

Landtechnische Forschung

HERAUSGEBER: KURATORIUM FÜR TECHNIK IN DER LANDWIRTSCHAFT UND LANDMASCHINEN- UND ACKERSCHLEPPER-VEREINIGUNG IM VDMA

Heft 1/1963

MÜNCHEN

13. JAHRGANG

Hans Helmut Coenenberg:

Das „äußere“ Schwingungsverhalten von Ackerschleppern, insbesondere ihre dynamischen Achslasten II

Institut für Schlepperforschung, Braunschweig-Völkenrode

Der erste Teil der vorliegenden Arbeit über das Schwingungsverhalten von Ackerschleppern wurde in Heft 6/1962 der „Landtechnischen Forschung“ veröffentlicht. In ihm wurde das Schwingungsverhalten analysiert. Der jetzt vorgelegte zweite Teil enthält die Besprechung der Versuche und die Diskussion der Ergebnisse.

sich über Wahrscheinlichkeitsüberlegungen in Einsatzmodelle des Schlepperbetriebs einordnen. Diese gestatten überschlägig die Angabe von Häufigkeitsverteilungen der Belastungen oder anderer Kennwerte für Rechnung, Konstruktion und Versuch.

2. Messungen dynamischer Rad- beziehungsweise Achslasten

Für die Meßaufgaben führte die Erörterung des Schwingungsverhaltens bei den Betriebs- und Fahrzuständen, welche mit hohen dynamischen Rad- beziehungsweise Achslasten verbunden sein können, zu folgendem Bild:

Die statischen und quasi-statischen Lasten können aus einfachen Rechnungen oder mittels graphischer Methoden erhalten werden. Zur Ermittlung der dynamischen Rad- beziehungsweise Achslasten sind jedoch vorerst Messungen erforderlich. Diese sollen Zahl und Höhe der bei dem betreffenden Fahrzustand auftretenden Lastspitzen und auch den schwingungstechnischen Zusammenhang erkennen lassen. Sind entsprechende durchschnittliche Relationen sowie hohe und höchstmögliche Schwingungsamplituden für die wichtigsten Fahrzustände bekannt, so lassen sie

2.1 Die Versuchs- und Meßeinrichtungen

Die Durchführung landtechnischer Meßaufgaben ist meistens ein Kompromiß zwischen apparativem Aufwand, Informationsgehalt der Ergebnisse und Umfang des Versuchsprogramms. Zur Erfüllung der Aufgabe waren die Vertikal- und Längskräfte an den Hinterrädern, die Vorderachslast, möglichst auch die Querkräfte an der Vorderachse sowie die Vertikal-Beschleunigungen an den Achsen zu messen. Ferner waren die Querkräfte an den Trieb- rädern von Interesse. (Eine hierfür vorgesehene Meßmöglichkeit erwies sich jedoch in Rechnung und Vorversuchen wegen nicht kompensierter „Fremd-Einflüsse“ als zu ungenau.) Im vorliegenden Fall war andererseits die Zahl der zu registrierenden Meßwerte durch sechs (bis maximal acht) verfügbare Meßverstärker begrenzt. Die Entwicklung eines besonderen „Meßschleppers“ oder der Aufbau umfangreicher Meßeinrichtungen an einem oder mehreren Schleppern war im Hinblick auf Kosten- und Zeit- aufwand nicht möglich. Deshalb wurde ein Versuchsschlepper

Tafel 1: Die Daten des Versuchsschleppers, der Geräte und Anhänger

| | | | | | | |
|---|-----------------------|---------------|-------------------------|-------------------------|-----------------------|-----------------------|
| Leergewicht (mit Fahrer) G_{so} | [kp] | 1550 | | | | |
| Radstand l | [mm] | 1850 | | | | |
| Spurweite x | [mm] | 1350 | | | | |
| Bereifung vorn | | 5.50-16 ASF | | | | |
| hinten | | 10-28 AS | | | | |
| Reifeninnendruck vorn (bei den Meßfahrten) | [kp/cm ²] | 1,5 | | | | |
| hinten (bei den Meßfahrten) | [kp/cm ²] | 1,5 (0,8) | | | | |
| Höhe des Pendelbolzens der Vorderachse über Fahrbahn | [mm] | 560 | | | | |
| Horizontaler Abstand des Steckbolzens der Anhängerkupplung von Hinterachsmittle | [mm] | 375 | | | | |
| Höhe der Anhängerkupplung über Fahrbahn | [mm] | 630 | | | | |
| Massenträgheitsmomente (überschlägig ermittelt) | | | | | | |
| um Quer- und Hochachse $\Theta_x \approx \Theta_y$ | [mkps ²] | ≈ 75 | | | | |
| um Längsachse (ohne Vorderachse) Θ_z | [mkps ²] | ≈ 15 | | | | |
| Statische Achslasten des Schleppers | A_o [kp] | B_o [kp] | $\frac{A_o}{A_{oleer}}$ | $\frac{B_o}{B_{oleer}}$ | $\frac{A_o}{G_{ges}}$ | $\frac{B_o}{G_{ges}}$ |
| Schlepper (bei Leergewicht) | 600 | 950 | 1,0 | 1,0 | 0,39 | 0,61 |
| Schlepper mit Anbaupflug 1 (rund 125 kp) | 485 | 1190 | 0,81 | 1,26 | 0,29 | 0,71 |
| Schlepper mit Anbaupflug 2 (voll ausgerüstet rund 430 kg) | 280 | 1780 | 0,47 | 1,88 | 0,14 | 0,86 |
| ohne vorderen Pflugkörper rund 330 kp | 350 | 1530 | 0,58 | 1,62 | 0,19 | 0,81 |
| ohne hinteren Pflugkörper rund 330 kp | 400 | 1480 | 0,67 | 1,50 | 0,22 | 0,78 |
| Schlepper mit Vierradanhänger | | | | | | |
| leer rund 1280 kp | | | wie Schlepper leer | | | |
| mit Beton-Ballast rund 4100 kp | | | wie Schlepper leer | | | |
| Schlepper mit aufgesatteltem Einachs-Stallungstreuer | | | | | | |
| leer 1000 kp dabei Stützlast rund 150 kp | 570 | 1130 | 0,95 | 1,24 | 0,35 | 0,65 |
| mit 2,4 t Dung rund 3400 kp, dabei rund 600 kp Stützlast | 480 | 1670 | 0,80 | 1,76 | 0,18 | 0,82 |

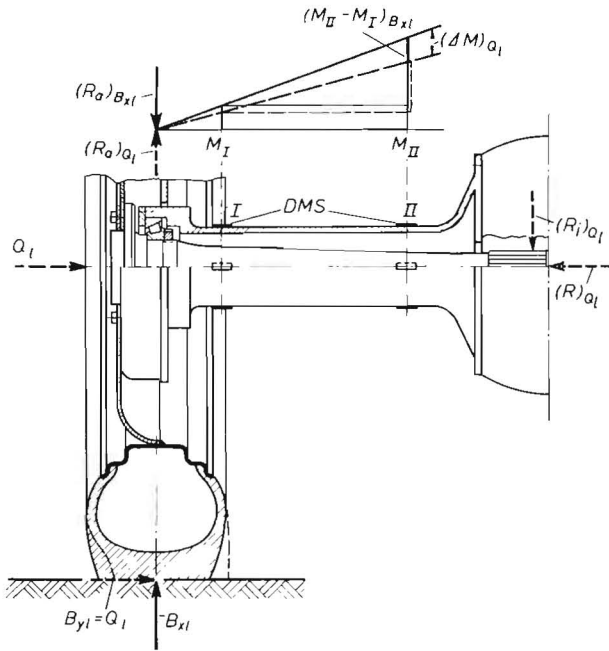


Bild 7: Hinterachs-Anordnung des Versuchsschleppers
Die Vertikalkraft B_{xl} kann im Achstrichter als Differenz der Biegemomente $(M_{II} - M_I)$ erfaßt werden, unterliegt aber der Reaktion R_a einer Querkraft Q_I am Rad

ausgewählt, der hinsichtlich allgemeiner Konstruktion, Federung, Massenverteilung und dergleichen etwa dem Durchschnitt der Ackerschlepper entsprach und einen einfachen Ein- oder Anbau von Meßeinrichtungen ermöglichte (Tafel 1). Seine Hinterachse hat einen Aufbau nach Bild 7 mit schlanken und in den Querschnitten sowie Wandstärken etwa gleichbleibenden Achstrichtern. Daher konnte eine gute Empfindlichkeit der Meßanordnung bei einem relativ niedrigen Störpegel erwartet werden. Durch Aufbringen und Verschalten von Dehnungsmeßstreifen auf beiden Achstrichtern an den Querschnitten I und II konnte so die in diesen auftretende Differenz der Biegemomente gemessen werden, die jeweils aus Vertikal- oder Längskräften an den Rädern herrühren. Die durch Vertikalkräfte bewirkten Biegemomente werden jedoch durch Querkräfte in den Radaufstandspunkten verändert (Bild 7): Eine in der Radaufstandsfläche angreifende Querkraft ergibt, auf die Radnabe reduziert, noch ein Biegemoment, das bei der Achswellen-Lagerung des Versuchsschleppers über Vertikalkräfte im Ausgleichsgetriebe-Gehäuse und am äußeren Radlager aufgenommen wird. Reaktionen solcher Querkräfte an den Rädern beeinflussen somit die Anzeige der Radlast.

Eine Elimination dieses Einflusses sowie eine gesonderte Erfassung der auftretenden Querkräfte hätte einen vollständigen Umbau der gesamten Hinterachse erfordert, auf den aus den angegebenen Gründen verzichtet werden mußte. Für die gewählte einfache Meßanordnung sprach ferner, daß sie die für die Be-

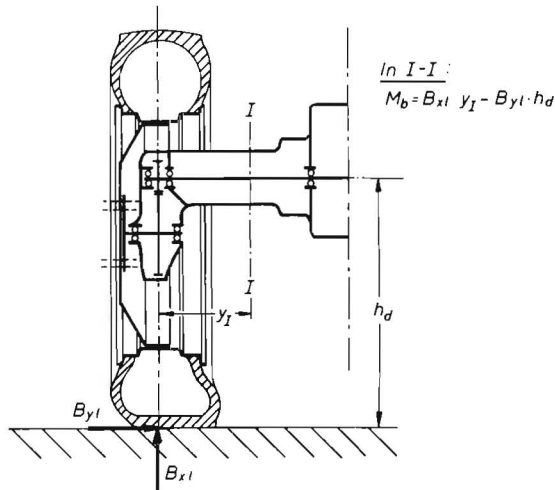


Bild 8: Hinterachs-Anordnung von Schleppern mit einem über den Achstrichter hin konstanten Biegemoment einer Querkraft

messung des Achstrichters wesentlichen Biegemomente richtig wiedergibt und daß bei der an beiden Rädern vorwiegend gleichsinnigen Querkraft-Wirkung der in der Summe der Biegemomente enthaltene Fehler meistens schon vernachlässigbar klein wird. (Das zeigte auch die Auswertung der Meßschiene.) Bei anderen Achs-Anordnungen (Bild 8) werden jedoch die Achstrichter durch Querkräfte über ihre ganze Länge mit einem jeweils konstanten Moment belastet; diese Anordnungen findet man bei Ackerschleppern aber fast ausschließlich im Zusammenhang mit Portal- oder Planeten-Vorgelegen an den Radnaben, bei denen die Aufnahme der Querkräfte und Biegemomente gegen andere und bekannte Bemessungsgründe (Antriebs- und Brems-Reaktionsmomente, Lager- und Zahnkräfte, gußtechnische Erfordernisse usw.) sehr in den Hintergrund tritt.

