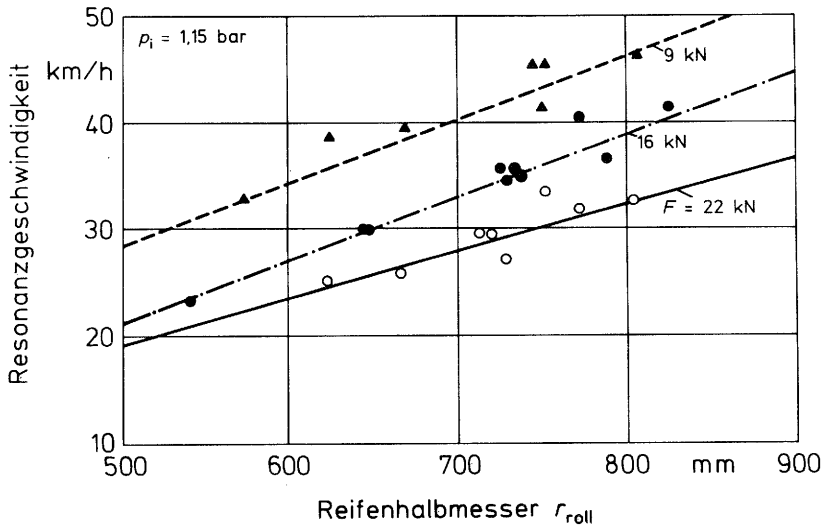


Bild 56: Einfluß des Halbmessers rollender Radialreifen auf die Resonanzgeschwindigkeit in Abhängigkeit von der Radlast (Reifen 4 - 8 und 10 - 14)

5.42 Einfluß von Belastung und Reifeninnendruck

Wie man in Bild 56 deutlich sieht, wirkt sich die Belastung des Reifens dahingehend aus, daß die Resonanzgeschwindigkeit zurückgeht. Da der Reifen bei erhöhter Belastung stärker einfedert, wird nach Gl. (18) die Eigenfrequenz des Schwingungssystems niedriger. Außerdem verringert sich der Halbmesser des rollenden Reifens. Beides führt gemäß Gl. (20) bzw. (18) zu einer verringerten Resonanzgeschwindigkeit.

Auf gleiche Weise läßt sich die Zunahme der Resonanzgeschwindigkeit bei Erhöhung des Reifeninnendrucks erklären. Hierbei erfolgt eine Vergrößerung des Reifenhalfmessers bei gleichzeitig verminderter Einfederung, so daß die Resonanzgeschwindigkeit

keit ansteigt, Bild 57. Dabei ist zu sehen, daß, wie schon bei den Dämpfungseigenschaften, der Reifeninnendruck sich geringer auswirkt als die Belastung des Reifens.

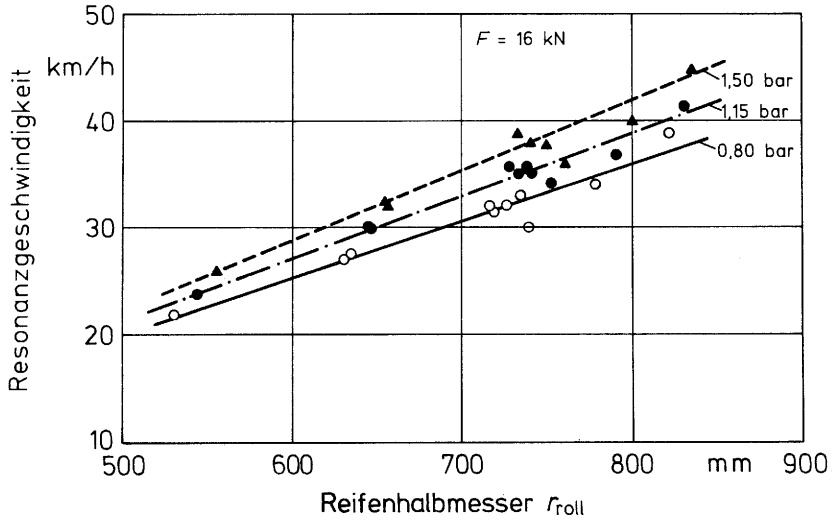


Bild 57: Einfluß des Halbmessers rollender Radialreifen auf die Resonanzgeschwindigkeit in Abhängigkeit vom Reifeninnendruck

