

Untersuchungen zum vertikalen Schwingungsverhalten von Ackerschleppern

Von Horst Göhlich, Friedhold Schütz und Harald Jungerberg, Berlin*)

DK 631.372:629.1.073:629.11.012.5

Schwingungstechnisch schlecht abgestimmte Fahrzeuge ohne Achsfederung können besonders bei höheren Fahrgeschwindigkeiten zu unsicheren Fahrzuständen infolge schwacher Reifendämpfung führen. Das dynamische Verhalten von Reifen ist im wesentlichen durch die dynamische Federsteifigkeit und die Dämpfungskonstante gekennzeichnet. Es werden Prüfstandsuntersuchungen zur Ermittlung dynamischer Reifenkennwerte angestellt und erste Ergebnisse vorgelegt. Hierbei zeigen sich bemerkenswerte Unterschiede zwischen rollenden und stehenden Reifen.

1. Einleitung

Im Gegensatz zu Fahrzeugen mit Achsfederung, bei denen die Schwingungseigenschaften im wesentlichen durch die gefederten und gedämpften Radaufhängungen bestimmt werden, sind die Schwingungseigenschaften von Fahrzeugen ohne Achsfederung hauptsächlich durch das viskoelastische Verhalten des Reifenmaterials Gummi und das Verformungsverhalten der Reifen vorgegeben. Infolgedessen werden die Federungs- und Dämpfungseigenschaften des Fahrzeugaufbaues allein von den Reifen übernommen. Die rheologischen Eigenschaften des Gummis und des gesamten Reifens verändern das Federungs- und Dämpfungsverhalten je nach dem zeitlichen Beanspruchungsverlauf und dem Abrollvorgang. Um Aussagen über das Schwingungsverhalten von Reifen machen zu können, sind die Schwingungseigenschaften unter Fahrbahn- bzw. fahrbahnähnlichen Beanspruchungen zu ermitteln. Diese Ermittlung dynamischer Reifeneigenschaften wird als Mittel einer schwingungstechnischen Optimierung von Traktoren um so notwendiger, als diese mit immer höheren Fahrgeschwindigkeiten betrieben werden.

Schwingungstechnisch schlecht abgestimmte Fahrzeuge können bei höheren Fahrgeschwindigkeiten infolge der geringen Reifendämpfung zu unsicheren Fahrzuständen führen, bei denen eine zuverlässige Fahrzeugführung nicht mehr gewährleistet ist. Weiterhin zu beachten ist das schwingungstechnische Zusammenwirken von Fahrzeug und Anbaugerät. Auch der Schutz des Fahrers vor unzulässig hoher Schwingungseinwirkung erfordert es, dem Schwingungsverhalten dieser Fahrzeuge mehr Beachtung zu schenken.

Die Untersuchung des Schwingungsverhaltens von Ackerschleppern auf natürlichen oder künstlichen Fahrbahnen liefert aufgrund der meistens endlichen Meßstrecke häufig nicht ausreichend reproduzierbare Ergebnisse und ist im Hinblick auf Versuchsvorbereitung und -durchführung, insbesondere bei Parametervariationen, sehr aufwendig und außerdem wetterabhängig.

*) Prof. Dr.-Ing. H. Göhlich ist Leiter des Institutsbereiches für Landtechnik und Baumaschinen der Technischen Universität Berlin; Dipl.-Ing. F. Schütz und Dr.-Ing. H. Jungerberg waren wissenschaftliche Mitarbeiter im selben Institutsbereich und sind jetzt in Firma MTS Berlin, bzw. Bosch-Siemens Hausgeräte GmbH, Berlin tätig.

Mit Hilfe einer angepaßten Simulationstechnik kann die Versuchseffizienz entscheidend erhöht werden. Demzufolge hat diese Technik in den letzten Jahren zunehmend Eingang in die Forschung gefunden.

Grundsätzlich werden dabei zwei Wege beschritten:

- experimentelle Simulation mittels Schwingungsprüfstand
- analoge bzw. digitale Rechnersimulation mittels mathematischer Modelle.

2. Anforderungen zur Erfassung dynamischer Reifenkennwerte

Untersuchungen mittels eines im Institut vorhandenen Fahrzeugschwingungsprüfstandes, **Bild 1**, siehe auch [1], zeigten, daß sich das Schwingungsverhalten eines Fahrzeuges ändert, wenn das Fahrzeug auf dem Prüfstand mit stehenden bzw. rollenden Reifen angeregt wird.



Bild 1. 4-Stempel-Hydropulsanlage mit Rollenkästen.

Bild 2 zeigt beispielhaft, wie sich die Einleitung von Schwingungen (Feldweg-Signale) an der Vorderachse eines Schleppers von etwa 4 t bei stehenden und rollenden Reifen verhält. Hieraus geht eine erhebliche Abweichung in der spektralen Verteilung der Leistungsdichte an der Vorderachse hervor. Aus diesem Grund wurden Untersuchungen mit rollenden Reifen durchgeführt, die u.a. auf die Erfassung der notwendigen schwingungstechnischen Kenndaten gerichtet waren. Um das Schwingungsverhalten von Reifen zu beschreiben, kann eine Reihe verschiedener Verfahren angewendet werden. Die Ergebnisse der verschiedenen Verfahren sind jedoch in den meisten Fällen nicht direkt vergleichbar. Es müssen u.a. die folgenden Versuchsparameter beachtet werden [2]:

- Periodische, stochastische oder stoßartige Erregung
- Stehender oder mit konstanter oder wechselnder Geschwindigkeit rollender Reifen
- Fest bzw. federnd eingespannter oder frei schwingender Reifen

- Gewölbte, ebene, geschlossene oder unterbrochene Aufstandsfläche
- Starre oder verformbare Aufstandsfläche
- Luftdruck, Profilstand, Alter, Gummimischung und die Temperatur des Reifens
- Wasserfüllung des Reifens
- Zusätzliche Beanspruchung durch Querkräfte und Tangentialkräfte
- Unterschiedliche statische Vorlasten.

