

Zur Bestimmung des erforderlichen Schwingungskomforts in geländegängigen Fahrzeugen und seine Verwirklichung durch aktive Federung

Von Rudolf Köpper, Berlin *)

DK 62 - 531:631.372.014.2

Für die Konstruktion und Prüfung von Sitzen für Land- und Baumaschinen hinsichtlich des erforderlichen Schwingungskomforts werden vielfach standardisierte, geometrisch vermessene Fahrbahnen zugrundegelegt. Mit Hilfe verschiedener Methoden werden hier aus den Unebenheiten der vereinbarten Vergleichsfahrbahnen die dazugehörigen Leistungsdichtespektren als Funktion der Wegfrequenz ermittelt. Ausgehend von diesen Spektren und den in einem ISO-Vorschlag festgelegten Grenzen für die Beschleunigung am Fahrersitz wird ein elektro-hydraulisch geregelter Sitz aufgebaut und geprüft.

1. Die Aufgabenstellung

Die Qualität des Arbeitsplatzes auf Land- und Baumaschinen ist stark gekennzeichnet durch die dort auftretenden Schwingbeschleunigungen. Sitz oder Kabine sind meist mit Federn und Dämpfern gegenüber dem Fahrzeug abgestützt; ihre Funktionalität wird wesentlich durch die (erforderliche) kleine Eigenfrequenz bestimmt, die deutlich unter der des Fahrzeugs liegen muß. Wegen des im Laufe der Entwicklung angestiegenen Gewichts der Fahrzeuge sanken die Eigenfrequenzen der genannten Fahrzeuge immer weiter ab, und der erreichbare Frequenzabstand zwischen Sitz- und Fahrzeugeigenfrequenz wurde immer geringer. Gleichzeitig mit dieser Entwicklung nahmen die Fahrzeuggeschwindigkeiten zu, sodaß die Schwingungseinwirkung auf den Fahrer größer wurde.

Aus diesem Grund wurde untersucht, ob die herkömmliche Sitzaufhängung – gekennzeichnet durch die Verwendung von Federn und Schwingungsdämpfern – durch ein geregeltes, elektrohydraulisches System ersetzt werden kann mit dem Ziel, die naturgegebenen, beschränkten Eigenschaften der Schwingungsisolierung herkömmlicher Sitze zu überwinden.

*) Dr.-Ing. Rudolf Köpper war wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Maschinenkonstruktion, Bereich Landtechnik und Baumaschinen (Direktor: Prof. Dr.-Ing. H. Göhlich) der TU Berlin.

Die Mittel für die Durchführung der Arbeit wurden von der Deutschen Forschungsgemeinschaft zur Verfügung gestellt.

Um diese Aufgabe lösen zu können, war eine Reihe von Voruntersuchungen notwendig. Zuerst mußte die Übertragungsfunktion des Sitzsystems festgelegt werden, das für ein bestimmtes, vorgegebenes Fahrzeug bei gegebener Fahrgeschwindigkeit ausreichenden Schutz gegen Vertikalschwingungen bietet. Dies wiederum setzt voraus, daß die Anregung des Fahrzeugs durch die Bodenunebenheiten bekannt ist. Erst nachdem diese Fragen geklärt und experimentell abgesichert waren und damit das eigentliche Konstruktionsziel, der notwendige Amplitudengang des Sitzsystems, bekannt war, konnte an die Konstruktion des elektro-hydraulischen Sitzes gegangen werden.

2. Theoretische Grundlagen

Zur mathematischen Beschreibung der stochastisch verteilten Unebenheiten einer natürlichen Fahrbahn bietet sich das Verfahren zur Bestimmung der spektralen Leistungsdichte an. In der Literatur [1, 2, 3, 4] findet man hierzu unterschiedliche Formeln, Verfahren und Angaben, so daß es notwendig erschien, eigene Untersuchungen anzustellen. Die gefundenen Formeln und Bedingungen sind im folgenden kurz zusammengefaßt.

Hat das betrachtete stochastische Signal $h(t)$ die Länge $2T$, so ist der Zusammenhang zwischen dem Effektivwert h_{eff} des Signals und der Funktion der spektralen Leistungsdichte $\Phi(\omega)$ des Signals gegeben durch:

$$h_{\text{eff}}^2 = \frac{1}{\pi} \int_0^{\infty} \Phi(\omega) d\omega, \quad (1)$$

wobei $\omega = 2\pi f$ den Zusammenhang von Frequenz f und Kreisfrequenz ω angibt.