5.43 Einflüsse weiterer Reifenparameter

Andere Reifenparameter wie beispielsweise die Abmessungen der Stollen oder des Reifenvolumens bewirken durch Vergrößerung des Reifenhalfmessers eine Erhöhung der Resonanzgeschwindigkeit. Eine gesonderte Betrachtung von einzelnen Größen, die zur Erhöhung des Halbmessers beitragen, bringt daher keine zusätzlichen Erkenntnisse, da es ohne Belang ist, wodurch die Halbmessererhöhung herbeigeführt wird.

Die Reifenbreite hat, wie zu erwarten war, auf die Resonanzgeschwindigkeit keinen erkennbaren Einfluß. Allerdings muß dazu einschränkend gesagt werden, daß die Veränderung der Reifenbreite meist mit einer Durchmesseränderung einhergeht. Eine Quantifizierung des Einflußanteils aus der Breitenänderung ist jedoch nicht möglich.

6. AUSWIRKUNGEN UND MÖGLICHKEITEN DER VERBESSERUNG VON FAHR SICHERHEIT UND FAHRKOMFORT

Die Versuchsergebnisse zeigen, daß die Federungs- und Dämpfungseigenschaften von Ackerschlepperreifen sich hinsichtlich Fahrsicherheit und -komfort bei höheren Fahrgeschwindigkeiten äußerst ungünstig auswirken. Dieser Umstand, daß mit zunehmender Geschwindigkeit eine Verhärtung der Reifen einhergeht und die Dämpfung stark nachläßt, führt zu Betriebsbedingungen, die sich auf Mensch und Material nachteilig auswirken. Tritt dann bei höheren Fahrgeschwindigkeiten auch noch Resonanz an einer oder beiden Achsen auf, so kann dies schwerwiegende Folgen haben. So können beispielsweise die Vertikalkräfte infolge mangelnder Dämpfung so stark werden, daß die dynamischen Radlasten kurzfristig zu Null werden. Geschieht dies bei einer gelenkten Achse, so geht die Lenkfähigkeit verloren. Zusätzlich treten Lastspitzen auf, die bis zum 2,5-fachen der statischen Belastung des Rades bzw. der Achse gehen können.

Bei Schwingungen der Hinterachse ist besonders bei den Standardschleppern neben der Materialbelastung der Fahrer stark betroffen. Zwar sind die Schlepper heute mit komfortablen Sitzen ausgerüstet, die auch in der Lage sind, Schwingungen weitgehend zu dämpfen. Dabei wird aber meist davon ausgegangen, daß auch die Reifen einen Teil der Dämpfung übernehmen. Die Ergebnisse zeigen jedoch, daß dies bei hohen Fahrgeschwindigkeiten nicht mehr der Fall ist. Anregungen durch Fahrbahnebenheiten oder Schwingungen durch Resonanz sowie Ungleichförmigkeiten im Reifen werden fast direkt in den Sitz eingeleitet und in ungünstigen Fällen auch so an den Fahrer weitergegeben.

Hinzu kommt, daß die Resonanzgeschwindigkeiten bzw. -frequenzen, bedingt durch unterschiedliche Belastungen und Reifeninnendrucke bei einigen Reifen eine erhebliche Bandbreite erreichen können und eine gezielte Sitzabstimmung somit nicht einfach zu erreichen ist.

Die Möglichkeiten für eine Verbesserung der Fahrsicherheit und des Komforts von Seiten der heute erhältlichen Reifen her sind begrenzt. Die Versuche haben eindeutig gezeigt, daß auch Diagonalreifen bei Geschwindigkeiten ab 20 km/h kaum wesentlich bessere Dämpfungswerte erbringen als Radialreifen. Selbst von einigen Herstellern zur Verfügung gestellte Versuchsreifen mit konstruktiven Änderungen oder geänderten Gummimischungen gegenüber Serienreifen bringen keine bessere Dämpfung. Nur einer der untersuchten Gürtelreifen zeigte eine gute Kombination von günstigen Federungseigenschaften mit relativ hohen Dämpfungswerten und erreichte die Werte von Diagonalreifen. Bei allen Reifen nehmen bei höheren Geschwindigkeiten die Dämpfungswerte ab.