Ferner waren die Vertikal- und Seitenkräfte an der Vorderachse zu messen. Hierfür konnte eine „aufgelöste“ Vorderachse, welche Momente um die Querachse über relativ lange Schublenker aufnimmt, zur Messung hergerichtet werden. Dazu wurde der normale Pendelbolzen durch einen mit Dehnungsmeßstreifen versehenen Biegestab ersetzt (Bild 9). Die Vertikal- und Querkräfte werden auf ihn über ein Nadellager sowie eine Kugelfläche (als räumliche Einstellmöglichkeit) übertragen. So wurden störende Momente ferngehalten und ein Wandern des Lastangriffspunktes vermieden. Zur Eichung wurde zunächst jeder Achstrichter für sich an einen Tragbock angeflanscht (Bild 10) und an der Radnabenseite durch Horizontal- und Vertikalkräfte sowie Momente belastet. Hierbei erwiesen sich bei der gewählten Anordnung der Dehnungsmeßstreifen die Meßfehler durch die jeweils nicht gemessene Komponente, beispielsweise der Einfluß der Längskräfte auf die Anzeige der Vertikalkräfte, sowie durch Momente an der Schutzblech-Halterung, als meistens vernachlässigbar klein. Nach Zusammenbau des Schleppers wurde durch Aufbringen von Kräften in den Radmittelebenen direkt geeicht (bei den Meßstellen der Vorderachse in gleicher Weise).

Nach den Erfahrungen früherer Untersuchungen [1; 14] war mit einer erheblichen störenden Beeinflussung der Meßwerte durch vom Schleppermotor ausgelöste Vibrationen zu rechnen. Das erforderte, weil insbesondere die auch durch Körperschall-Leitung übertragenen höherfrequenten Anteile wegen der Art der Meßwertaufnahme zu groß angezeigt werden, ihre Aussiebung durch Tiefpaß-Filter.

Diese wurden bereits vor den letzten Eichungen zwischengeschaltet, so daß unterhalb von etwa 15 Hz noch keine nennenswerte Verfälschung der Anzeige erhalten wird.

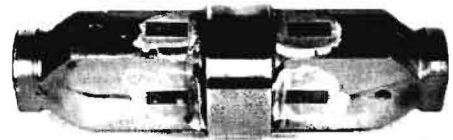


Bild 9: Meßstab für die Vorderachs-Meßanordnung mit aufgeklebten Dehnungsmeßstreifen vor der Fertigstellung

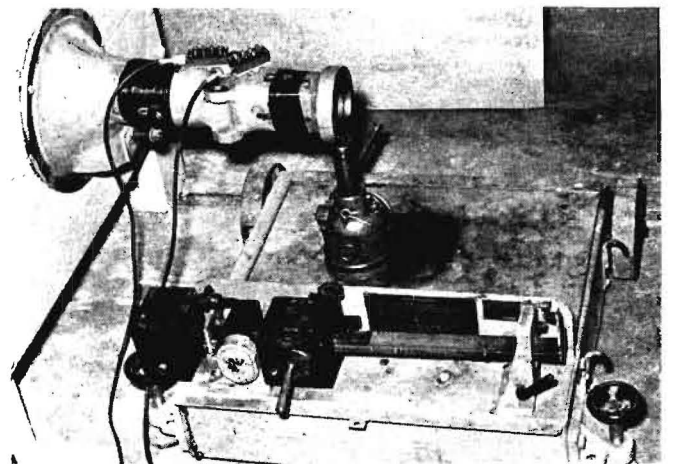


Bild 10: Achstrichter mit Meßanordnung nach Bild 7 bei der Eichung

2.2 Die Messungen und ihre Einzelergebnisse

Zum Abgrenzen eines Versuchsprogramms wurden in Vorversuchen und nicht gemessenen Probefahrten auf Straßen verschiedenster Beschaffenheit, Feldwegen und Knüppeldämmen, Feld-einfahrten, festen und weichen Böden mit teils relativ ebenen, teils gleichmäßig-welligen sowie sehr unregelmäßig unebenen Oberflächen das Bewegungs- und Schwingungsverhalten des Schleppers bei „Leerfahrt“, beim Fahren mit schwerem Anbaupflug sowie mit Vierrad-Anhänger und Einachs-Sattelwagen beobachtet und subjektiv vom Fahrer beurteilt. Dabei zeigte sich, daß heftigere Schwingbewegungen, die auf entsprechend hohe dynamische Achslasten schließen lassen, nur bei schnellem Befahren „schwerer“ Einzelhindernisse (Schlaglöcher oder Schwellen) sowie vor allem bei Resonanzfällen vorliegen. So ergab sich beispielsweise für den Fahrer die subjektiv gleiche Unerträglichkeit der Schwingbewegungen des Schleppers bei Leerfahrt sowie beim Zug eines leeren Vierrad-Ackerwagens beim Fahren mit 18–19 km/h auf einer stark zerfahrenen Teerstraße mit zahlreichen Schlaglöchern, mit 10–11 km/h auf einem schlechten und holprigen Feldweg sowie mit 6–8 km/h auf einem alten und sehr schadhafte Knüppeldamm. Das Profil des letzteren war bereits aus Untersuchungen der Einwirkungen des Frontladers auf den Schlepper bekannt [1; 14] und hatte sich inzwischen kaum verändert (s. Bild 2). Auf diesem ließen sich Resonanzfälle am leichtesten herbeiführen, so daß eine größere Zahl von Messungen auf ihm durchgeführt wurde.

Aus der Analyse des Schwingungsverhaltens und den subjektiven Feststellungen bei den Probefahrten ergab sich das im folgenden beschriebene Versuchsprogramm. Die dynamischen Vorderachslasten beim Fahren und Arbeiten mit dem Frontlader waren bereits bekannt, so daß auf entsprechende neuere Messungen verzichtet werden konnte.

Einige technische Daten des Versuchsschleppers, der verwendeten Anbaupflüge sowie Anhänger sind in Tafel 1 wiedergegeben.

2.2.1 Fahren mit dem Schlepper allein

Die Messungen wurden auf einer guten und griffigen Teerstraße mit Anfahrt und Bremsversuchen begonnen. Dazu wurde mit voller Motordrehzahl und Schnappenlassen des Kupplungspedals [vgl. 1; 26] in den verschiedenen Gängen angefahren und nach Abklingen der hierdurch eingeleiteten Nickschwingungen sehr scharf (bis zum Blockieren der Räder) gebremst. Bei einigen Fahrten wurde auch bei etwa 10 km/h durch heftiges Hin- und Herreißen des Lenkrades ein „Schlängelkurs“ des Schleppers erzwungen.

Einen für diese Messungen typischen Meßschrieb (bei Geradeausfahrt) zeigt Bild 11: Es wurden jeweils kräftige Nick- und Zuckschwingungen ausgelöst; in Gängen mit etwa 6–10 km/h Nennfahrgeschwindigkeit wurde die Vorderachse vorübergehend auch von der Bahn abgehoben. Scharfes Bremsen bis zum Blockieren der Triebäder bewirkte ein zwar weniger heftiges „Nicken“, dieses konnte aber doch zu momentan sehr weitgehender Entlastung (fast bis zum Abheben der Triebäder) führen. Das Erzwingen heftiger „Schlängelbewegungen“ des Schleppers ergab Querkraften an der Vorderachse, die etwas höher als die momentane Vorderachslast waren. Hierbei kann der Quer-Kraftschlußbeiwert zwischen der noch neuwertigen Vorderradbereifung und der Fahrbahn durchaus etwas größer als 1.0 gewesen sein; die restliche Differenz erklärt sich aus Kräften im Lenkgestänge und deren Reaktionen.

An den Triebädern waren bei diesen heftigen Lenkbewegungen zweifellos auch wesentliche Querkraften vorhanden, die jedoch nach Größe und Richtung von der gleichzeitigen Radlaständerung durch die Querneigung des Schleppers teilweise kompensiert wurden. Gegen die Achslast-Schwankungen durch Nickschwingungen blieben sie aber noch gering. (Auf die zahlenmäßige Auswertung der Ergebnisse wird noch eingegangen.)

Bei den Vorversuchen mit Fahrten des Schleppers auf schlechtester Bahn hatten sich die oben erwähnten Resonanzfälle mit heftigen Schwingbewegungen des Schleppers als besonders unangenehm erwiesen. Der Fahrer konnte sie nicht mehr sitzend, sondern nur noch stehend (mit „weichen Knien“) ertragen; er hatte ausserdem Mühe, den ständig springenden Schlepper auf

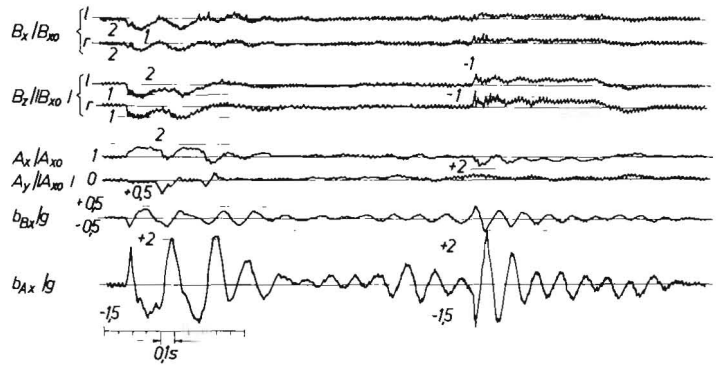


Bild 11: Ausschnitte von Kraft- und Beschleunigungsverläufen beim Anfahren und scharfen Bremsen des Schleppers allein auf sehr ebener und griffiger Straße

Die Schriebe zeigen (von oben nach unten): Vertikalkräfte B_x am linken (l) und rechten (r) Triebäder, auf die statischen Radlasten B_{x0} bezogen; Längskräfte B_r (links und rechts), ebenfalls auf die statischen Radlasten bezogen; Vorderachslast A_x sowie -Querkraft A_y , auf die statische Last A_{x0} bezogen; Vertikalbeschleunigungen über der Hinterachse b_{Bx} und der Vorderachse b_{Ax} , jeweils auf die Erdbeschleunigung g bezogen

dem gewünschten Kurs zu halten. Einige Filmaufnahmen bestätigten das beobachtete abwechselnde und gleichzeitige Abspringen von Vorder- und Hinterachse. Dieses wurde auch aus den Meßschrieben ersichtlich (Bild 12 als Beispiel): Nach dem Abheben schwingen die Hinterräder nur wenig nach; die Vorderachse kann jedoch Schwingungen mit einer Frequenz von etwa 20 Hz ausführen. Während des heftigsten Resonanzfalles waren die Triebäder mehr als $\frac{2}{3}$ der Zeit erheblich weniger als statisch belastet; die Vorderachse war sogar fast $\frac{3}{4}$ der Zeit in der Luft.