In bezug auf f lautet Gleichung (1)

$$h_{\text{eff}}^2 = 2 \int_0^{\infty} \Phi(f) df. \quad (2)$$

Diese Definitionen beziehen sich auf die folgende Definition des zugehörigen Fourier-Transformationspaars:

$$F(j\omega) = \int_{-\infty}^{+\infty} h(t) \cdot e^{-j\omega t} dt \quad (3)$$

$$\text{und } h(t) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} F(j\omega) e^{j\omega t} d\omega.$$

Für den Zusammenhang zwischen weg- und zeitabhängigen Signalen gilt bezüglich der zeit- und wegabhängigen Frequenzen ω und Ω

$$\Phi(\Omega) = v \cdot \Phi(\omega) \quad (4)$$

mit v als Geschwindigkeit.

Die oben genannten Definitionen sind direkt zu überführen in Autokorrelationen, Summen vom Effektivwerten usw. Es werden nur positive Frequenzen betrachtet, über die notwendigste kleinste Länge des analysierten Signals können keine Angaben gemacht werden.

3. Methoden zur Ermittlung der spektralen Leistungsdichte

Unter der Vielzahl von vorhandenen natürlichen und künstlichen Fahrbahnen wurden die im OECD-Vorschlag DAA/T/926 (2nd Revision) angegebenen Fahrbahnen als Anregungsfunktion ausgewählt. Zur spektralen Analyse wurden 3 verschiedene Verfahren angewendet, die im folgenden beschrieben sind.

3.1 Echtzeitanalyse

Das Prinzip der Meßmethode ist in Bild 1 dargestellt. Die benutzten Filter sind Terzfilter nach IEC 225-1966 bzw. nach DIN 45 652. Die Mittenfrequenzen f_m der benutzten 20 Filter liegen bei 1; 1,25; 1,6; 2; 2,5; 3,15 ... 40; 50; 63 und 80 Hz.

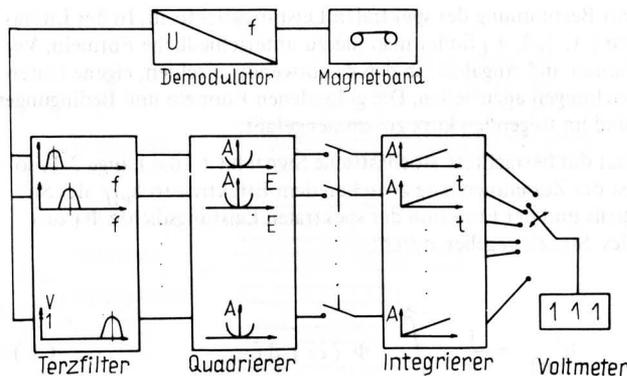


Bild 1. Analysiereinrichtung zur Echtzeitanalyse mit Terzfiltern.

Die Bandbreite Δf ist von der Mittenfrequenz abhängig, und zwar derart, daß die obere Frequenz f_o eines Filters gleich der unteren Frequenz f_u des nächsthöheren Filters ist. Das hat zur Folge, daß für ein stochastisches Signal mit Frequenzen zwischen 0,9 Hz und 90 Hz die Summe der quadrierten Teileffektivwerte hinter den einzelnen Filtern gleich dem Quadrat des Gesamteffektivwertes ist. Zur Berechnung der Leistungsdichte gilt:

$$\Phi(f_m) = \frac{h_{eff}^2}{2\Delta f} \quad (5)$$

Hier bedeuten

$\Delta f = f_o - f_u$: Mittenfrequenz des jeweiligen Terzfilters
Bandbreite des jeweiligen Filters