Bei Untersuchungen im praktischen Betrieb an Fahrzeugen sind viele Randbedingungen ineinander verkettet und nicht einfach zu trennen, deshalb ist dabei oft der Einfluß eines einzigen Parameters nicht eindeutig zu klären.

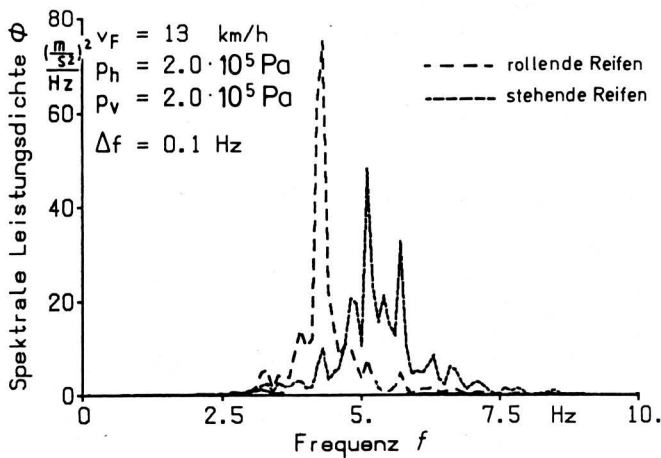


Bild 2. Spektrale Leistungsdichte der Vertikalbeschleunigung an der Vorderachse eines Ackerschleppers mit einer Leermasse von 4 t bei Anregung mit einem Feldweg-Signal.

3. Bisherige Untersuchungsergebnisse

Die meisten Untersuchungen, die sich mit den Schwingungseigenschaften von Reifen befassen, kommen aus dem Bereich der Pkw-Reifen [3 bis 8]. Arbeiten, die speziell den großvolumigen Schleppeireifen gewidmet sind [9 bis 13] gehen in der Hauptsache von statischen Belastungsversuchen und Ausschwingversuchen nicht rollender Reifen aus.

Von Sharon [13] wurde ein Vergleich dieser Verfahren mit Messungen auf einer Lattenfahrbahn durchgeführt. Dabei zeigten sich erhebliche Unterschiede in den Ergebnissen, teilweise sogar gegensätzliche Tendenzen. Während Wendeborn [12] die Ansicht vertrat, man könne aus den statischen Messungen an nicht rollenden Reifen mit genügender Genauigkeit die Federsteifigkeit und auch die Dämpfung ermitteln, gelangte Sharon aufgrund seiner Versuche zu der Auffassung, daß nur durch Fahrversuche praktisch relevante dynamische Steifigkeits- und Dämpfungswerte ermittelt werden können. Die folgenden Ergebnisse aus Fahrversuchen auf natürlichen und künstlichen Fahrbahnen haben diese Aussage bestätigt.

4. Untersuchungen zum vertikalen Schwingungsverhalten von Reifen

4.1 Verwendete Versuchseinrichtung

Für die Prüfstandssimulation wurden zwei Zylinder des modular aufgebauten Schwingungsprüfstandes (Bild 1) benutzt. Eine Plattform erhielt einen Ständer mit einem höhenverstellbaren Drehgelenk, so daß ohne Schwierigkeiten auch unterschiedlich große Reifen untersucht werden können. Die zweite Plattform wurde mit

einer Rollenplattform ausgerüstet, die die Simulation mit rollenden Reifen ermöglicht, Bild 3 und 4. Um auch genaue Aussagen über den Einfluß der Rollgeschwindigkeit auf die Schwingungseigenschaften machen zu können, wurde ein servohydraulisch geregelter Antrieb mit einem Hydraulikmotor an der Rollenplattform eingesetzt. Die gewählte Geschwindigkeit wird mit Hilfe eines Regelkreises auch bei unterschiedlicher Radlast konstant gehalten. Dazu wird die Rollgeschwindigkeit ständig durch einen Tachogenerator gemessen und im Regler mit der Sollgeschwindigkeit verglichen.

Es wurde für den Prozeßrechner ein spezielles Simulationsprogramm entwickelt, bei dem der Rechner sowohl die Erzeugung des Anregungsspektrums, als auch die Auswertung der Messung übernimmt.

Durch ein hierfür speziell entwickeltes Interface wurde die Drehzahlregelung mit dem vorhandenen Prozeßrechner gekoppelt. Dadurch kann die Geschwindigkeit von 0 bis 20 km/h in 256 Schritten vom Rechner gesteuert werden.