Die über der Hinterachse gemessenen Vertikalbeschleunigungen entsprachen teilweise dem Verhältnis der dynamischen Kräfte zu den statischen Lasten, zum Teil waren sie auch größer, oft um 10–20%; die an der Vorderachse registrierten waren größer als die nach den Kräften und der Lage des Momentanpols der Nickschwingungen etwa anteilig zu erwartenden. (Eine Überprüfung dieser Feststellung muß zunächst zurückgestellt werden.)

Trotz des sehr heftigen Schwingungszustandes des Schleppers blieben die registrierten Längskräfte während der Fahrt stets kleiner als beim Anfahren oder Bremsen; auch die Querkraften an der Vorderachse blieben relativ gering. Dabei ist jedoch zu berücksichtigen, daß die Bahn nur geringe Querneigungen aufweist, bei Feuchte zum Schmieren neigt und bei Trockenheit durch einen fast unvermeidbaren dünnen Staub- und Sandbelag auch nicht sonderlich „griffig“ ist.

Bei diesen Fahrten konnte der Fahrer nur bis zu etwa 6 km/h Geschwindigkeit eben noch auf dem Schlepper sitzenbleiben, so daß die dabei registrierten dynamischen Belastungen etwa den Grenzwerten entsprachen, die bei üblicher Fahrweise von dem Fahrer noch vereinzelt zugelassen werden. Die bei schnellerem Fahren (im Resonanzfall) erzielten noch höheren Werte können daher als relativ seltene dynamische Belastungsspitzen angesehen werden.

Eine Absenkung des Luftdrucks der Triebäder von 1,5 auf 0,8 atü hatte eine geringfügige Verlangsamung der Nick- und Hub-Eigenfrequenzen zur Folge. Die Schwingungsamplituden verringerten sich nur um 10–20% und damit weniger als zunächst erwartet worden war; allerdings wurde der Resonanzzustand bei diesen Messungen wohl etwas besser als bei den zuvor ausgeführten erreicht.

Zum Vergleich mit den Versuchen auf dem Knüppeldamm wurden auf einem sehr schlechten Feldweg Messungen durchgeführt; diese ergaben (entsprechend seiner längeren mittleren Welligkeit erst bei etwas höherer Geschwindigkeit) fast gleiche dynamische Belastungen mit ähnlichen Kraftverläufen. Für das Empfinden des Fahrers waren die Schwingungen bei beiden Versuchsreihen sehr unangenehm.

2.2.2 Schlepper mit Anbaupflug auf sehr schlechten Fahrbahnen

Für Versuche und Messungen mit vom Kraftheber getragenen Anbaugerät am Schlepper wurden verschiedene Anbaupflüge benutzt. Ein im Verhältnis zum Schleppergewicht mit 125 kg

Bilder 12 bis 15: Ausschnitte von Kraft- und Beschleunigungsverläufen bei Versuchsfahrten auf sehr schlechter Bahn (Knüppeldamm nach Bild 2) Bezeichnungen und Relationen wie zu Bild 11

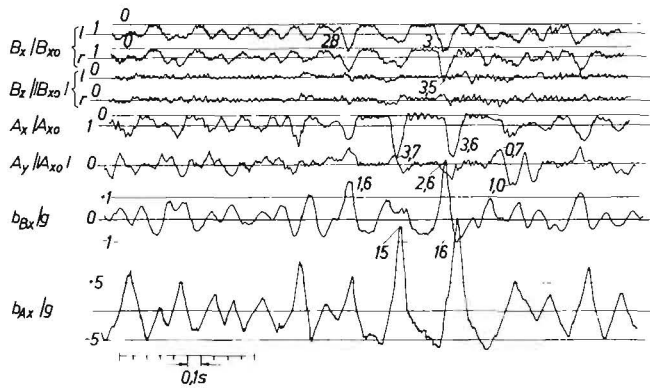


Bild 12: Schlepper allein

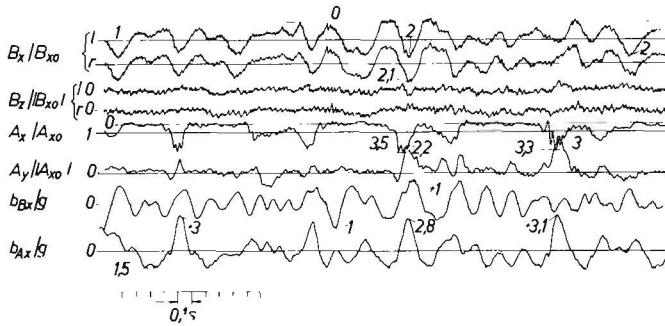


Bild 13: mit schwerem Anbaupflug

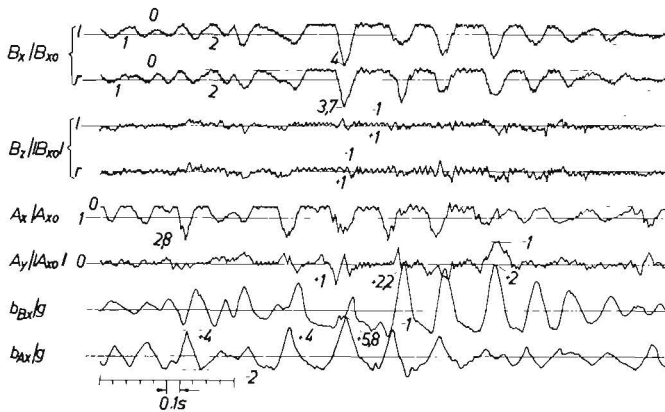


Bild 14: beim Zug eines leeren Vierrad-Ackerwagens

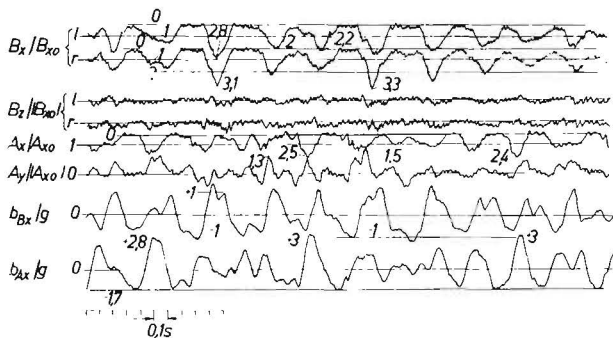


Bild 15: mit aufgesattelttem leerem Stallungstreuer

etwas zu leichter Zweifar-Beetpflug sollte als Beispiel für die Gruppe leichter Anbaugeräte dienen. Er bewirkte in Transportstellung eine statische Achslastverteilung (vorn/hinten) von rund 29/71% des Gesamtgewichts. Als besonders schweres Gegenstück wurde ein langgestreckter Zweifar-Winkeldrehpflug benutzt. Dieser bewirkte mit rund 430 kg Gewicht (Normalausstattung) in Transportstellung eine Achslastverteilung von 14/86%. Dabei war die Vorderachse aber schon so stark entlastet, daß bei üblicher

Fahrweise auf schlechter Bahn die Lenksicherheit erheblich beeinträchtigt war. Für die Messungen wurden deshalb zunächst die vorderen und später stattdessen die hinteren Pflugkörper abgebaut (damit änderte sich die Achslastverteilung auf 19/81% beziehungsweise 22/78%). So konnten bei gleichem Gewicht Schwerpunktslage und Massenträgheitsmoment wesentlich verändert werden. Diese Variationsbreite der Gerätegewichte, Schwerpunktslagen und Trägheitsmomente erübrigte Versuche mit anderen Anbaugeräten.

Bei den Messungen zeigte sich, daß das Schwingungsverhalten des Schleppers durch den leichten Pflug noch nicht wesentlich verändert wurde. Die Schwankungen der Hinterachslast wurden nicht größer als bei (etwas schnellerer) Fahrt des Schleppers allein. Die Eigenfrequenz der Nickschwingungen des Schleppers wurde durch den leichten Pflug von einem Resonanzbereich zwischen 4 und 5 Hz auf etwa 3,5 Hz verlangsamt, durch den schweren mit nur den vorderen Körpern ging sie auf etwa 2,7 Hz und bei Ausstattung nur mit den hinteren Pflugkörpern auf rund 2,2 Hz zurück (Bild 13). Dementsprechend waren die Schwingungen mit dem schweren Pflug langsamer und relativ „ruhiger“. Die Vorderachse blieb häufig 0,5 s lang (und noch länger) in der Luft. Das Abspringen der Triebräder von der Bahn wurde dagegen sehr selten; die Vertikalbeschleunigungen der Hinterachse verringerten sich so weit, daß der Fahrer eben noch sitzenbleiben konnte. Die Amplituden im Resonanzfall der langsamen Nickfrequenz blieben relativ gering. Stattdessen traten häufiger Triebachlast-Schwankungen und Vertikalbeschleunigungen mit Frequenzen von etwa 4,5–5,2 Hz auf, die sich aus dem in Bild 5c wiedergegebenen Zusammenhang als „schnelle“ Nickschwingungen des Schleppers zwischen der in relativer Ruhe befindlichen Masse des Anbaugerätes und der Fahrbahn erklären.

Die durchschnittlichen sowie die maximalen Schwingungsamplituden der Hinterachs-Vertikalkräfte konnten (absolut) vereinzelt etwas größer als die des alleinfahrenden Schleppers werden; auf die statische Achslast oder das Gesamtgewicht des Schleppers bezogen, blieben sie jedoch wesentlich kleiner. Die Vorderachslast-Schwankungen waren erwartungsgemäß (absolut) kleiner (auf den statischen Wert bezogen aber größer) als bei leerfahrendem Schlepper.

Die Vertikalbeschleunigungen der Hinterachse entsprachen hierbei teilweise etwa den auf die statische Last bezogenen dynamischen Kräften; zum Teil blieben sie aber auch noch kleiner, oft um 10–25%; diese Zuordnung galt auch nur für die während einer gewissen Zeit ermittelten Durchschnitts- und Maximalwerte und nicht in jedem Augenblick.