Als Abhilfe hierfür kann bei schnellaufenden Ackerschleppern eigentlich nur über gefederte Achsen, Kabinenfederung und aktive Sitzfederung nachgedacht werden. Hinsichtlich der Vermeidung von Resonanzgeschwindigkeiten bieten sich aufgrund der in Kap. 5.4 aufgezeigten Gegebenheiten zwei Möglichkeiten an, die der Schlepperfahrer selbst vornehmen kann. Wie aus den Versuchen ersichtlich, führt eine Anhebung oder Absenkung des Reifeninnendruckes zu einer Verschiebung der Resonanzfrequenz, da sich der Abrollumfang entsprechend verändert. Dies kann bereits ausreichen, um aus dem unangenehmen Schwingungsbereich herauszukommen. Andernfalls besteht noch die Möglichkeit, die Ballastierung der Achsen entsprechend zu ändern, um die Rad-eigenfrequenz zu verlagern.

Inwieweit auch Anregungen durch Ungleichförmigkeiten des Reifens durch entsprechende Maßnahmen behoben werden können, sollte in weiteren Versuchsreihen durch Bereitstellung entsprechender Reifen geklärt werden. Anregungen, die von Ungleichförmigkeiten der Felgen herrühren, sind mit den beschriebenen Möglichkeiten natürlich nicht zu beheben.

7. ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK

Da über das dynamische Verhalten rollender Ackerschlepperreifen bisher nur wenig bekannt war, war es das Ziel dieser Arbeit, die Einflüsse von Reifenabmessungen und -bauart sowie der Betriebsbedingungen wie Rollgeschwindigkeit, Belastung und Reifeninnendruck auf die Reifenkennwerte zu ermitteln. Durch die umfangreichen Versuchsreihen mit einem neuen Flachbahnprüfstand konnten dabei zum großen Teil sehr eindeutige und neue Erkenntnisse gewonnen werden, die im folgenden kurz gefaßt wiedergegeben werden:

- Die Federsteifigkeit des rollenden Reifens erhöht sich mit zunehmender Geschwindigkeit und Reifeninnendruck.
- Diagonalreifen weisen gegenüber Radialreifen eine höhere Federsteifigkeit auf.
- Mit Ausnahme von Reifenbreite und -halbmesser ist der Einfluß der einzelnen Reifenabmessungen auf die Federsteifigkeit meist gering.
- Das Dämpfungsvermögen der Reifen nimmt mit zunehmender Geschwindigkeit ab. Bei den meisten Reifen tritt eine starke Abnahme der Dämpfung zwischen 10 und 20 km/h ein.
- Reifeninnendruck und Belastung wirken sich im wesentlichen nur im Bereich bis 20 km/h auf die Dämpfungswerte aus, und zwar dergestalt, daß erhöhter Reifeninnendruck und höhere Belastung die Dämpfung des Reifens verschlechtern.
- Diagonalreifen weisen unter gleichen Bedingungen fast immer bessere Dämpfungswerte auf als Radialreifen.
- Wie schon bei den Federungseigenschaften, haben die Reifenabmessungen auch auf die Dämpfung nur geringe Auswirkungen.

- Wechselnde Betriebsbedingungen wie Fahrgeschwindigkeit, Belastung und Reifeninnendruck beeinflussen den dynamischen Reifenhalbmesser. Dadurch tritt Eigenerregung der Reifen bei bestimmten Fahrgeschwindigkeiten auf. Durch kleine Korrekturen dieser Parameter lassen sich Resonanzen bei entsprechenden Fahrzuständen vermeiden.
- Da durch konstruktive Änderungen sowie durch neue Gummimischungen offenbar das Dämpfungsverhalten nur wenig beeinflussbar ist, wird bei Schleppern für hohe Fahrgeschwindigkeiten ein entsprechender Komfort nur über gefederte Achsen, Kabinenfederung oder aktive Sitzfederung erreicht werden können.

Diese umfangreichen Grundlagenuntersuchungen haben aussagekräftige Ergebnisse geliefert. Dennoch bleiben Fragen offen:

So ist beispielsweise noch ungeklärt, ob und inwieweit die Stollenhöhe Einfluß auf Federsteifigkeit und Dämpfung ausübt. Die Unterschiede bei den untersuchten Reifen sind offenbar zu gering, um entsprechende Aussagen aus den Meßwerten abzuleiten.