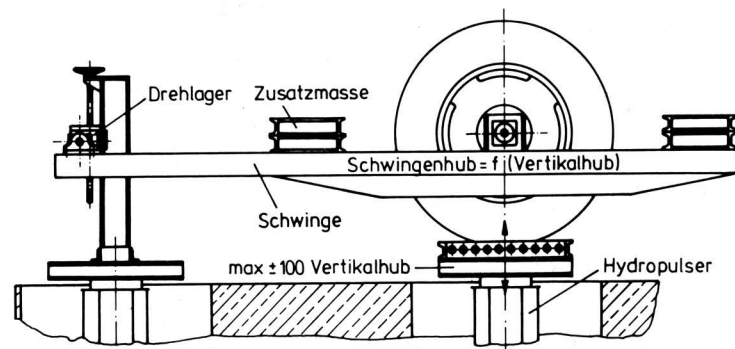


Bild 3. Aufbau des Reifenprüfstandes zur Ermittlung dynamischer Reifenkennwerte.

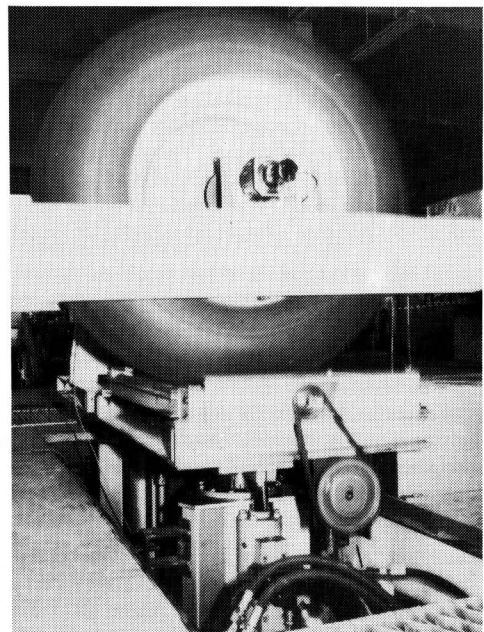


Bild 4. Ansicht des Prüfstandes zur Ermittlung dynamischer Reifenkennwerte.

4.2 Versuchsablauf

Mit Hilfe der auf dem Prüfstand simulierten Meßfahrten wurden für einige AS-Reifen die dynamischen Federkonstanten und Dämpfungswerte unter Berücksichtigung der Rollgeschwindigkeit und anderer Einflußfaktoren ermittelt. Die Anregung des Prüfstandes

erfolgte durch stochastisch verteilte Anregungsamplituden entsprechend den Unebenheitsspektren verschiedener Fahrbahnen. Um allgemeingültige Aussagen machen zu können, wurden die gesuchten Kennwerte aus der Vergrößerungsfunktion der rollenden Reifen ermittelt.

In einer Vorstudie war festgestellt worden, daß die Vergrößerungsfunktion des rollenden Reifens weitgehend unabhängig vom Unebenheitsspektrum der Anregung ist, während bei Messungen mit nicht rollenden Reifen dieser Einfluß nicht vernachlässigt werden kann. Daher wurde für alle Messungen mit rollenden Reifen das gleiche Fahrbahnspektrum verwendet. Es wurde hierzu ein "Pseudo-Random-Signal" generiert, welches im Hinblick auf seinen Spektralinhalt der Aufgabenstellung angepaßt wurde. Um eine Möglichkeit zu haben, die Richtigkeit der gemessenen Vergrößerungsfunktion zu überprüfen, und um das Verfahren im Hinblick auf die Genauigkeit zu optimieren, wurde als "Gütekriterium" außer der Vergrößerungsfunktion auch jeweils die Kohärenzfunktion berechnet. Diese Funktion zeigt, in welchem Maße bei einer Untersuchung die Systemantwort (in diesem Falle das an der Radachse gemessene Beschleunigungssignal) von der Systemeingangsfunktion (in diesem Falle die Bewegung der Rollenplattform) abhängt. Mathematisch betrachtet, stellt die Kohärenzfunktion das Verhältnis des Quadrats der Kreuzleistungsdichte zum Produkt aus Eingangs- und Ausgangsleistungsdichte eines Systems dar. Zur Berechnung dieses mathematischen Zusammenhangs wurde für den vorhandenen Prozeßrechner ein entsprechendes Programm entwickelt. Die Anwendung der hiermit gewonnenen "Plausibilitätskontrolle" kann aus einigen Beispielen leicht ersehen werden.

Bild 5 zeigt das Ergebnis einer Simulation mit rollendem Reifen. Hier ist bei einer Frequenz von etwa 0,5 Hz bis 3,0 Hz die Kohärenz angenähert gleich eins, während sie bei 3,5 Hz einen starken Einbruch aufweist. Gerade bei dieser Frequenz zeigt die Vergrößerungsfunktion eine zweite sehr starke Resonanzspitze. Mit Hilfe der Kohärenzfunktion kann hier sofort gefolgert werden, daß diese Resonanz nicht durch die in das System eingeleiteten Schwingungen hervorgerufen wurde, sondern andere Ursachen hat. Es ließ sich in diesem Falle nachweisen, daß diese zweite Überhöhung der Vergrößerungsfunktion auf den Einfluß der Reifenstollen zurückzuführen ist.