3.2 Meßmethode mit durchstimmbarem Filter

Bild 2 zeigt den prinzipiellen Aufbau der Analysiereinrichtung. Bei diesem Verfahren wird das zu analysierende Signal $h(t)$ auf eine endlose Magnetbandschleife gespielt. Die Wiedergabe erfolgt mit kleinerer, gleicher oder höherer Geschwindigkeit, wodurch der Mittenfrequenzbereich des Filters über seine konstruktiv gegebenen Grenzen hinaus erweitert werden kann. Während die Bandschleife dauernd umläuft, wird das Signal über den Demodulator auf das Filter gegeben, wobei die Mittenfrequenz f_m des Filters durch eine Rampenfunktion $Z(t)$ gleichmäßig langsam verschoben wird. Die Mittenfrequenz ist der Spannung der Rampenfunktion proportional. Durch den Quadrierer und den Tiefpaß wird das Quadrat des Effektivwertes des Filterausgangs gebildet. Ändert sich auch die äquivalente Bandbreite Δf des Filters proportional der Mittenfrequenz, so kann die erforderliche Division des Signals am Tiefpaßausgang durch die jeweilige Bandbreite mittels Logarithmierung und Differenzbildung ausgeführt werden. Die Normierung der auf dem X, Y-Schreiber aufgezeichneten Leistungsdichte erfolgt nach Gleichung (5).

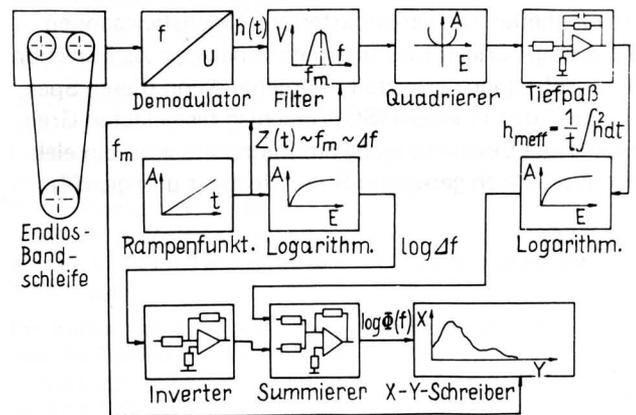


Bild 2. Analysiereinrichtung mit durchstimmbarem Filter.

3.3 Meßmethode mit digitalisiertem Signal und festem Filter

Bei diesem Analysierverfahren wird das zu analysierende Signal $h(t)$ in festen Zeitabständen Δt abgetastet und die an den Meßpunkten festgestellte Amplitudenhöhe digitalisiert. Wird alle Δt Sekunden abgetastet, so daß in T Sekunden N Abtastungen vorliegen, so ist $N \cdot \Delta t = T$ und das digitalisierte Signal stellt dann eine Stichprobe des stochastischen Signals in den Grenzen 0 und T dar. Die Stichprobe wird einem Digitalrechner so eingegeben, daß jeder Stichprobenwert ein Wort des Rechners besetzt, wobei der Stichprobenumfang N eine lineare Matrix besetzt. Liegen die Stichproben (wie bei den Fahrbahnen nach OECD) schon digital vor, kann der Lochstreifenleser des Rechners benutzt werden, siehe Bild 3, anderenfalls wird die Stichprobe von einem Magnetband über einen Analog-Digital-Wandler in den Rechner eingegeben, wobei die Abtastfrequenz durch die am Generator 1 eingestellte Frequenz bestimmt wird.

Nun werden die gespeicherten Werte per Programm nacheinander abgefragt, wobei das Zeitintervall zwischen zwei Abfragen durch die am Generator 2 eingestellte Frequenz bestimmt wird. Ist der N -te Stichprobenwert abgefragt, wird die Stichprobe erneut von vorn abgefragt. Der jeweilige Stichprobenwert wird einem Digital-Analog-Wandler zugeführt und das analogisierte Signal auf ein Filter konstanter Mittenfrequenz f_m und Bandbreite Δf gegeben. Vom Ausgangssignal des Filters wird der Effektivwert gebildet und dieser über einen A/D-Wandler erneut dem Rechner zugeführt, der die

spektrale Leistungsdichte $\Phi(f)$ zur Frequenz f berechnet; dieser Wert wird einem Plotter zugeführt und aufgezeichnet. Statt, wie unter 3.2 beschrieben, die Mittenfrequenz des Filters zu ändern, wird hier die Abfragefrequenz am Generator 2 kontinuierlich geändert, mit dem Effekt, daß durch das feste Filter nacheinander alle Frequenzanteile des zu analysierenden Signals isoliert werden.