Hieraus ergab sich in Übereinstimmung mit den Überlegungen zu 1.52 der Gesamteindruck, daß mit zunehmendem Gewicht und Schwerpunktsabstand der Anbaugeräte und entsprechend größer werdender Vorderachs-Entlastung die auf die statische Hinterachslast bezogenen Schwingungsamplituden wesentlich kleiner werden können. Die Feder- und Dämpferwirkung des Krafthebers und der Dreipunkt-Anlenkung trägt zum Mildern der Schwingungsamplituden bei. Es kann jedoch ein „freies Hochwerfen“ des Geräts mit anschließendem „Auf- und Rückprall“ (im meist nur einfach wirkenden Kraftheber) eintreten; auf die Hinterachskräfte wirkt sich dieses aber kaum aus.

Zum Abtasten des räumlichen Bewegungsverhaltens des Schleppers mit hinten angebaute schwerem Gerät wurde für einige Messungen auf eine hierzu geeignete Stelle der schlechtesten Bahnen (Knüppeldamm) auf die rechte Fahrspur ein Hindernis mit Auf- und Ablauframpen aufgelegt (Bild 2). Die Versuche wurden mit den aus früheren Messungen bekannten, für Resonanzfälle günstigen Geschwindigkeiten zwischen etwa 6 und 11 km/h durchgeführt.

Aus den gemessenen Kraftverläufen wird zwar das Überrollen des Hindernisses ersichtlich; es hebt sich aber aus dem übrigen Schwingungsgeschehen (im Gegensatz zu Fahrten mit hochgehobenem und mit Nutzlast beladenem Frontlader) nicht wesentlich heraus. Damit waren die im vorletzten Absatz von 1.4 angestellten Überlegungen hinreichend bestätigt.

2.23 Fahren mit Vierrad-Anhängern

Beim Fahren des Schleppers mit einem leeren Vierrad-Anhänger, der hinsichtlich Leergewicht und Nutzlast dem Schleppergewicht

angemessen war (s. Tafel 1), wurde das Schwingungsverhalten des Schleppers unter vergleichbaren Bedingungen noch etwas heftiger als bei Fahrt des Schleppers allein. Die Messungen bestätigten den subjektiven Eindruck (Bild 14): Bei etwa gleicher Geschwindigkeit waren die durchschnittlichen Hinterachslast-Schwankungen zwar nur etwas, die Spitzenwerte aber wesentlich größer als bei Leerfahrt. Die Spitzenwerte der Vorderachslast-Schwankungen sowie Mittel- und Spitzenwerte der Hinterachs-Längskräfte und Vorderachs-Querkräfte nahmen ebenfalls gegen die bei Leerfahrt zu.

Es hatte aber nicht erwartet werden können, daß bei den Messungen mit leerem Vierrad-Anhänger die relativ und absolut höchsten Hinterachslasten aller Messungen erhalten wurden. Auch für den Fahrer waren diese Meßfahrten besonders unangenehm.

Beim Zug des bis fast zum zulässigen Gesamtgewicht beladenen Anhängers blieb dagegen erwartungsgemäß das Schwingungsverhalten des Schleppers ruhiger als bei Fahrt ohne Anhänger. Auch die registrierten Kräfte blieben, mit Ausnahme der Vorderachs-Querkräfte, geringer.

2.2.1 Fahren mit Einachs-Sattelwagen auf schlechter Bahn

Vergleichbare und den Erwartungen entsprechende Tendenzen des Schwingungsverhaltens ergaben sich beim Fahren des Schleppers mit Einachs-Sattelwagen. So wurden beim Zug eines unbeladenen Stallungstreuers üblicher Abmessungen (s. Tafel 1) mit nur rund 150 kp statischer Stützlast auf die Anhängerkuppelung beim Befahren der erwähnten schlechten Bahnen die Schwingbewegungen des Schleppers etwas heftiger als bei Leerfahrt mit gleicher Geschwindigkeit. Es kam auch relativ häufiger zum Abspringen der Hinterachse und vor allem der Vorderachse von der Bahn. Die Kraftverläufe und -schwankungen waren etwa denen beim Fahren mit leerem Vierradanhänger vergleichbar (Bild 15). Beim Zug des mit etwa 2 t Stallung beladenen Wagens bei einer Stützlast von fast 600 kp wurde das Schwingungsverhalten erwartungsgemäß sehr viel ruhiger. Die Nickfrequenz ging auf etwa 2,5 Hz zurück. Völliges Abheben der Triebräder wurde selten, Abspringen und „Schweben“ der Vorderachse jedoch recht häufig. Das Einhalten der gewünschten Fahrtrichtung wurde (wie auch mit schwerem Anbaupflug) schwierig.

2.3 Zusammenfassung und Diskussion der Meßergebnisse

Die bei den Messungen gewonnenen Verläufe der Kräfte und Beschleunigungen waren, wie auch teilweise aus den Bildern 11—15 ersichtlich wird, als Folge der beteiligten Schwingungssysteme oft durch periodische Anteile mit statistisch unregelmäßiger Amplitudenfolge gekennzeichnet. In diesen Merkmalen ähnliche Meßwertverläufe waren auch in anderem Zusammenhang bei früheren Untersuchungen gefunden worden [1, mit Schrifttum; 14; 19; 24... 28; 38]. Dabei hatte sich gezeigt, daß die Art des Auswerteverfahrens im Grunde gleichgültig ist: Eine Ermittlung der Häufigkeiten der Überschreitungen von Klassengrenzen hätte (bei hinreichend feiner Klassenteilung) Häufigkeitsverteilungen ergeben, die solchen aus Registrierungen der momentanen Klassenlage in rhythmisch gleichen Zeitabständen sehr

ähnlich gewesen wären. (Das beruht darauf, daß bei dem erstgenannten Verfahren die Periodizität der Schwankungen und Schwingungen des Meßwerts anstelle des „Zählaktes“ bei dem zweiten Verfahren treten kann.)

Die bei der vorliegenden Untersuchung registrierten Amplituden der Kraft- und Beschleunigungs-Verläufe wurden deshalb zunächst in üblicher Weise ausgemessen. Dann wurden visuell als durchschnittlicher Bereich die Grenzen angesetzt, innerhalb derer etwa 90% der Amplituden blieben. Von einer noch etwas feineren, beispielsweise apparativen Auswertung konnte bei den erheblichen Unterschieden der gemessenen Verläufe abgesehen werden.

Nach den erwähnten Untersuchungen konnte ferner unterstellt werden, daß bei einer hinreichend langen „gleichförmigen“ Versuchsstrecke beziehungsweise -dauer Häufigkeitsverteilungen der einzelnen Meßwerte von der Form Gaußscher Normalverteilungen erhalten worden wären. Entsprechende Tendenzen haben besonders bei den Vorderachs-Querkräften sowie den Längskräften an der Hinterachse vorgelegen. Bei den Vertikalkräften an Vorder- und Hinterachse können dagegen als Folge der durch das Abspringen von Rädern von der Bahn entstehenden Nicht-Linearitäten der Schwingungsvorgänge, vor allem bei heftigeren Schwingbewegungen des Schleppers, Mischverteilungen erhalten werden. Beim Befahren von Bahnen mit unterschiedlichen Unebenheits-Merkmalen, Wechsel der Geschwindigkeit sowie häufigerem Anfahren und Bremsen (innerhalb der Meßzeit) können diese besonders ausgeprägt sein.

Die aus der Auswertung der Messungen erhaltenen Absolutwerte der Kräfte waren zunächst zur Kennzeichnung des allgemeinen und grundsätzlichen Zusammenhangs sowie zum Erhalten anschaulicher Kenngrößen auf hierfür geeignete Werte zu beziehen. So ist es zum Beispiel in der Fahrzeugtechnik üblich, das Vielfache der statischen Achslasten als „Stoßfaktoren“ anzugeben [18]. Diese sind jedoch nur ein relatives Maß für die Vielfältigkeit des Schwingungsgeschehens, weil sie von den sich bei Ackerschleppern besonders oft und unterschiedlich ändernden statischen Achslast-

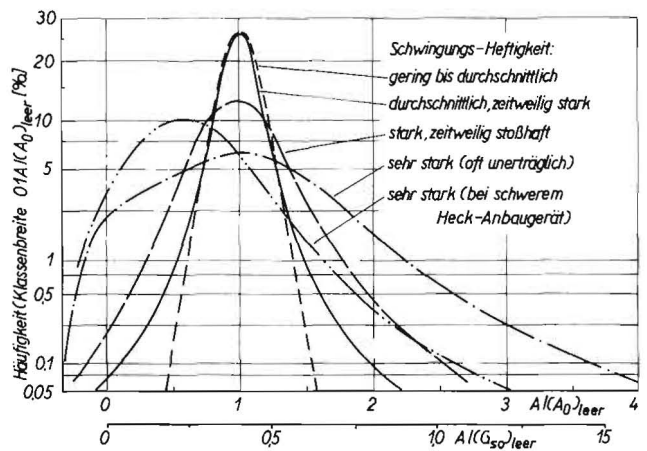


Bild 16: für die Vorderachslast A

Bilder 16 und 17: Häufigkeitsverteilungen der Achslasten von Ackerschleppern, aus den Meßergebnissen für verschiedene Grade der Schwingungsheftigkeit abgeschätzt und auf die statischen Achslasten beziehungsweise das Leergewicht bezogen

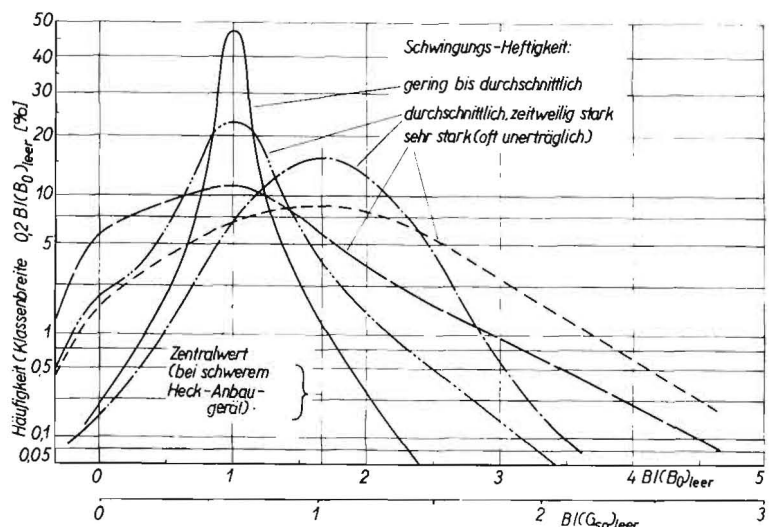


Bild 17: für die Hinterachslast B

Verteilungen abhängen. Deren Variationen gehen jedoch beim Beziehen auf ein bestimmtes Gewicht, vor allem das Leergewicht des Schleppers (wie es bei den Versuchen meist vorlag), nicht ein; die entsprechenden Relationen geben daher die allgemeine Schwingungs-Heftigkeit sowie die effektiven Achslasten besser als die Stoßfaktoren allein wieder.