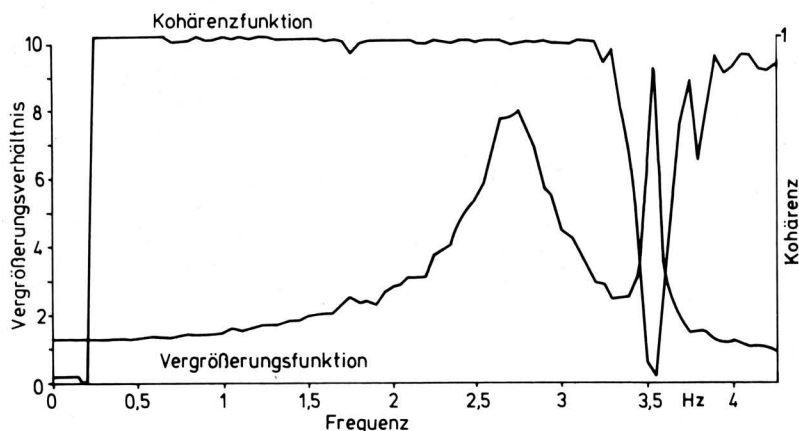


Bild 5. Vergrößerungsfunktion eines auf dem Prüfstand angeregten rollenden Reifens und zugehörige Kohärenzfunktion.

Kritisch wird ein Fall, wenn solche Einflüsse genau oder nahe bei der Eigenresonanz auftreten, weil dadurch sowohl die maximale Resonanzüberhöhung als auch die Lage der Resonanzfrequenz verfälscht werden kann. **Bild 6** zeigt, wie derartige Fehler durch die Kohärenzfunktion deutlich werden können.

Um bei der großen Zahl der Messungen nicht jede Kohärenzfunktion kontrollieren zu müssen, wurde sie mit Hilfe des Prozeßrechners in den besonders kritischen Frequenzbereichen berechnet und für einen schnelleren Überblick auf einem Meßprotokoll ausgedruckt.

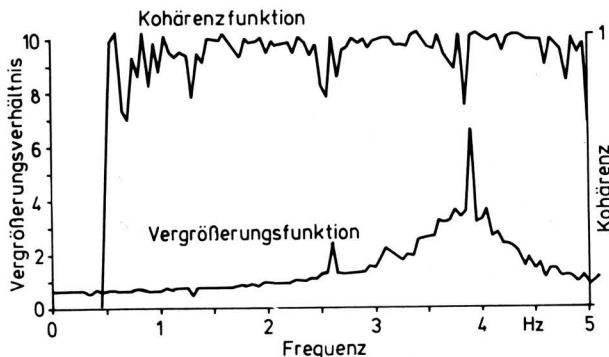


Bild 6. Beispiel für Einbrüche der Kohärenzfunktion durch äußere Einflüsse auf das Schwingungssystem.

Der gesamte Versuchsablauf wurde vollautomatisch rechnergesteuert durchgeführt. Dabei erfolgt sowohl die Ausgabe des Anregungssignals als auch die Aufnahme und Verarbeitung der gemessenen Beschleunigungssignale von der Plattform und Radachse durch den Rechner selbst.

4.3 Ergebnisse

Bei der Auswertung der Messungen wurden aus den Vergrößerungsfunktionen die Dämpfungsmaße, die Dämpfungskonstanten und die Federkonstanten berechnet. Die Berechnung erfolgte mit Hilfe des Rechners aus der Vergrößerungsfunktion eines gedämpften Einmassen-Schwingers.

Bild 7 zeigt die gute Übereinstimmung zwischen einer gemessenen Vergrößerungsfunktion und einer mit Hilfe der Methode der kleinsten Fehlerquadrate angepaßten rein rechnerisch ermittelten Vergrößerungsfunktion.

Da es sich zeigte, daß der Verlauf der Vergrößerungsfunktion jedoch oft durch den Einfluß der Reifenstollen oder durch Formfehler und Unwuchten des Reifens verfälscht wird, mußte eine sehr feine Abstufung der Rollgeschwindigkeit vorgenommen werden, um trotzdem einwandfrei die unterschiedlichen Einflüsse verschiedener Parameter erkennen zu können. Deshalb wurde jede Meßreihe mit 50 vom Rechner exakt in gleichen Schritten erhöhten Rollgeschwindigkeiten gefahren. Es wurde jeweils der Bereich bis max. 20 km/h untersucht. Höhere Rollgeschwindigkeiten konnten aus versuchstechnischen Gründen nicht im Dauerbetrieb gefahren werden.

Bild 8 zeigt die Vergrößerungsfunktion einer kompletten Meßreihe für die 50 verschiedenen Rollgeschwindigkeiten. Hier wird deutlich, daß durch die verschiedenen überlagerten Einflüsse eine detaillierte Aussage stark erschwert wird. Für die Überwindung dieser Schwierigkeiten erweist sich die Kohärenzfunktion als ganz wesentliches Hilfsmittel.

Im **Bild 9** sind die Maxima der Vergrößerungsfunktion aus einer Meßreihe über der Rollgeschwindigkeit dargestellt. Bei 17 km/h zeigt sich eine starke Abweichung von der sonst erkennbaren Tendenz eines etwa kontinuierlichen Anstiegs. Gleichzeitig wurden in dem Diagramm die für die Resonanzfrequenz berechneten Werte der Kohärenz eingetragen. Es kann damit auf einen Störeinfluß, verursacht durch Formfehler des Reifens, bei 17 km/h geschlossen werden.

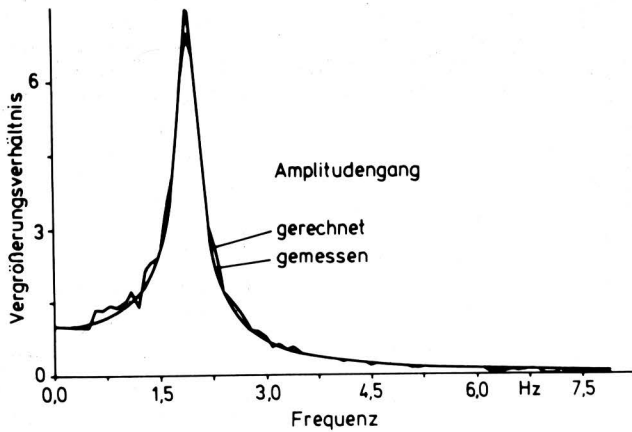


Bild 7. Gemessener und gerechneter Amplitudengang eines rollenden Reifens für eine Rollgeschwindigkeit.