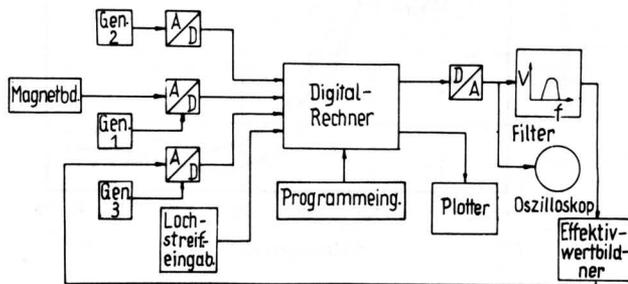


Bild 3. Aufbau zur Frequenzanalyse durch Zeittransformation.

4. Meßergebnisse zur Bestimmung der spektralen Leistungsdichte

Gegenstand der Leistungsdichtemessungen sind die vier im OECD-Vorschlag DAA/T/926 (2 nd Revision) geometrisch vermessenen Fahrspuren (smooth: rechts und links; rough: rechts und links) sowie die Bewegungen der Hydropulsanlage zur Prüfung von Fahrersitzen im Max-Planck-Institut für Landarbeit und Landtechnik, Bad Kreuznach. Die Ergebnisse sind in den Bildern 4, 5 und 6 niedergelegt. In den Bildern 4 und 5 sind Meßergebnisse zu den vier Fahrspuren für die Meßmethoden nach 3.1 und 3.3 eingetragen. Neben diesen sind auch die spektralen Leistungsdichten nach einer englischen Messung [4] aufgezeichnet, die sich für "smooth" im mittleren Frequenzbereich kaum von den eigenen Messungen unterscheiden. Für die Fahrspuren "rough" sind erhebliche Unterschiede zu bemerken. Man kann vermuten, daß das bei der engl. Messung benutzte rein rechnerische Verfahren bei kurzer Signaldauer (wie bei den Fahrbahnen "rough") zu unbefriedigenden Ergebnissen führt. Die ermittelten spektralen Leistungsdichten der Fahrbahnen sind nur für Wegfrequenzen oberhalb $0,0075 \frac{1}{\text{cm}}$ als korrekt anzusehen. Unterhalb dieser Frequenzen verfälscht die Periodizität der mehrfach hintereinander gereihten Fahrbahnen die eigentlich gesuchte Leistungsdichte der Einzelfahrbahn.

Die Messungen zeigen, daß die in der Literatur dargestellten Funktionen der spektralen Dichte nicht immer mit der Genauigkeit ermittelt wurden, die nötig ist, um die Schwingungsanregung eines Fahrzeugs zu berechnen. Die in Bild 6 dargestellte Leistungsdichte an einem Hydropulser und die parallel dazu ermittelten K-Werte zeigen, daß auch das Meßverfahren nach 3.2 als ausreichend genau angesehen werden kann.

5. Berechnung des notwendigen Amplitudengangs eines Sitzes

Mit Bezug auf die oben dargestellten Messungen wurde der notwendige Amplitudengang eines Sitzsystems so ermittelt, daß die in dem Vorschlag ISO, TC 108/WG 7 angegebenen Beschleunigungsgrenzen eingehalten werden, wenn ein mittelschwerer Ackerschlepper mit verschiedenen Fahrgeschwindigkeiten über die Fahrbahn "smooth" nach OECD fährt. Die Ergebnisse sind in Bild 7 eingetragen. In das gleiche Bild wurde auch zum Vergleich der tatsächliche Amplitudengang eines guten herkömmlichen Sitzes mit Feder und Dämpfer eingetragen.