Dazu kommt der Problembereich des dynamischen Verhaltens von angetriebenen Ackerschlepperreifen, über den es bisher keine Erkenntnisse gibt. Dabei dürfte vor allem die Ermittlung der tangentialen Federsteifigkeit und Dämpfung der Reifen im Vordergrund stehen, da diese auch Einfluß auf die Kennwerte in vertikaler Richtung haben können.

8. LITERATURVERZEICHNIS

- [1] Graef, M.: Schwingungen und Schwingungsbelastung bei der Landarbeit. Landtechnik 36 (1981) H. 11, S. 539-541
- [2] Dupuis, H. und W. Christ: Untersuchung der Möglichkeit von Gesundheitsschädigungen im Bereich der Wirbelsäule bei Schlepperfahrern. Heft 172/2 Max-Planck-Institut für Landtechnik, Bad Kreuznach 1972
- [3] Mitschke, M.: Dynamik der Kraftfahrzeuge. Springer-Verlag, Berlin 1972
- [4] Hahn, W.-D.: Die Federungs- und Dämpfungseigenschaften von Luftreifen bei vertikaler Wechsellast. Diss. 1972, Techn. Universität Hannover
- [5] Sharon, I.: Untersuchungen über die Schwingungseigenschaften großvolumiger Niederdruckreifen. Diss. 1975, Techn. Universität Berlin
- [6] Schütz, F.: Der Einfluß der Reifen auf das Schwingungsverhalten ungefederter Fahrzeuge. Vortrag im Rahmen des Seminars "Fahrdynamik und Lenksicherheit bei Ackerschleppern und Landmaschinen" 1979, Haus der Technik, Essen
- [7] Koeßler, P., J. Kraus und G. Schnadel: rororo Techniklexikon Fachband Fahrzeugtechnik. Rowohlt Taschenbuch Verlag, Hamburg 1971
- [8] Schrogl, H.: Welcher Reifen für welchen Schlepper? Schwäbischer Bauer, 39 (1987) H. 7, S. 26-28 (Teil I) 39 (1987) H. 8, S. 15-18 (Teil II)
- [9] W.d.K.-Leitlinie 157; Reifen: AS-Triebradreifen mit Betriebskennung; Frankfurt 1983
- [10] Schrogl, H.: Die Zugkraft hängt vom Reifen ab. Württembergisches Wochenblatt für Landwirtschaft. 146 (1979) H. 41, S. 11 - 14
- [11] Weber, G.: Theorie des Reifens mit ihrer Auswirkung auf die Praxis bei hohen Beanspruchungen. Automobiltechn. Zeitschrift, 56 (1954) H. 12, S. 325 - 330
- [12] Marquard, E.: Schwingungsdynamik des schnellen Straßenfahrzeugs, Verlag W. Girardet, Essen 1952
- [13] Dupuis, H.: Schwingungsuntersuchungen bei Schleppern auf einem Rollenprüfstand. Landtechnische Forschung 1960, S. 145