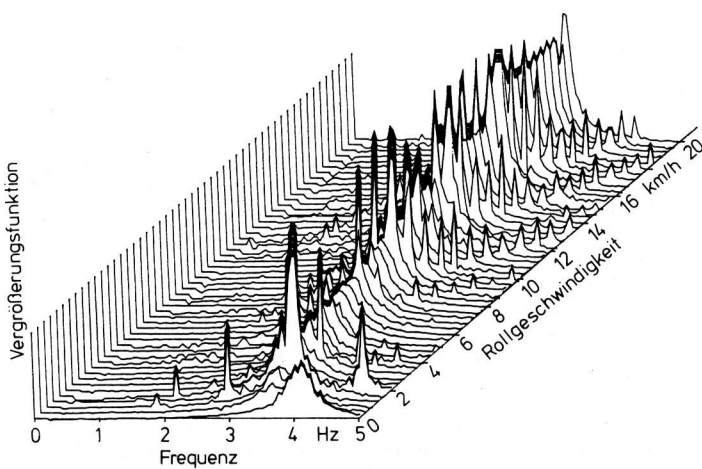


Bild 8. Verlauf der Vergrößerungsfunktion eines rollenden Reifens bei Rollgeschwindigkeiten von 0 bis 20 km/h.

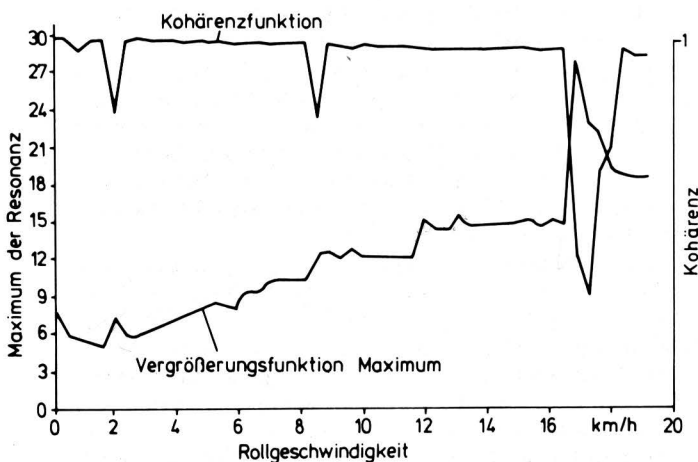


Bild 9. Verlauf der Maxima der Vergrößerungsfunktionen bei Rollgeschwindigkeiten von 0–20 km/h.

4.3.1 Einfluß der Rollgeschwindigkeit auf Reifenfedersteifigkeit und Reifendämpfung

Der Einfluß der Rollgeschwindigkeit konnte jetzt erstmals mit Hilfe der rechnergesteuerten Simulation auf dem Prüfstand für AS-Reifen ermittelt werden. Es lassen sich dabei folgende Tendenzen feststellen:

Federsteifigkeit

Aus Bild 10 geht hervor, daß die Federsteifigkeit des rollenden Reifens kleiner ist als die des stehenden Reifens. Im Bereich von 0 bis ca. 3 km/h erfolgt zunächst ein stärkerer Abfall, dann ein asymptotischer Übergang auf einen konstanten Wert. Der Unterschied in der Federsteifigkeit bei stehendem Reifen und bei rollendem Reifen (> 3 km/h) beträgt etwa 25 %. Da die Federsteifigkeit des stehenden Reifens aber zudem noch von der Anregung selbst abhängt, sind Untersuchungen mit stehendem Reifen nur sehr beschränkt aussagefähig.

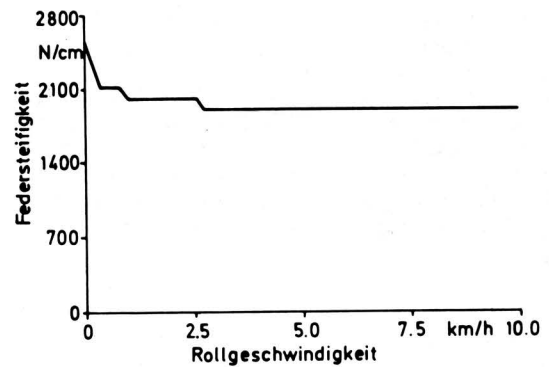


Bild 10. Verlauf der Reifenfedersteifigkeit in Abhängigkeit von der Rollgeschwindigkeit; Reifen 12.4–28 AS, Innendruck $1,0 \cdot 10^5$ Pa.

Dämpfung

Hier zeigt sich bei allen bisher untersuchten Reifen eine gleiche abnehmende Tendenz des relativen Dämpfungsmaßes und der Dämpfungskonstante mit der Rollgeschwindigkeit, Bild 11 und 12. Allerdings war stets eine leichte Anhebung des relativen Dämpfungsmaßes gegenüber dem stehenden Reifen bei kleinen Rollgeschwindigkeiten im Bereich unter 1 km/h zu erkennen. Es bleibt noch zu klären, ob diese Tendenz evtl. vom Karkassenaufbau des Reifens beeinflusst wird. Ab einer Geschwindigkeit von etwa 7 km/h fällt das Dämpfungsmaß nur noch schwach ab. Inwieweit die Plattform des Versuchstandes mit einzelnen dicht nebeneinander liegenden Rollen Einfluß auf die absolute Höhe des relativen Dämpfungsmaßes nimmt, konnte noch nicht endgültig geklärt werden.