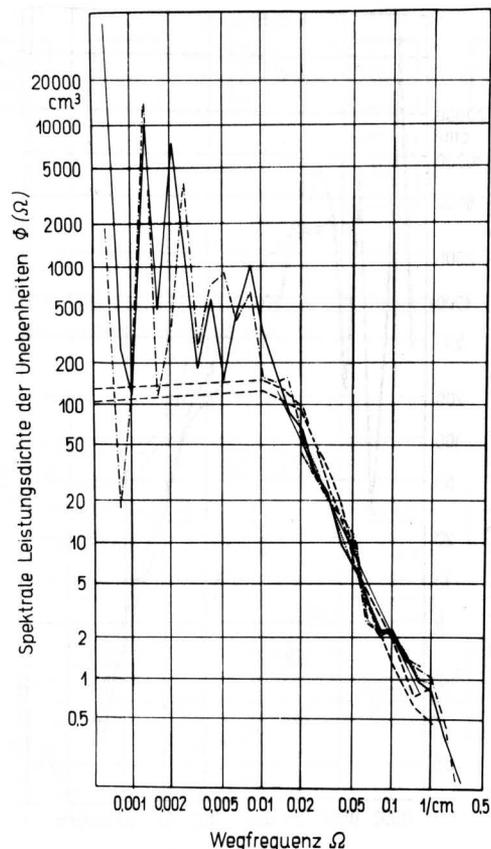


Bild 4. Leistungsdichte der OECD-Fahrbahnen

- · — · — smooth links nach Meßmethode 3.3
- — — — smooth rechts nach Meßmethode 3.3
- - - - - engl. Messung
- · — · — smooth links nach Meßmethode 3.1
- · · · · smooth rechts nach Meßmethode 3.1

6. Der elektro-hydraulisch geregelte Sitz

Der in Bild 7 gezeigte "Vergleichsamplitudengang", den der Sitz eines Ackerschleppers unterschreiten muß, um die Schwingungseinwirkung auf den Fahrer unterhalb der nach der ISO-Richtlinie geforderten Norm zu halten, wenn das Fahrzeug eine Geschwindigkeit $v = 15 \text{ km/h}$ hat, soll durch einen aktiv gefederten Sitz verwirklicht werden. Unter einem aktiv gefederten Sitz soll ein solcher verstanden werden, bei dem die statischen und dynamischen Kräfte in vertikaler Richtung durch einen Hydraulikzylinder aufgenommen werden, der den Sitz gegenüber dem Fahrzeug abstützt. Dabei soll der zu- und abfließende Ölstrom des Zylinders durch die vertikalen Fahrzeugbeschleunigungen so geregelt werden, daß der Sitz die Forderungen erfüllt, die durch den Vergleichsamplitudengang gestellt werden.

Den prinzipiellen Aufbau eines geregelten Sitzes zeigt Bild 8. Der Sitz wird in einer reibungsarmen Längsführung, die Momente und Querkräfte aufnehmen kann, gehalten. Der doppelwirkende Hydraulikzylinder kann nur Axialkräfte aufnehmen, weil er an Sitz und Fahrzeugchassis gelenkig befestigt ist.

Die Feder c hat die Aufgabe, statische Kräfte aufzunehmen. Sie ist zur Regelung des Sitzes nicht erforderlich. Das eingezeichnete Servoventil wird mit konstantem Druck p_{max} versorgt, seine Arbeitsleitungen beaufschlagen die beiden Seiten des Kolbens mit der Kolbenfläche F_K , wobei die Durchflußmenge der Arbeitsleitungen durch die Summe der Spannungen an den Ventilmagneten proportional beeinflusst wird. Bei richtiger Wahl dieser Spannungen kann theoretisch erreicht werden, daß die Relativbewegungen des Sitzes gegenüber dem Fahrzeug ebenso groß werden wie die vertikalen Fahrzeugbewegungen selbst und somit der Sitz gegenüber einem raumfesten Punkt keine Bewegungen ausführt.