- [14] Marquard, E.: Über den Rollwiderstand von Luftreifen. Automobiltechn. Zeitschrift 60 (1958) H. 1, S. 35 - 41
- [15] Marquard, E.: Verfahren zur dynamischen Gummihärteprüfung. Diss. 1931, Techn. Hochschule Aachen
- [16] Marquard, E.: Federung, Stoßdämpfer und dynamische Bodenkräfte. Automobiltechn. Zeitschrift 58 (1956) H. 5, S. 134
- [17] Hlawitschka, E.: Federungs- und Dämpfungsverhalten von Reifen auf gekrümmter Aufstandsfläche. Deutsche Agrartechnik 21 (1971) H. 1, S. 1 - 8
- [18] Wendeborn, O.: Ein Beitrag zur Verbesserung des Fahrkomforts auf Ackerschleppern. VDI-Fortschrittsberichte Reihe 14, Nr. 8, VDI-Verlag
- [19] Senger, G.: Über dynamische Radlasten beim Überrollen kurzweiliger Unebenheiten durch schwere Luftreifen. Deutsche Kraftfahrtforschung Nr. 187 (1967), VDI-Verlag
- [20] DIN 53513: Bestimmung der visko-elastischen Eigenschaften von Gummi.
- [21] Panik, F.: Ein Verfahren zur experimentellen Ermittlung kontinuierlicher, viskoelastischer, mechanischer Systeme. Diss. 1972, Technische Universität Berlin
- [22] Magnus, K. und H.H. Müller: Grundlagen der Technischen Mechanik. 2. Aufl., Teubner-Verlag, Stuttgart, 1979
- [23] Magnus, K.: Schwingungen. Teubner-Verlag, Stuttgart 1976
- [24] Göhlich, H., F. Schütz und H. Jungerberg: Untersuchungen zum vertikalen Schwingungsverhalten von Ackerschleppern. Grundlagen der Landtechnik 34 (1984) H. 1, S. 13 - 18
- [25] Uder, H.P.: Autoreifen: Ein High-Tech-Produkt? bib (Hauszeitschrift der deutschen Michelin-Werke) Nr. 60, 9/1986, S. 3 - 7
- [26] Essers, E. und E. Marquard: Stoßmessungen an einem Einachsanhänger auf einem Trommelprüfstand. Automobiltechn. Zeitschrift 54 (1952), S. 129
- [27] Bomhard, F.J. von: Verfahren zur Messung der dynamischen Radlasten. R. Oldenburg Verlag München 1956
- [28] Koesler, P. und H.J. Beermann: Reifenuntersuchungen über die dynamischen Lasten von Straßenfahrzeugen. Automobiltechnische Zeitschrift 60 (1958) H. 1, S. 1 - 6

- [29] Loebich, R.: Untersuchungen zum Abroll- und Federungsverhalten von Pkw-Reifen. Deutsche Kraftfahrt Forschung Heft 189 (1967), VDI-Verlag
- [30] Kamm, W.: Erprobung eines Reifens mit verkürzter Seitenwand. Deutsche Kraftfahrtforschung Nr. 115 (1943) VDI-Verlag
- [31] Bird, K.D. und J.F. Martin: The Calspan Tire Research Facility: Design, Development and Initial Test Results. SAE-Papers 730582, 1973
- [32] Akron Standard: SRU Flat Belt Force and Moment Machine. Machinery Division (1979), (Firmenschrift)
- [33] Akron Standard: SRU Flat Belt Passenger Tire Rolling Resistance Machine. Machinery Division (1979) (Firmenschrift).
- [34] Gnadler, H. und H. Eckel: Aus der Entwicklung eines neuen Flachbahnprüfstandes. Vortrag im Tire Technical Center der Fa. Goodyear in Colmar-Berg, Luxemburg, 21. - 22. März 1979
- [35] Krempel, G.: Untersuchungen an Kraftfahrzeugreifen. Automobiltechn. Zeitschrift 69 (1967) H. 1, S. 1 - 8
- [36] Kollmann, K.: Neuer Prüfstand zur Untersuchung von Kraftfahrzeugreifen. Automobiltechn. Zeitschrift 61 (1959) H. 5, S. 134 - 136
- [37] Kutzbach, H.D. und H. Schrogl: Ermittlung dynamischer Kennwerte von rollenden Ackerschlepperreifen. VDI-Kolloquium "Schlepper und Gerät", Berlin 1984, S. 63-65, VDI-Düsseldorf
- [38] Schrogl, H.: Schwingungsverhalten von rollenden Ackerschlepperreifen Dokumentation des 10. CIGR-Kongresses, Bd. 3, S. 502-514, Budapest, Sept. 1984
- [39] Kutzbach, H.D. und H. Schrogl: Dynamic behaviour of rolling tractor tires. Proceedings of the 9th International Conference of the ISTVS, Vl. II, S. 457-464, Barcelona, Aug. 1987
- [40] Leipholz, H.: Festigkeitslehre für den Konstrukteur. Springer-Verlag, Berlin 1969