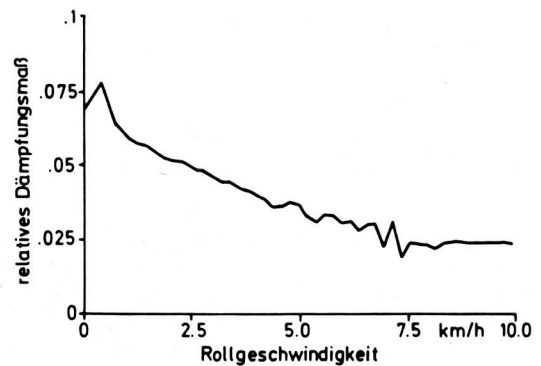


Bild 11. Verlauf des relativen Dämpfungsmaßes in Abhängigkeit von der Rollgeschwindigkeit; Reifen 12.4–28 AS, Innendruck $1,0 \cdot 10^5$ Pa.

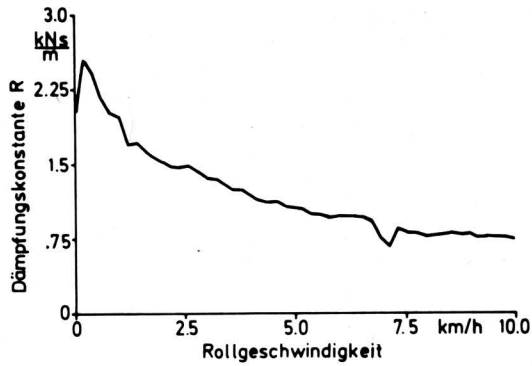


Bild 12. Verlauf der Dämpfungskonstante in Abhängigkeit von der Rollgeschwindigkeit; Reifen 12.4–28 AS, Innendruck $0,8 \cdot 10^5$ Pa.

Bild 13 zeigt für 2 unterschiedliche Reifendrucke den Anstieg des an der Radachse gemessenen Effektivwertes der Beschleunigung mit der Rollgeschwindigkeit. Zum Vergleich ist der Effektivwert der Anregungsbeschleunigung eingezeichnet, der bei diesem Versuch konstant gehalten wurde. Der an der Radachse gemessene Effektivwert der Beschleunigung steigt bei einem Luftdruck von $0,5 \cdot 10^5$ Pa im Bereich 2–20 km/h um 56 % an. Bei $2,5 \cdot 10^5$ Pa beträgt der Anstieg 71 %. Bei 18 km/h Rollgeschwindigkeit zeigt sich bei hohem Luftdruck eine starke Überhöhung des Effektivwertes der Beschleunigung, die durch Formfehler des Reifens verursacht wird.

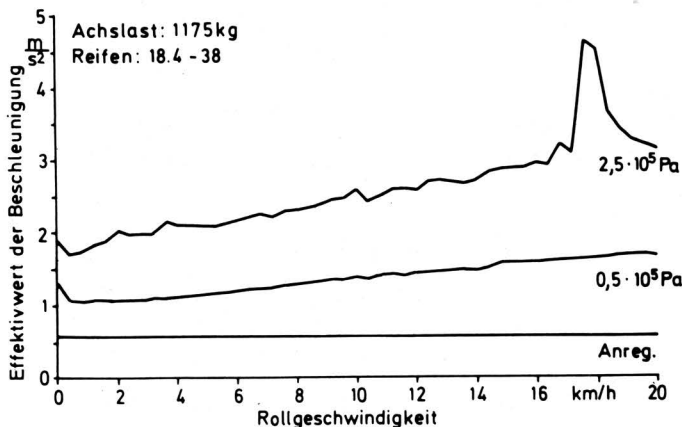


Bild 13. Effektivwert der Beschleunigung an der Radachse in Abhängigkeit von der Rollgeschwindigkeit; Reifen 18.4–38 AS bei unterschiedlichem Innendruck, abgestützte Masse 1175 kg.

4.3.2 Einfluß des Reifeninnendruckes auf die Resonanzfrequenz und auf die Vergrößerungsfunktion

Eine Erhöhung des Reifeninnendruckes führt bei konstanter Last zu einer höheren Resonanzfrequenz. **Bild 14** zeigt, wie sich unterschiedliche Luftdrücke auf die Resonanzfrequenz auswirken. Bei dem untersuchten Reifen 18.4–38 mit einer über die Achse abgestützten Masse von 1175 kg stieg die Resonanzfrequenz bei einer Luftdruckänderung von $0,5 \cdot 10^5$ Pa auf $1,5 \cdot 10^5$ Pa um 0,8 Hz an. Außerdem zeigten alle bisher ausgewerteten Messungen bei steigendem Luftdruck ein Anwachsen der Vergrößerungsfunktion, **Bild 15**. Die starken Überhöhungen im Bereich 15–19 km/h sind wiederum auf Formfehler des Reifens bzw. auf die Auswirkungen der Reifenstollen zurückzuführen.