Andererseits liegt es bei der Festlegung von Bezugsgrößen nahe, die Masse von Anbaugeräten, sofern sie vom Schlepper voll getragen und nicht anderweitig abgestützt werden, der Masse des Schleppers zuzuschlagen. Analog muß dann allerdings bei aufgesattelten Geräten oder Wagen (z. B. Einachs-Sattelwagen) eine hinsichtlich Ort und Gewicht der Stützlast entsprechende fiktive „Zusatzmasse“ der Masse des Schleppers zugeschlagen werden. Dieses aus den Achslaständerungen durch die Stützlast abgeleitete Bild entspricht zwar etwa der bisher üblichen quasi-statischen Betrachtungsweise, gibt jedoch die Merkmale des Schwingungsverhaltens des Schleppers sowie die teilweise davon unabhängigen des aufgesattelten Anhängers nur unvollständig wieder.

Hiernach war es ratsam, jeweils verschiedene Relationen der in Tafel 2 zusammengestellten Meßergebnisse zu nennen. Daneben war es für den Vergleich der Kräfte mit den Beschleunigungen notwendig, die letzteren auf die Erdbeschleunigung zu beziehen.

Neben dieser rein zahlenmäßigen Auswertung wurde versucht, die bei den Messungen subjektiv empfundene Heftigkeit der Schwingungen grob in einige Gruppen zu gliedern und in diese die jeweils gemessenen Kräfte und Beschleunigungen einzuordnen. Eine exaktere und feinere Einteilung und Zuordnung wird praktisch erst nach Vorliegen der im ersten Teil erwähnten Unterlagen für eine rechnerische Behandlung (zum Beispiel Unebenheitsdichte-Spektren der hauptsächlich vorkommenden Fahrbahnen) möglich. Stattdessen muß man sich vorerst noch mit Abschätzungen begnügen, bei denen auch die gemessenen Vertikalbeschleunigungen nur ein sehr relativer Maßstab sind. Dementsprechend können die aus den Meßergebnissen gefolgerten Relationen nur mit dem Vorbehalt betrachtet werden, daß sie einer relativ groben Zuordnung der Meßwerte zu Abschätzungen der Schwingungs-Heftigkeit entstammen.

Es war aber nur auf diese Weise möglich, aus den Ergebnissen der Versuchsreihen Häufigkeitsverteilungen der Vertikalkräfte an der Vorder- und Hinterachse des Schleppers abzuleiten, die in gewissem Umfang verallgemeinert werden können (Bilder 16 und 17). Neben diesen Beispielen sind zwar zahllose andere Verteilungen möglich; diese können aber, von kurzzeitigen Vorgängen abgesehen, hinsichtlich der Streuung und der Spitzenwerte der

Tafel 2: Mäßige bis starke und maximale Amplituden der gemessenen Kräfte und Beschleunigungen
Jeweils auf die statischen Achslasten, das Schleppergewicht beziehungsweise die Erdbeschleunigung bezogen

| Vorgang | Amplitudenstärke | An Hinterachse | | | | | An Vorderachse | | | | |
|--|------------------|----------------------|----------------------|---------------------|----------------------|----------------------|----------------------|----------------------|---------------------|----------------------|----------------------|
| | | $\frac{B_x}{B_{x0}}$ | $\frac{B_x}{G_{s0}}$ | $\frac{b_{B_x}}{g}$ | $\frac{B_z}{B_{z0}}$ | $\frac{B_z}{G_{s0}}$ | $\frac{A_x}{A_{x0}}$ | $\frac{A_x}{G_{s0}}$ | $\frac{b_{A_x}}{g}$ | $\frac{A_y}{A_{y0}}$ | $\frac{A_y}{G_{s0}}$ |
| 1a Scharfes Anfahren, „Schlendern“ und Bremsen des Schleppers auf guter griffiger Bahn | mäßig bis stark | 1 ± 0.55 | 0.6 ± 0.3 | ± 0.5 | ± 0.65 | ± 0.4 | 1 ± 0.5 | 0.4 ± 0.2 | ± 1.7 | ± 0.5 | ± 0.2 |
| | max. | $+2.2$ 0 | $+1.32$ 0 | $+0.8$ -0.6 | $+1.3$ -0.73 | $+0.8$ -0.45 | $+1.85$ 0 | $+0.75$ 0 | $+3.5$ -2.1 | ± 1.3 | ± 0.55 |
| 1b Schlepper allein auf Feldwegen und Knüppeldamm (auch mit Luftdruck-Variation) | mäßig bis stark | 1 ± 0.8 | 0.6 ± 0.5 | ± 1.0 | ± 0.4 | ± 0.25 | ± 2.5 | ± 1.0 | ± 5 | ± 0.7 | ± 0.42 |
| | max. | $+4.0$ -0.1 | $+2.5$ -0.06 | $+2.6$ -1.1 | $+0.5$ 0 | $+0.3$ 0 | $+4.0$ -0.1 | $+2.5$ -0.06 | $+20$ -8 | ± 1.1 | ± 0.66 |
| 2 Schlepper mit schwerem Anbaupflug auf Feldwegen und Knüppeldamm | mäßig bis stark | 1.6 ± 1.6 | 1.0 ± 1.0 | ± 1.5 -0.8 | ± 1.1 | ± 0.65 | ± 1.8 | ± 0.7 | ± 1.8 | ± 1.0 | ± 0.4 |
| | max. | 3.5 0.0 | $+2.2$ 0 | $+2.3$ -1.2 | $+1.3$ -2.1 | $+0.8$ -1.3 | $+2.3$ 0.15 | $+0.9$ -0.05 | $+3.8$ -2.3 | ± 1.7 | ± 0.7 |
| 3a Schlepper mit beladenem Vierrad-Anhänger auf Feldwegen und Knüppeldamm | mäßig bis stark | 1 ± 1.0 | 0.8 ± 0.8 | ± 1.5 0.8 | ± 0.1 | ± 0.32 | ± 3.2 | ± 0.6 | ± 1.8 | ± 1.7 | ± 0.33 |
| | max. | $+2.2$ -0.15 | $+1.8$ -0.12 | $+2.3$ -1.2 | $+0.55$ | $+0.44$ | $+4.0$ -0.3 | $+0.75$ -0.05 | $+3.8$ -2.3 | ± 3.0 | ± 0.55 |
| 3b Schlepper mit leerem Vierrad-Anhänger | mäßig bis stark | 1 ± 0.95 | 0.6 ± 0.6 | ± 0.8 | ± 0.65 | ± 0.4 | 1 ± 1.0 | 0.4 ± 0.4 | ± 1.7 | ± 0.5 | ± 0.2 |
| | max. | $+2.3$ -0.05 | $+1.4$ -0.03 | $+1.3$ -1.0 | $+0.85$ -1.0 | $+0.5$ -0.6 | $+2.7$ 0 | $+1.05$ 0 | $+4.5$ -2.4 | ± 1.05 | $+0.65$ |
| 4a Schlepper mit beladenem Einachs-Sattelwagen auf Feldwegen und Knüppeldamm | mäßig bis stark | 1.8 ± 1.1 | 1.1 ± 0.7 | ± 0.3 | ± 0.6 | ± 0.4 | 0.8 ± 0.6 | 0.3 ± 0.25 | ± 1.4 | ± 0.6 | ± 0.25 |
| | max. | $+4.0$ 0 | $+2.5$ 0 | $+0.9$ -0.7 | $+0.8$ -1.8 | $+0.5$ -1.2 | $+2.6$ 0 | $+1$ 0 | $+3.1$ -2.3 | ± 2 | ± 0.8 |
| 4b Schlepper mit leerem Einachs-Sattelwagen | mäßig bis stark | 1 ± 0.6 | 0.8 ± 0.5 | ± 0.3 | ± 0.35 | ± 0.26 | 1 ± 0.8 | 0.22 ± 0.17 | ± 1.4 | ± 0.75 | ± 0.18 |
| | max. | $+2.2$ 0 | $+1.7$ 0 | $+0.9$ -0.7 | $+0.45$ -1.0 | $+0.36$ -0.85 | $+3.3$ 0 | 0.73 0 | $+3.1$ -2.3 | ± 2.5 | ± 0.6 |
| 4b Schlepper mit leerem Einachs-Sattelwagen | mäßig bis stark | 1.2 ± 1.0 | 0.8 ± 0.6 | ± 0.5 | ± 0.3 | ± 0.2 | 0.95 ± 0.5 | 0.37 ± 0.2 | ± 1.8 | ± 0.6 | ± 0.25 |
| | max. | $+4.0$ -0.05 | $+2.5$ -0.03 | $+2.0$ -1.1 | $+1.1$ -1.3 | $+0.65$ -0.9 | $+3.2$ 0 | $+1.25$ 0 | $+4.2$ -2.3 | ± 1.5 | ± 0.6 |
| 4b Schlepper mit leerem Einachs-Sattelwagen | mäßig bis stark | 1.0 ± 0.8 | 0.7 ± 0.55 | ± 0.5 | ± 0.25 | ± 0.2 | 1.0 ± 0.5 | 0.33 ± 0.18 | ± 1.8 | ± 0.65 | ± 0.2 |
| | max. | $+3.1$ -0.04 | $+2.3$ -0.03 | $+2.0$ -1.1 | $+1.0$ -1.1 | $+0.6$ -0.8 | $+3.2$ 0 | $+1.1$ 0 | $+4.2$ -2.3 | ± 1.6 | ± 0.5 |

Mit Ausnahme der durch kursive Ziffern hervorgehobenen Werte wurde auf das Leergewicht und die zugehörigen Achslasten des Schleppers (ohne Anbaugerät oder Stützlasten) bezogen; damit sind die Werte untereinander vergleichbar. Die kursiven Zahlenwerte wurden durch Beziehen auf die effektiven Gewichte beziehungsweise Achslasten beim Versuch (mit Anbaugerät bzw. Stützlasten) erhalten