9. ANHANG

Auswerteprogramm

```
0: dsp "Schwingungsverh. von AS-Reifen";wait 1000
1: dim D#[20],F#[25],R#[25],C#[20],B#[100],L#[516]
2: dim LC[5],TE[5],AE[5],GE[5],EE[5],JE[5],ZE[2000],UL[20],ME[10],RE[5]
3: dim NE[4],BE[4],DE[100],PE[100],XE[4],YE[4],HE[3],SE[14]
4: dim A#[1016],C1[10],Z#[2016]
5: dsp "Eingabe der Reifendaten";wait 1000
6: ent "Datum",D#, "Reifenfabrikat",F#, "Reifengroesse u. PR-Zahl",R#
7: ent "Code-Nr.",C#, "Stollenhoehe",H, "Stollenwinkel",W, "Gewicht",G
8: ent "Masse",M, "Einf. bis 0",E
9: fmt 1,230x, "Stuttgart,",c;wrt 10.1,D#;wtb 10,10,10
10: wrt 10, " " Schwingungsverhalten von AS-Reifen"
11: wrt 10, " " =====
12: wtb 10,10
13: wrt 10, "Reifen: " ,F#,R#, " PR"
14: wrt 10, "=====";wtb 10,10
15: wrt 10, "Code-Nr.: " ,C#
16: wrt 10, "Stollenhoehe: H=",H, " mm"
17: wrt 10, "Stollenwinkel: W=",W, " Grd"
18: wrt 10, "Gewicht: G=",G, " KG";wtb 10,10,10
19: fmt 2, "=====",10x, "Messungen",10x,c
20: wrt 10.2, "====="
21: wtb 10,10,10;buf "SRL",L#,1
22: ent "Besondere Gegebenheiten ?",B;if B=0;gto +3
23: ent "Welche Besonderheiten ?",B#
24: wrt 10,B#
25: ent "Federsteifigkeit notwendig ?",N;if N=0;gto 29
26: dsp "Messung d. Federst.u.Daempfung";wait 1000
27: wrt 10, "Federsteifigkeit"
28: wrt 10, "=====";wtb 10,10
29: ent "Reifeninnendruck",P
30: dsp "stat. Radlast";0;Q;stp
31: wtc 10,32;wsm 10,78;wsc 10,5
32: oni 10, "Q";eir 10,4;tfr 10, "SRL",500
33: dsp "Messung"
34: if A=1;gto "fertig"
35: gto -2
36: "fertig":dsp "fertig";stp
37: for I=1 to 500 by 2
38: (band(num(L#[I+1,I+1]),15)*256+num(L#[I,I])-2048)*62.5}R
39: Q+R}Q;next I
40: Q/250}S;dsp S;wtc 10,32;stp
41: fmt 3,20x, "stat. Radlast: Fs= ",f6.0,c;wrt 10.3,S, " N"
42: fmt 4,20x, "Reifeninnendruck: Pi= ",f5.2,c;wrt 10.4,P, " bar"
43: if N=0;gto +4
44: fmt 5,10x, "Fahrgeschwindigkeit",20x, "Einfederung",20x, "Federrate"
45: wrt 10.5
46: fmt 6,15x, "Vf[KM/h]",29x, "f[mm]",24x, "c[N/mm]";wrt 10.6
47: fmt 7, "-----",c
48: wrt 10.7, "-----"
49: buf "Inp",A#,1;buf "Ind",Z#,1
50: "FERA":0}Q;0}B;0}A
51: ent "51:Fahrgeschwindigkeit",V;if V)60;gto "DAMUE"
52: dsp "Einfederung";stp
53: wtc 10,32;wsm 10,78;wsc 10,5
54: oni 10, "Q";eir 10,4;tfr 10, "Inp",1000
55: dsp "Messung"
56: if A=1;gto "fert"
57: gto -2
58: "Q":1}A
59: inrt
```

```
60: "fert":dsp "fertig";stp
61: for I=1 to 1000 by 2