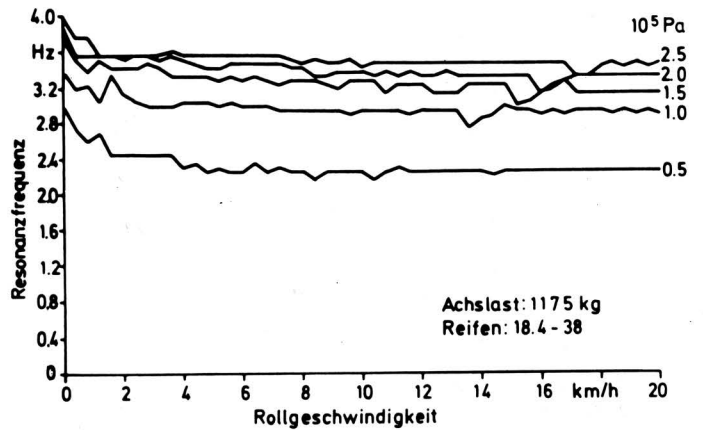


Bild 14. Einfluß des Reifeninnendruckes auf die Resonanzfrequenz; Reifen 18.4–38 AS, Masse 1175 kg.

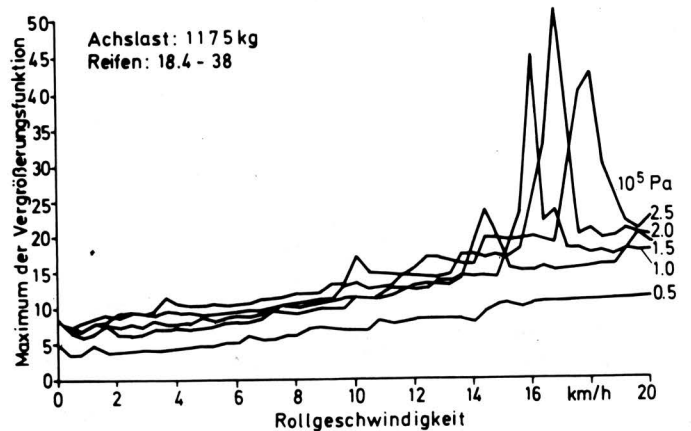


Bild 15. Einfluß des Reifeninnendruckes auf das Maximum der Vergrößerungsfunktion in Abhängigkeit von der Rollgeschwindigkeit; Reifen 18.4–38 AS, Masse 1175 kg.

Um einen guten Überblick über die Auswirkungen des Reifendruckes auf die Federsteifigkeit und Dämpfung zu erhalten, sind in **Bild 16 bis 19** die Versuchswerte zusammengefaßt dargestellt. **Bild 16** zeigt am Beispiel des Reifens 16.9/14–30 AS die Zunahme der Federsteifigkeit bei steigendem Reifeninnendruck für verschiedene über das Rad abgestützte Massen. Die einzelnen Meßwerte für die Federsteifigkeit sind durch kleine Quadrate markiert. Hierbei ist ein leicht degressiver Verlauf erkennbar.

Bild 17 zeigt ähnliche Ergebnisse für einen Radialreifen. Beim Vergleich der Ergebnisse von Diagonalreifen (**Bild 16**) und Radialreifen (**Bild 17**) ergibt sich für den Diagonalreifen ein etwas deutlicher degressiver Verlauf der Federsteifigkeit in Abhängigkeit vom Reifeninnendruck. Insgesamt erweist sich der Radialreifen bei gleichem Innendruck als etwas "weicher" als ein Diagonalreifen gleicher Größe.

Die Dämpfungskonstante des rollenden Reifens ist nur wenig vom Reifeninnendruck abhängig, **Bild 18** und **19**. Ferner zeigten die untersuchten Reifen bei abnehmender statischer Radlast eine geringfügige Abnahme der Dämpfungskonstante. Im Vergleich zu Messungen bei stehendem Reifen ist das relative Dämpfungsmaß in allen Fällen deutlich kleiner, wobei die Größe des Unterschiedes jedoch wiederum durch die Rollgeschwindigkeit und durch die Stärke der Fahrbahnebenheiten beeinflusst wird und daher nur schwer quantifizierbar ist. Die Dämpfungskonstante der Radialreifen (**Bild 19**) liegt deutlich unterhalb der von Diagonalreifen (**Bild 18**). Das relative Dämpfungsmaß der meisten untersuchten Reifen lag im Bereich 0,025–0,08.

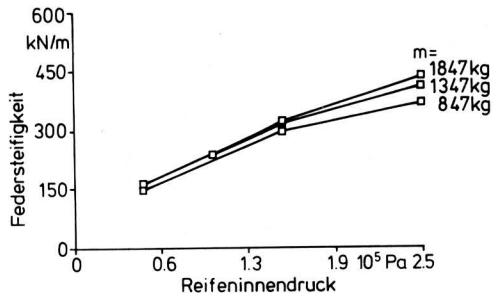


Bild 16. Verlauf der dynamischen Reifenfedersteifigkeit in Abhängigkeit vom Innendruck; Diagonalreifen 16.9/14–30 AS, Masse als Parameter.

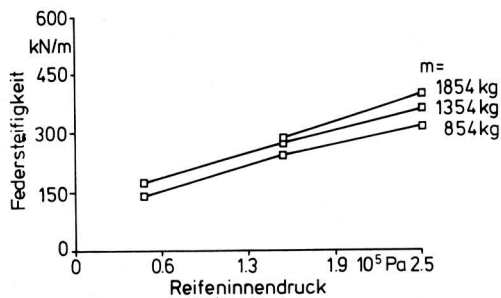


Bild 17. Verlauf der dynamischen Reifenfedersteifigkeit in Abhängigkeit vom Innendruck; Radialreifen 16.9/14R30 AS, Masse als Parameter.