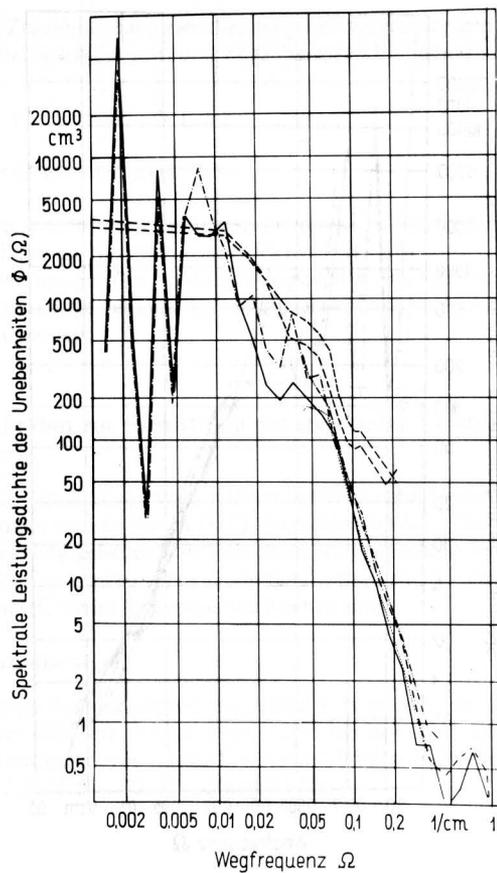


Bild 5. Leistungsdichte der OECD-Fahrbahnen

- rough links nach Meßmethode 3.3
- rough rechts nach Meßmethode 3.3
- - - - - engl. Messung
- rough links nach Meßmethode 3.1
- rough rechts nach Meßmethode 3.1

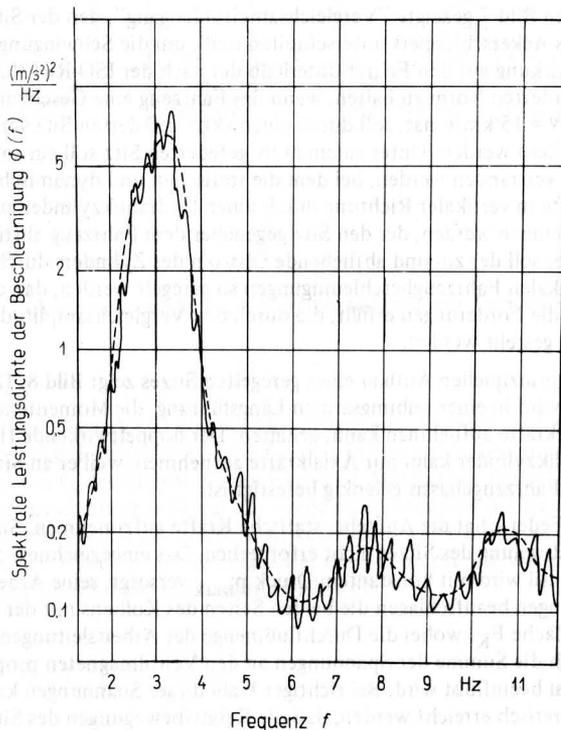


Bild 6. Leistungsdichte der Beschleunigung am Hydropulsler.

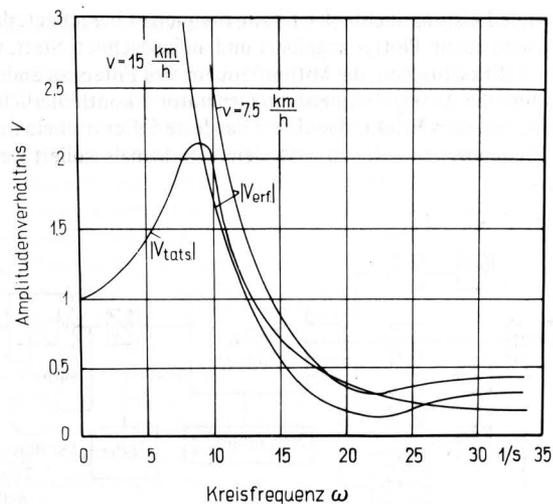


Bild 7. Die erforderlichen Amplitudengänge eines Sitzes, berechnet nach ISO für 2 Fahrgeschwindigkeiten und Fahrt auf der "smooth"-Bahn.

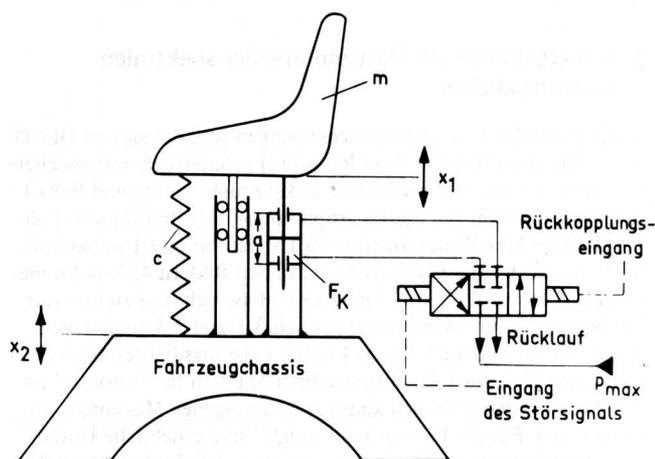


Bild 8. Schema zur hydraulischen Regelung eines Sitzes.