Tafel 3: Abschätzung der Schwingungsheftigkeit für einen Schlepper unter durchschnittlichen Einsatzbedingungen in einem Modellbetrieb
(Nach Angaben von SCHÜNKE)

| Betriebsgröße: 20 ha landwirtschaftliche Nutzfläche (LN); Bodennutzung: 25% Hackfrucht, 40% Getreide, 35% Futterbau. Bei etwa 60 Schlepperstunden/ha LN und Jahr sowie einer durchschnittlichen Feldentfernung von 1 km ergeben sich | | | | | | |
|--|---|-----------------|-------------------------|---|------------|------------|
| für den Schlepper mit/bei | Wegezeit (für Leerfahrt oder Transport) [h] | Arbeitszeit [h] | Geschwindigkeit [km/h] | Anteile der für die Fahrzustände angesetzten Schwingungs-Heftigkeit | | |
| | | | | gering | erträglich | unzulässig |
| Leerfahrt (Personenbeförderung) | 6.4 | — | 8–15 (20) ¹⁾ | 0.4 | 0.3 | 0.3 |
| Zug von Anhängern | | | | | | |
| leicht | 84 | 217 | 8–20 | 0.3 | 0.4 | 0.3 |
| schwer | | | 3–12 (20) | 0.5 | 0.3 | 0.2 |
| Einachs-Stallmiststreuer | 16 | 24 | 8–18 | 0.3 | 0.4 | 0.3 |
| | | | 4–6 | 0.3 | 0.5 | 0.2 |
| Anbaupflug | 10 | 165 | 8–18 | 0.3 | 0.4 | 0.3 |
| | | | 3.5–7 | 0.7 | 0.2 | 0.1 |
| Anbaueggen | 3 | 44 | 6–12 | 0.3 | 0.4 | 0.3 |
| | | | 4–8 | 0.3 | 0.4 | 0.3 |
| Anhängewalzen | 3 | 20 | 3–5 | 0.8 | 0.2 | 0 |
| | | | 6–8 | 0.9 | 0.1 | 0 |
| Anbaukrümmer | 3 | 40 | 8–12 | 0.3 | 0.4 | 0.3 |
| | | | 3–5 | 0.7 | 0.2 | 0.1 |
| Düngerstreuer | 3.4 | 52 | 4–18 | 0.4 | 0.4 | 0.2 |
| | | | 4–8 | 0.8 | 0.1 | 0.1 |
| Drillmaschine | 3.6 | 36 | 4–18 | 0.5 | 0.3 | 0.2 |
| | | | 4–8 | 0.8 | 0.2 | 0 |
| Kartoffellegemaschine | 1.1 | 13.5 | 4–8 | 0.3 | 0.5 | 0.2 |
| | | | 1.5–3 | 0.8 | 0.2 | 0 |
| Unkrautstriegel | 1.3 | 17.5 | 6–12 (18) | 0.3 | 0.4 | 0.3 |
| | | | 4–6 | 0.7 | 0.2 | 0.1 |
| Aubauspritze | 1.3 | 20 | 8–18 | 0.4 | 0.4 | 0.2 |
| | | | 8–12 | 0.5 | 0.4 | 0.1 |
| Hackgerät | 2.3 | 36 | 8–18 | 0.3 | 0.4 | 0.3 |
| | | | 3–7 | 0.8 | 0.1 | 0.1 |
| Häufelgerät | 1.2 | 15 | 8–18 | 0.3 | 0.4 | 0.3 |
| | | | 3–7 | 0.8 | 0.1 | 0.1 |
| Anhänger und Mähwerk | 38 | 238 | 8–20 | 0.3 | 0.4 | 0.3 |
| | | | 4–8 | 0.5 | 0.4 | 0.1 |
| Heuwerbemaschinen | 5 | 71 | 6–12 | 0.3 | 0.5 | 0.2 |
| | | | 6–12 | 0.6 | 0.3 | 0.1 |
| Mähdrescher | 3 | 24 | 8–15 | 0.4 | 0.4 | 0.2 |
| | | | 2.5–5 | 0.8 | 0.2 | 0 |
| Kartoffel- oder Rübenrodern | 2.4 | 36 | 4–8 | 0.4 | 0.4 | 0.2 |
| | | | 2–4.5 | 0.9 | 0.1 | 0 |
| Summe/Durchschnitt | 188 | 1069 | | 0.56 | 0.28 | 0.16 |

¹⁾ Die in Klammern gesetzten Zahlen geben zeitweilig mögliche höhere Geschwindigkeiten an

Achslasten die in den Verteilungen für sehr starke Schwingungsheftigkeit in den Bildern 16 und 17 enthaltenen kaum noch übertreffen, weil der Fahrer die damit verbundenen Schwingungen nicht dauernd ertragen kann.

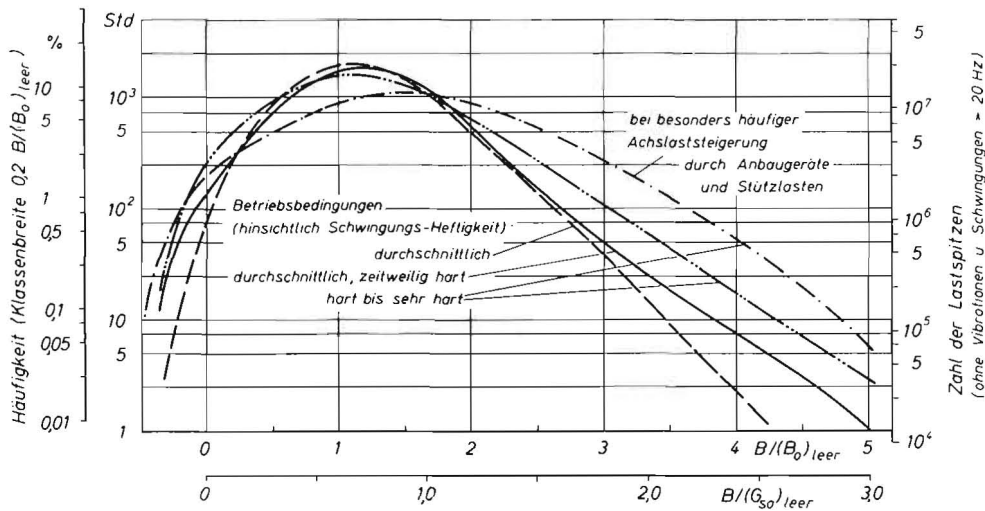
Inzwischen liegen auch erste Meßergebnisse über die dynamischen Achslasten bei Feldarbeiten, insbesondere beim Pflügen mit regelnden Krafthebern vor. Hierüber wird später getrennt berichtet werden. Für die vorliegende Untersuchung konnte aber bereits überschlägig ersehen werden, daß die Streuung der Achslast-Schwankungen und -Schwingungen (erwartungsgemäß) auch hierbei etwa proportional mit der Heftigkeit der Schwingbewegungen des Schleppers anwächst.

Es wurde nun versucht, mit der Durchrechnung eines Einsatz-Beispiels die jeweils mehr oder minder große Heftigkeit der Schwingbewegungen des Schleppers bei den verschiedenen Fahr- und Arbeits-Zuständen abzuschätzen. Hierzu wurde von einem von SCHÜNKE aufgestellten Einsatzmodell eines Ackerschleppers (Tafel 3) ausgegangen. Bei der nur subjektiven Beurteilung der Betriebsbedingungen sowie deren unter Umständen außerordentlich großen Variationsbreiten kann eine solche Betrachtung mit erheblichen Fehlern verbunden sein. Zum Vermeiden einer Unterschätzung der auftretenden Belastungen waren daher die Zeitanteile mit heftigen Schwingungszuständen etwas größer als üblich anzusetzen. Ferner war es erforderlich, zur Begrenzung des Rechen-Aufwandes die zunächst für die Hinterachslast abgeschätzten 95 Einzel-Häufigkeitsverteilungen zu 15 Gruppen-

Verteilungen zusammenzufassen und die hieraus summierte Gesamtverteilung zu einem nach Wahrscheinlichkeitsüberlegungen zu erwartenden stetigen Kurvenzug zu „glätten“ (Bild 18). Daneben wurden einige Variationen der Betriebsbedingungen hinsichtlich Fahrbahnzustand und Fahrweise sowie Gewichtsverhältnis der Heck-Anbaugeräte beziehungsweise Stützlasten zum Schleppergewicht betrachtet. Die Unterschiede der hierbei erhaltenen Verteilungen lassen erkennen, mit welcher großen „Spannweite“ der Betriebsbedingungen der Schlepperkonstrukteur rechnen muß.

Gleichartigen Abschätzungen der Vorderachslast steht entgegen, daß mit noch größeren Variationsbreiten der Betriebsbedingungen (beispielsweise nur zeitweilige oder häufigere Frontlader-Arbeiten. An- und Abbau von Vorderachs-Zusatzgewichten, Vorderachs-Entlastungen durch Heck-Anbaugeräte oder aufgesattelte Stützlasten und dergleichen mehr) gerechnet werden muß. Die in dieser Hinsicht weniger wichtigen Belastungsfälle mit geringeren Schwingungs-Anteilen wurden deshalb nicht weiter verfolgt. Stattdessen wurde in Bild 19 versucht, unter Abwandlung des Einsatzmodells den Einfluß von jährlich rund 100 Arbeitsstunden mit dem Frontlader zu berücksichtigen. Bei den hierzu herangezogenen Meßergebnissen einer früheren Untersuchung [1; 14] wurden aber vermeidbare besonders kritische Belastungsfälle nicht eingerechnet.

Für die Bemessung von Bauteilen müssen außer den Zeitanteilen der einzelnen Belastungsstufen im Hinblick auf das Erreichen



Bilder 18 und 19: Häufigkeitsverteilungen der Achslasten von Acker-schleppern während der Lebensdauer, aus den Meßergebnissen für das in Tafel 3 aufgestellte Einsatzmodell ermittelt und auf die statischen Achslasten bei Leergewicht sowie auf das letztere bezogen (Näheres s. Text)

Bild 18: für die Hinterachslast B

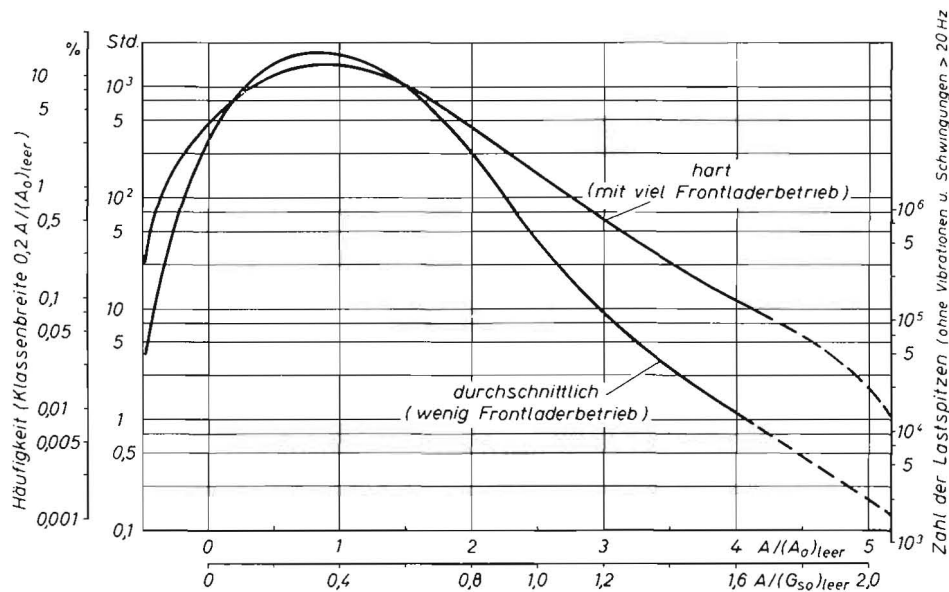


Bild 19: für die Vorderachslast A

und Überschreiten der Dauerfestigkeitsgrenze auch Zahl und Höhe der Lastspitzen bekannt sein. Einen Anhalt hierzu gewinnt man durch Abschätzen einer „Ersatzfrequenz“ aus der durchschnittlichen Zahl der Lastschwankungen und -Schwingungen je Zeiteinheit, soweit sie von dem mittleren Belastungs-Niveau wesentlich abweichen. Die so aus den Meßschrieben abgeschätzte durchschnittliche Ersatzfrequenz der Schwankungen und Schwingungen der Belastung wurde in den Bildern 18 und 19 rechts als Ordinate aufgetragen.