62: (band(num(A#[I+1,I+1]),15)*256+num(A#[I,I])-2048)*.125)F
63: G+F)Q;next I
64: Q/500+E)r1;S/r1)r13;dsp r1,r13;wtc 10,32;stp
65: fmt 8,16x,f4.1,31x,f4.0,25x,f5.0;wtb 10,10
66: wrt 10.8,V,r1,r13;buf "Inp";gto "FERA"
67: wtb 10,12
68: "DAMUE":fmt 7,"-----",c
69: wrt 10.7,"-----"
70: wtb 10,10,10
71: wrt 10,"Daempfung:";wrt 10,"=====";wtb 10,10
72: fmt 1,"Fahrgeschw.",3x,"Vers.-Nr.",3x,"Ampl.-Verh.",3x,z
73: fmt 2,"Schwingungs-",3x,"Abklingkonst.",3x,"Daempfungsgrad",3x,c
74: wrt 10.1
75: wrt 10.2,"Eigenfreq. Federrate max.dyn.Radlast"
76: fmt 3,1x,"Vf[KM/h]",16x,"(log. Dekr.)",3x,"dauer Ts[cs]",6x,"d[l/s]",26x,c
77: wrt 10.3,"fof1/s] c[N/mm] Fdyn[EN]"
78: wrt 10.7,"-----"
79: " scl 0,1000,-10000,50000;xax 0;plt 0,S;plt 1000,S;pen":
80: O)K;O)B;O)Q;cfg 2
81: "DAMP":O)B;O)A;if K)5;gto "MIWE"
82: ent "81:Fahrgeschwindigkeit",V;if V)60;gto "MIWE"
83: dsp "dyn. Radlast";stp
84: wtc 10,32;wsm 10,78;wsc 10,5
85: oni 10,"Q";eir 10,4;tfr 10,"Ind",2000
86: dsp "Messung"
87: if A=1;gto "FERT"
88: gto -2
89: "FERT":dsp "fertig";stp
90: for I=1 to 2000 by 2
91: (band(num(Z#[I+1,I+1]),15)*256+num(Z#[I,I])-2048)*62.5)B
92: A+1)A;B)Z[A]
93: "plt A,Z[A]":
94: next I
95: O)I)L)Q)A)B)C)P;if flq2;gto +2
96: K+1)K)r20
97:
98:
99: "NUL":I+1)I;if Z[I](S;jmp 0
100: L+1)L;I)r21;Z[I])r30;I)SEL]
101:
102:
103: "REGRESSION NULLDURCHGANG":
104:
105:
106: gsb "SUBQAD"
107: A)r23;B)r24;C)r25
108: P+1)P
109: gsb "SUBNUL"
110: L+1)L;I)SEL]
111: if P=4;gto "AUSWERTUNG"
112: O)Q;r21)I
113:
114:
115: "REGRESSION MAXIMUM":
116:
117:
118: I+40)I
119: I+1)I;Q+1)Q
120: "STEIG":Z[I+10]-Z[I])r34;10)r35
121: "r34= delta Y, r35= delta X":r34/r35)P[Q]
122: if P[Q])O;gto -3
```

```
123: I+10}I;r21;G;r22;L+1}L;I}S[L]
124: qsb "SUBQAD"
125: A;r26;B;r27;C;r28
126: qsb "SUBMAX"
127: L+1}L;I}S[L]
128: I+1}I;if Z[I]}S;jmp 0
129: I;r29;I+30}I
130: gto "NUL"
131:
132:
133: "AUSWERTUNG NULLDURCHGANG, MAXIMUM":
134:
135:
136: "AUSWERTUNG":r20}K
137: (N[4]-N[1])/3}T[K]
138: ln(H[1]/H[2])}r1;ln(H[2]/H[3])}r2
139: (r1+r2)/2}L[K]
140: L[K]/T[K]}A[K]
141: L[K]/\((4*{^2+L[K]^2})}G[K]
142: 1/T[K]}E[K]
143: 4*{^2*M/(1000*T[K]^2)}J[K]
144: S+H[1]}R[K];dsp T[K],G[K];stp ;wtc 10,32
145: ent "AUSDRUCKEN???",Y;if Y=0;buf "Ind";sfg 2;gto "DAMP"
146: fmt 4,1x,f4.1,12x,f1.0,10x,f6.4,8x,f5.3,10x,f8.6,10x,f6.4,8x,f5.2,9x,z
147: wrt 10.4,V,K,L[K],T[K],A[K],G[K],E[K]
148: fmt 5,f5.0,9x,f6.0