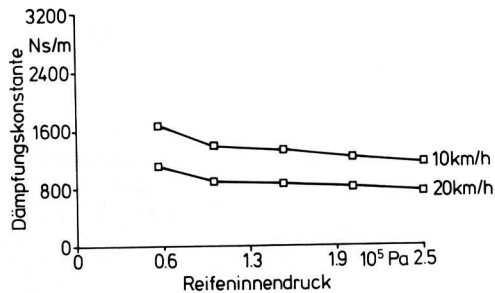


Bild 18. Dämpfungskonstante in Abhängigkeit vom Innendruck; Diagonalreifen 16.9/14–30 AS, Masse 847 kg.

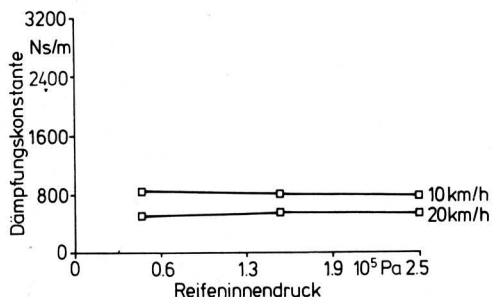


Bild 19. Dämpfungskonstante in Abhängigkeit vom Innendruck; Radialreifen 16.9/14R30 AS, Masse 854 kg.

5. Zusammenfassung

Aufgrund von Untersuchungen mit Hilfe eines speziell für Ackerschlepper entwickelten Prüfstandes wurden dynamische Reifenkennwerte für großvolumige Reifen ermittelt. Hierbei zeigte sich grundsätzlich ein wesentlicher Unterschied in der Federsteifigkeit und in der Dämpfung bei stehenden und rollenden Reifen. Für die Federsteifigkeit ergab sich bei den untersuchten Reifen bei etwa 3,5 km/h ein Abfall, darüber hinaus blieb die Federsteifigkeit konstant. Für die Dämpfung ergab sich ebenfalls ein Abfall, der bis etwa 10 km/h deutlich erkennbar ist. In weiteren Untersuchungen wurden die Einflüsse der Radlast, des Innendrucks und der Reifenart auf die Dämpfung und die Federsteifigkeit ermittelt. Die Untersuchungen werden fortgesetzt.

Schrifttum

Bücher sind durch ● gekennzeichnet

- [1] *Göhlich, H. u. H. Jungerberg*: Beschreibung des rechnergesteuerten 4-Stempel-Fahr- und Schwingungsprüfstandes für Traktoren und Maschinen. Institutsbericht, Institut für Landtechnik, TU Berlin, 1982.
- [2] *Jungerberg, H.*: Zweidimensionales, nichtlineares Rechenmodell eines ungefederten Fahrzeuges für Fahrkomfort- und Fahrsicherheitsuntersuchungen. Institutsbericht, Institut für Landtechnik, TU Berlin, 1982.
- [3] *Hahn, W.D.*: Die Federungs- und Dämpfungseigenschaften von Luftreifen bei vertikaler Wechsellast. Diss. TU Hannover, 1972.
- [4] *Chiesa, A.*: Experimentelle Überprüfung des Zusammenhangs zwischen dynamischer Steifigkeit der Reifen und senkrechten Schwingungen des Wagens. Automobiltechn. Zeitschr. (ATZ) Bd. 63 (1961) Nr. 2, S. 47/51.
- [5] *Essers, E. u. E. Marquard*: Stoß- und Schwingungsdämpfung durch Luftreifen. Jahrbuch der Rhein.-Westf. TH Aachen, 1951.
- [6] ● *Bekker, M.G.*: Off the road locomotion. The University of Michigan Press 1960.
- [7] *Krempel, G.*: Untersuchungen an Kraftfahrzeugreifen. Automobiltechn. Zeitschr. (ATZ) Bd. 69 (1967) Nr. 1, S. 1/8.
- [8] *Mitschke, M.*: Der Reifen in seiner Wirkung auf Fahrzeug und Fahrbahn. Automobiltechn. Zeitschr. (ATZ) Bd. 62 (1960) Nr. 4, S. 118/22.
- [9] *Hlawitschka, E.*: Federungs- und Dämpfungsverhalten von Reifen auf gekrümmten Aufstandsflächen. Deutsche Agrartechnik Bd. 21 (1971) Nr. 2, S. 72/75.
- [10] *Hofferberg, W. u. R. Reinhold*: Probleme der Reifenentwicklung für die derzeitigen Schlepper. Proc. 3rd Intern. Conf. The Intern. Society of Terrain-Vehicle-Systems Inc. 1969, Vol. 3.
- [11] *Sharon, I.*: Der pneumatische Reifen und seine Anwendung. Technion, Haifa 1972.
- [12] ● *Wendeborn, J.O.*: Ein Beitrag zur Verbesserung des Fahrkomforts auf Ackerschleppern. Fortschr.-Ber. VDI-Z. Reihe 14, Nr. 8, Düsseldorf: VDI-Verlag 1968.
- [13] *Sharon, I.*: Untersuchung über die Schwingungseigenschaften großvolumiger Niederdruckreifen. Diss. TU Berlin, 1975.