Für die Zuordnung von WÖHLER-Kurven für die jeweils am meisten gefährdeten Bauteile reicht der bislang noch durch mancherlei Abschätzungen gekennzeichnete Stand der Untersuchung aber noch nicht aus.

Wie verschiedentlich erörtert, war eine gewisse Proportionalität der gemessenen Vertikalbeschleunigungen zu den auf die statischen Achslasten bezogenen Schwankungen und Schwingungen (um den Mittelwert) festzustellen (siehe auch Tafel 2). Für nicht zu kurze Zeitabschnitte eines Fahrzustandes lassen sich auch konstante Relationen angeben. Diese können aber nicht ohne nähere schwingungstechnische Untersuchungen rechnerisch ermittelt oder verallgemeinert werden. Damit entfällt leider zunächst die Möglichkeit, aus der Beschleunigungsmessung direkt und zuverlässig auf die Achslast-Vielfachen zu schließen. Für grobe Anhalte oder beziehungsweise Vergleichswerte kann die Hinterachsbeschleunigung zwar herangezogen werden, die Vorderachsbeschleunigung jedoch nicht.

Ähnliche Vorbehalte gelten auch für die gemessenen Vorderachs-Querkräfte: Die Meßwerte gaben zwar die bei der betreffenden Achsanordnung vorliegenden Querlasten des Pendelbolzens richtig wieder; sie enthalten aber auch Lenkgestänge-Reaktionen und gestatten keine Aufgliederung auf die Räder.

Ein klareres Bild ergab sich für die von den Triebrädern auf die Achstrichter ausgeübten Längskräfte: Die positiven Werte entsprachen nach Höhe und Häufigkeit in guter Näherung den in anderem Zusammenhang untersuchten Umfangskräften an den Triebrädern [38]. Wesentliche Abweichungen davon sind auch erst im Frequenzbereich der translatorischen und rotatorischen Triebachseigenschaften (im allgemeinen zwischen 15 und 35 Hz) möglich. Unterschiede können sich bei den negativen Werten gegen die in [38] festgestellten (je nach Achs- und Bremsen-Anordnung) ergeben, die Größenordnung der positiven Maximalwerte können sie aber nicht erreichen.

3. Folgerungen

Die Meßwertverläufe der Kräfte und Beschleunigungen haben im wesentlichen die im ersten Teil der Untersuchung abgeleitete Erwartung bestätigt, daß sich das im praktischen Betrieb abspielende Schwingungsgeschehen nach klaren und über die Ersatzschwingungssysteme abzusehenden Gesetzmäßigkeiten vollzieht. Hierbei wird man an eine Feststellung von v. BOMHARD erinnert: „Das Fahrzeug ist ein harmonischer Analysator der Fahrbahn“ [39].

Damit sind die im ersten Teil der Untersuchung kurz umrissenen Möglichkeiten der rechnerischen Behandlung der dynamischen Achslasten sowie anderer hierbei interessierender Werte zwar grundsätzlich eröffnet; bis zur vollständigen Beherrschung dieser Probleme ist aber noch eine Folge langer und zum Teil mühseliger sowie aufwendiger Untersuchungen erforderlich. Dabei wird man neben Schwierigkeiten der genaueren mathematischen Behandlung (beispielsweise der Nichtlinearitäten über angenähert abzusehender Lösungen) vor allem zum Erfassen der Besonderheiten der landwirtschaftlichen Betriebsbedingungen noch vielerlei ver-

suchstechnische Schwierigkeiten zu überwinden haben. Es ist daher zweifellos noch ein langer Weg bis zu dem erstrebten Ziel, zum Beispiel für eine Schlepperentwicklung aus einer Programm-Bibliothek Belastungskollektive für die einzelnen Arbeiten und Einsatzbedingungen in Abhängigkeit von der zu erwartenden Fahrweise auszuwählen und zum Beispiel in einem Digitalrechner zu einem Kollektiv der Belastungen über die Lebensdauer des Schleppers aufzusummieren. Mit solchen Möglichkeiten würde aber erst das in anderen Gebieten des Maschinenbaus bereits als unabdingbar angesehene Stadium einer gesicherten Festigkeitsberechnung der Bauteile erreicht. Damit würde auch das Verfolgen neuer schöpferischer Gedanken erleichtert.

Neben diesem allgemeinen Ausblick sind aber bereits einige konkrete Folgerungen möglich:

Wie auch bei früheren Untersuchungen anderer Zusammenhänge [1; 14; 18 . . . 23; 26; 38] lassen sich die für die Gestaltung und Bemessung von Bauteilen wesentlichen dynamischen Kräfte nur über das Schwingungsgeschehen bei den interessierenden Arbeits- und Fahrzuständen klären. Die Ergebnisse des entsprechend gewählten Versuchsprogramms geben hierzu einen gewissen Überblick (Tafel 2 und Bilder 16 . . . 19). Bei der bereits früher erörterten allgemeinen Ähnlichkeit der Schwingungssysteme von Schleppern, die nach den im ersten Teil der Untersuchung angestellten Überlegungen auch auf die Kombination mit Geräten und Wagen ausgedehnt werden kann, können die Tendenzen und zum Teil auch die Zahlenwerte der Ergebnisse auf andere hinterradgetriebene Vierrad-Schlepper gleicher Bauart übertragen werden.

Das wohl wichtigste und der bislang üblichen gefühlsmäßigen Beurteilung am meisten widersprechende Ergebnis war die Feststellung, daß hohe und höchste Achslasten weitaus weniger durch die Erhöhung der statischen oder quasi-statischen Last als durch die Heftigkeit des Schwingungsgeschehens bestimmt werden. Eine weitere Erhöhung wäre zwar durch Vergrößern der quasi-statischen Achslasten über das übliche Maß hinaus in Verbindung mit unverhältnismäßig großer Steigerung des Reifenluftdrucks denkbar. Solche Belastungsfälle widersprechen aber nicht nur den Anweisungen und Vorschriften sowie der Forderung der StVZO nach straßenschonender Bauweise, sondern auch dem natürlichen Empfinden hinsichtlich des Umgangs mit Schlepper und Gerät. Die gemessenen Vielfachen der statischen Achslasten könnten auch noch durch besondere Kniffe und nahezu artistische Kunststücke, aber nur bei gleichzeitiger wesentlicher Gefährdung des Fahrers gesteigert werden. Damit erhebt sich aber die Frage, ob die Auslegung der Bauteile von Schleppern auf derartige Besonderheiten Rücksicht nehmen soll.

Für die Ergebnisse auch dieser Untersuchungen war es ferner besonders kennzeichnend, daß die dynamischen Belastungen etwa proportional mit der vom Fahrer empfundenen Heftigkeit des Schwingungsablaufs anwachsen. Das trifft im wesentlichen auch beim Transport schwerer Anbaugeräte zu. Hierbei ist zwar der allgemeine Schwingungsablauf ruhiger als bei Fahrt des Schleppers allein, die Frequenz der Nickschwingungen nähert sich aber der Eigenfrequenz des Fahrers auf dem Sitz, so daß auch hierbei mit steigenden Absolutwerten der Kräfte die subjektiv empfundene Schwingungsheftigkeit etwa proportional anwächst. Nach inzwischen vorliegenden neueren Ergebnissen gilt diese Relation auch angenähert für das Pflügen als eine der wichtigsten Feldarbeiten mit Schleppern.

In diesem Überwiegen des auch vom Fahrer empfundenen Schwingungszustandes bei der Größe der dynamischen Lasten liegt ähnlich den Feststellungen beim Frontladerbetrieb [1; 14] der Schlüssel dafür, daß die in den letzten Jahren sehr vorangetriebene Steigerung der quasi-statischen Hinterachslast zur Verbesserung der Zugfähigkeit sowie die Steigerung der Gerätegewichte und der Stützlast nicht schon häufiger zu Brüchen führte, die hierauf zurückzuführen waren. Umgekehrt ist (wie bereits zu [14]) für eine befriedigende Haltbarkeit und Lebensdauer der Bauteile von Schleppern (deren durchschnittlichen Entwicklungsstand vorausgesetzt) eine angemessene und auch für die Gesundheit des Fahrers erträgliche Fahrweise entscheidend.

Dies möge zum derzeitigen Stand der Untersuchung genügen. Sie wurde vor allem durch entsprechende Fragen aus dem Kreis der

Konstruktions- und Entwicklungsabteilungen in- und ausländischer Schlepper-Hersteller ausgelöst. Der derzeitige Stand einer allgemeinen Abgrenzung durch entsprechende Meßwerte und eine Analyse des Schwingungsverhaltens als Ursache der dynamischen Belastungen sollte nun zunächst dazu veranlassen, die Ergebnisse mit den Erfahrungswerten zu vergleichen. Daneben sind die speziellen Einflüsse der jeweiligen Konstruktion zu erwägen. Hieraus läßt sich erst folgern, welche weiteren Probleme und Detailfragen noch einer eingehenderen Klärung bedürfen und in welchem Umfang die Forschung hierbei einsetzen kann.

Andererseits ergab sich aus dieser und anderen erwähnten Untersuchungen für die Forschung als nächste größere Aufgabe das Durcharbeiten der Mittel und Möglichkeiten der rechnerischen Behandlung dieser Schwingungsprobleme unter Berücksichtigung statistisch unregelmäßiger Fahrbahnen, Widerstands-Schwankungen und dergleichen. Ihre rechenstechnische Beherrschung kann die Lösung vieler neuer Aufgaben erleichtern und vor allem beschleunigen.

Zusammenfassung

Nach Erwägungen über eine meßtechnisch einfache, aber hinreichend genaue Erfassung der interessierenden Kräfte wurde ein hierfür geeigneter Schlepper ausgewählt und hergerichtet. Das Versuchsprogramm wurde nach den im ersten Teil der Untersuchung analysierten schwingungstechnischen Gesichtspunkten aufgestellt und abgewickelt. Die Meßergebnisse bei Variationen der Fahrbahnen, der Anbaugeräte beziehungsweise der Anhänger bestätigten die aus den Ersatz-Schwingungssystemen abgeleiteten Erwartungen.