149: wrt 10.5,J[K],R[K];buf "Ind";cfg 2
150: ent "WIEDERHOLUNG DES VERSUCHS",W;if W=0;gto "DAMP"
151: "MIWE":0}B
152: for Q=1 to K;B+L[Q]}B;next Q
153: B/K;r6;0}B
154: for Q=1 to K;B+T[Q]}B;next Q
155: B/K;r7;0}B
156: for Q=1 to K;B+A[Q]}B;next Q
157: B/K;r8;0}B
158: for Q=1 to K;B+G[Q]}B;next Q
159: B/K;r9;0}B
160: for Q=1 to K;B+E[Q]}B;next Q
161: B/K;r10;0}B
162: for Q=1 to K;B+J[Q]}B;next Q
163: B/K;r11;0}B
164: for Q=1 to K;B+R[Q]}B;next Q
165: B/K;r12
166: wrt 10.7,"-----"
167: fmt 6,"Mittelwerte:",16x,f6.4,8x,f5.3,10x,f8.6,10x,f6.4,8x,f5.2,9x,f5.0,z
168: wrt 10.6,r6,r7,r8,r9,r10,r11
169: fmt 8,9x,f6.0;wrt 10.8,r12
170: wrt 10.7,"-----"
171: wtb 10,10
172: ent "Neue Daempfungswerte ?",D;if D=0;0}K;cfg 2;gto "DAMP"
173: ent "Neue Federwerte ?",N;if N=0;0}B;wtb 10,12;gto "FERA"
174: dsp "E N D E";end
175:
176:
177:
178: "SUBQAD":
179: "QUADRATISCHE REGRESSION AUS 20 MESSWERTEN":
180: "Y=A+B*X+C*X*X":
181: "r0 BIS r20 BENUTZT, VARIABLE A,B,C BENUTZT":
182: 0}r0;r1;r2;r3;r4;r5;r6;r7;r8
183: 0}A}B}C
*26523
```

```
184: "WERTE EINLESEN ZUR BESTIMMUNG DER REGRESSIONSPARABEL":
185: for K=1 to 41
186: Z[(I-21+K)}Y[K];I-21+K)}X[K]
187: "Y[K] = AMPLITUDE , X[K] = INDEX":
188:
189: "REGRESSIONSRECHNUNG":
190:
191: r0+1)r0;r1+X[K]}r1
192: r2+X[K]*X[K]}r2;r3+X[K]^3)r3
193: r4+X[K]^4)r4
194: r6+Y[K]}r6;r7+X[K]*Y[K]}r7
195: r8+X[K]^2*Y[K]}r8
196: next K
197: r0r4-r2^2)r14;r0r3-r1r2)r12;r0r2-r1^2)r10
198: r0r8-r2r6)r11;r0r7-r1r6)r13
199: r10r11-r12r13}A;A/(r10r14-r12^2)}E
200: (r13-Cr12)/r10}B;(r6-Cr2-r1B)/r0}A
201: "KOEFFIZIENTEN A,B,C BESTIMMT":
202: ret
203:
204:
205:
206: "SUBNUL":
207: "KOEFFIZIENTEN DER REGRESSIONSPARABEL: A,B,C MUESSEN GEGEBEN SEIN!":
208: 0)r1
209: for K=1 to 41
210: A+B*X[K]+C*X[K]^2}Y[K]
211: abs(Y[K]-S)}B[K]
212: next K
213: min(B[*])}r1;0}K
214: K+1}K
215:
216: " N[P] = ZEIT ":
217:
218: if B[K]=r1;X[K]*.0025}N[P];gto +2
219: gto -5
220: "PLAUSIBEL":X[K]+11-K}I
221: ret
222:
223:
224:
225: "SUBMAX":
226: "KOEFFIZIENTEN DER REGRESSIONSPARABEL :A,B,C MUESSEN GEGEBEN SEIN ":
227: "EBENFALLS GEGEBEN: X[K],S":
228: 0)r1
229: for K=1 to 41
230: A+B*X[K]+C*X[K]^2}Y[K]
231: next K
232: max(Y[*])}r1;0}K
233: K+1}K
234:
235: "H[P] = AMPLITUDE ":
236:
237: if Y[K]=r1;Y[K]-S}H[P];gto +2
238: gto -5
239: "PLAUSIBEL":X[K]+11-K}I
240: ret
*28075
```


ISSN-Nr. 0931-6264