Die Absolutwerte der Ergebnisse mußten zum Erhalten übertragbarer und anschaulicher Kennwerte auf hierfür geeignete Größen, zum Beispiel die statischen Achslasten beziehungsweise das Gewicht des Schleppers beim Versuch, bezogen werden. Nach den Erfahrungen bei früheren Untersuchungen genügte für das Aufstellen eines ersten und zwangsläufig noch recht allgemeinen Überblicks eine vereinfachte Auswertung nach durchschnittlichen und maximalen Amplituden der Meßwertverläufe. Hieraus konnten über ein Einsatzmodell Kollektive der Achslasten während längerer Einsatzzeiten von Schleppern abgeleitet werden.

Als wohl wichtigste Folgerung wurde klar, daß für die Höhe der dynamischen Achslasten die Heftigkeit der Schwingungen des Schleppers mehr als die Größe der statischen Lasten entscheidend ist. Die Kräfte wachsen auch etwa proportional mit der vom Fahrer empfundenen Heftigkeit der Erschütterungen. Die in der Fahrzeugtechnik erfolgreiche Anwendung statistischer Berechnungsverfahren kann auch zur Lösung dieser Schwingungsprobleme beitragen.

Schrifttum

- [38] COENENBERG, H. H.: Die Belastungen von Motor, Fahrgetriebe und Zapfwelle bei Ackerschleppern. In: 20. Konstrukteurheft VDI-Verlag, Düsseldorf 1963 (Grundlagen der Landtechnik, Heft 16) erscheint in Kürze
- [39] BOMHARD, F. J. V.: Verfahren zur Messung der dynamischen Radlast beim Kraftwagen. Dissertation TH München, R. Oldenbourg-Verlag GmbH, München 1956

Résumé

Hans Helmut Coenenberg: "The external vibration behaviour of farm tractors, especially their dynamic axle loads, II".

After considering the determination of the interesting forces from the standpoint of a simple but sufficiently exact measuring technique a suitable tractor was chosen and prepared. The experimental programme was arranged and carried out according to the vibration-technical point of view analysed in the first part of the examination. The results of measurement with variations of the roadways, of the mounted implements respectively trailers confirmed the expectations deduced from the substitute vibration system.

For obtaining transferable and illustrative characteristics the absolute values of the results had to be related to suitable quantities, for instance to the static axle loads and the weight of the tractor in the experiment, respectively. According to the experience gained in former examinations a simplified evaluation of the mean and maximum amplitudes of the courses of the measured values was sufficient for a first and necessarily rather general survey. Collectives of the axle loads of tractors employed over a longer period could thus be derived from a control model.

The perhaps most important conclusion was that the vibration intensity of the tractor is more decisive for the amount of the dynamic axle loads than the amount of the static loads. The forces also increase approximately proportional to the vibration intensity felt by the driver. The static calculation method successfully applied in motor vehicle engineering can also contribute to solving these vibration problems.

Hans Helmut Coenenberg: «A propos des vibrations `extérieures` des tracteurs agricoles, et en particulier des charges dynamiques sur essieux. II.»

Après avoir examiné comment on peut déterminer les forces en question par une technique de mesure simple et suffisamment exacte, on a choisi un tracteur approprié et on l'a équipé convenablement. On a établi et réalisé le programme d'essais en appliquant les principes de la technique des vibrations analysés dans la première partie de l'étude. Les résultats des mesures obtenus en fonction des variations de la piste et des outils portés respectivement des remorques, ont confirmé les suppositions tirées des systèmes vibratoires de remplacement.

Les valeurs absolues obtenues ont dû être mis en rapport avec des grandeurs appropriées comme par exemple les charges statiques sur essieux respectivement le poids du tracteur pendant l'essai afin d'obtenir des valeurs significatives qui peuvent être appliquées à d'autres cas. Les expériences tirées de travaux antérieurs ont montré qu'une interprétation simple tenant compte des amplitudes moyennes et maximum des courbes de mesure suffit pour l'établissement d'un premier schéma qui doit être nécessairement encore très général. On a pu en tirer des valeurs collectives de charges sur essieux supportées par les tracteurs pendant des temps prolongés d'utilisation à l'aide d'un tracteur expérimental. La connaissance la plus significative que l'on a pu en déduire est que les charges dynamiques supportées par les essieux sont déterminées plutôt par l'énergie des vibrations que par les charges statiques. Les forces augmentent à peu près proportionnellement à l'énergie des secousses éprouvées par

le conducteur. Les procédés de calculs statiques appliqués avec succès dans la technique des véhicules peuvent servir également à la solution de ces problèmes de vibrations.

Hans Helmut Coenenberg: «Las oscilaciones `externas` de tractores agrícolas, especialmente las cargas dinámicas sobre los ejes. II.»

Después de detenidas consideraciones sobre la manera de fijar las fuerzas que interesan, con procedimientos de medición precisos, si bien sencillos, se eligió un tractor conveniente, equipándose para los ensayos. Se estableció un programa de ensayos que fue ejecutado de acuerdo con los puntos de vista de la técnica de oscilaciones, analizados en la primera parte de los ensayos. Los resultados de estas mediciones al variar la vía de rodadura y cambiando los aperos, resp. vehículos remolcados, confirmaron las suposiciones deducidas de los sistemas oscilatorios de sustitución.

Para conseguir valores característicos gráficos aplicables, fue preciso establecer referencias entre los resultados absolutos y valores convenientes, p. e. las cargas estáticas sobre los ejes, resp. el peso del tractor durante los ensayos. De acuerdo con la experiencia adquirida en ensayos anteriores, bastaba para conseguir una orientación primera, aunque forzosamente todavía bastante general, una evaluación simplificada a base de los valores medios y de los máximos de las amplitudes. De éstos fue posible deducir, con la ayuda de un valor figurado, valores colectivos de las cargas sobre los ejes, durante extensiones de tiempo prolongadas de trabajo de los tractores.

Una de las deducciones más importantes que pudo sacarse, fue la de que para el valor de las cargas dinámicas sobre los ejes, resulta más importante la vehemencia de las oscilaciones del tractor que las cargas estáticas. Los valores de las fuerzas crecen también en proporción con la vehemencia de las sacudidas que siente el conductor. El empleo de procedimientos estadísticos de cálculo que se emplea con éxito en la técnica de vehículos, puede contribuir también para resolver problemas de oscilación.

Werner Kiene:

Zur Prüfung des Sitzkomforts von Ackerschleppern im Rahmen der Technischen Prüfung

Schlepper-Prüffeld des Kuratorium für Technik in der Landwirtschaft, Darmstadt

An das Schlepper-Prüffeld ist wiederholt die Bitte herangetragen worden, die Prüfung des Fahrersitzes in die Technische Prüfung von Ackerschleppern einzubeziehen. Schon in den Jahren 1948 bis 1950 wurde das bei der Ausarbeitung der Regeln für die Technische Prüfung von Ackerschleppern theoretisch realisiert [1]. Das Schlepper-Prüffeld konnte diesen Auftrag bislang aber nicht ausführen, weil es keine Methode für diese Prüfung von Fahrersitzen gab.

Da heute die grundsätzlichen Voraussetzungen weitgehend geklärt zu sein scheinen, muß man sich darüber klar werden, auf welche Art der Fahrersitz der Ackerschlepper im Rahmen der Technischen Prüfung behandelt werden soll. Es muß festgelegt werden, ob der Sitz für sich allein oder aufgebaut auf den Schlepper zu prüfen ist.

Schlepper, Sitz und Fahrer sind ein sehr kompliziertes, gekoppeltes Schwingungsgebilde. Schon HAACK hat hierauf hingewiesen und ein Ersatzschema für Schlepper, Sitz und Fahrer angegeben sowie die Bewegungsgleichungen dafür aufgestellt [2]. HAACK ist dabei allerdings von sehr stark vereinfachten Voraussetzungen ausgegangen. Er mußte Fahrersitz und Fahrer als starres einheitliches Gebilde einführen, weil sonst der für Berechnungen erforderliche Gleichungsumfang ohne elektronische Rechenmaschinen, die damals noch nicht zur Verfügung standen, nicht zu bewältigen war. Die von ihm angegebenen Formeln enthalten den Massenfaktor als Quotienten der beiden gegeneinander schwingenden Massen des Schleppers einerseits und des Fahrers mit dem Sitz andererseits. Außerdem enthalten sie noch das Verhältnis der entsprechenden Eigenkreisfrequenzen, in welchem die Federhärten und noch einmal die Massen vorkommen. Es müssen also bei der Prüfung eines bestimmten Sitzes auf verschiedenen Schleppern und mit verschiedenen Fahrern unterschiedliche Ergebnisse herauskommen.

Im Rahmen einer Schlepperprüfung muß demnach das Schwingensystem Schlepper gegen Mensch plus Sitz immer als Ganzes behandelt werden. Der Sitz darf bei solch einer Prüfung nicht aus diesem Zusammenhang herausgelöst und für sich geprüft werden. Wenn das geschehen sollte, wäre eine DLG-Prüfung des Sitzes richtiger und keine Prüfung im Rahmen der Technischen Prüfung.

Man kann deshalb auch nicht von einer Sitzprüfung im Rahmen der Technischen Prüfung von Ackerschleppern sprechen, sondern nur von einer Prüfung des Sitzkomforts. Auch vom Fahrkomfort darf nicht die Rede sein, weil dies ein umfassenderer Begriff ist. In ihm wirken noch weitere Einflüsse, wie beispielsweise die von Nick- und Wankschwingungen, die von Zentrifugalkräften bei Kurvenfahrten, die des Kraftbedarfs zur Betätigung der verschiedenen Hebel oder die der Sichtverhältnisse. Nicht zuletzt hat auch die Geräuschbelastung des Fahrers Einfluß auf den Fahrkomfort. Über sehr viele dieser Einflüsse auf den Menschen wissen wir leider bis heute noch sehr wenig, so daß nicht abzusehen ist, ob bei Fahrzeugen allgemein und besonders bei Ackerschleppern der Gesamtkomplex des Fahrkomforts irgendwann einmal einem Prüfverfahren unterworfen werden kann.

An der Klärung der Einflüsse von mechanischen Schwingungen auf den Menschen ist in den letzten Jahren an vielen Stellen des In- und Auslandes gearbeitet worden, in Deutschland zum Beispiel an verschiedenen Instituten für Kraftfahrwesen der Technischen Hochschulen, am Max-Planck-Institut für Landarbeit und Landtechnik in Bad Kreuznach, am Max-Planck-Institut für Arbeitsphysiologie in Dortmund, an verschiedenen medizinischen Fakultäten, in der Fachgruppe Schwingungstechnik des VDI und nicht zuletzt in den Forschungs- und Entwicklungsabteilungen großer Schlepper- und Automobilproduzenten. Über diese Untersuchungen und Forschungsarbeiten sind zahlreiche Veröffentlichungen