7. Regelung des Sitzes durch einfache Integration des Beschleunigungssignals

Die Methode der einfachen Integration nutzt die Tatsache aus, daß Ventil und Zylinder zusammen bei schwacher Rückkopplung des Regelkreises integrales Verhalten aufweisen. Entsprechend wurde die an der Sitzbefestigung am Chassis analog gemessene Vertikalbeschleunigung einmal integriert. Der Zusammenhang zwischen der Fahrzeugbeschleunigung und der Bewegung des Sitzes wird also dadurch hergestellt, daß das Beschleunigungssignal einmal elektrisch und dann "hydraulisch" integriert wird. Die Beschaltung des Ventils geht aus Bild 9 hervor. Dort sind sowohl die ausführliche und anschauliche Schaltung als auch die entsprechende vereinfachte Schaltung eingetragen. D_1 , D_2 und D_3 sind Verstärker, $w = x_2 - x_1$ symbolisiert den zeitabhängigen Abstand zwischen Sitz und Fahrzeug in vertikaler Richtung. Integrator, Ventil und Kolben führen zusammen angenähert eine doppelte Integration durch, so daß die Bewegungen der Kolbenstange gerade den Chassis-

Bewegungen entsprechen. Die Rückkopplung des Systems erfolgt über eine Wegmessung w zwischen Sitz und Chassis.

Bild 10 zeigt die Wirkungsweise dieser Regelungseinrichtung bei der Prüfung auf einem Schwingungssimulator.

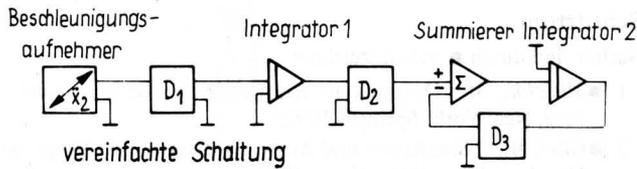
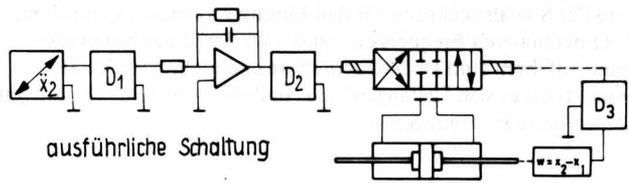


Bild 9. Blockschaltbild zur Regelung nach der Methode der einfachen Integration.

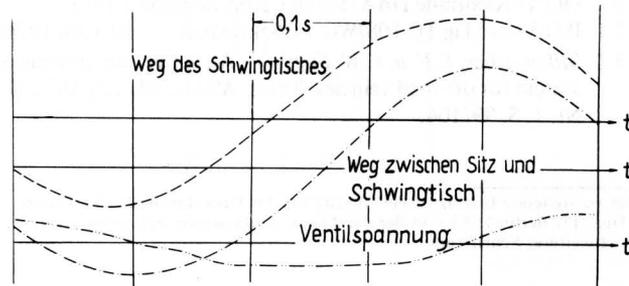


Bild 10. Auszug des Meßprotokolls bei der Regelung des Sitzes durch einfache Integration.

8. Regelung des Sitzes nach der Methode der doppelten Integration

Das System der Sitzregelung zeigt proportionales Verhalten, wenn die Verstärkung der Rückkopplung hoch gewählt wird. Die Grenze der Verstärkung ist durch Instabilität der Anlage gegeben. Diese Tatsachen können zur Regelung des Sitzes in der Weise ausgenutzt werden, daß man das vertikale Beschleunigungssignal am Fahrzeugboden zweifach integriert und es dann als Sollwert der einen Spule des Ventils zuführt. Der Istwert der Rückkopplung wird wiederum durch analoge Wegmessung zwischen Sitz und Fahrzeug gewonnen und auf die zweite Spule des Ventils gegeben.

Die Prinzipschaltung zur Regelung des Ventils nach der Methode der doppelten Integration des vertikalen Beschleunigungssignals am Fahrzeugboden mit starker Rückkopplung des Ist-Signals zeigt **Bild 11**.

Hier besteht der Sollwertgeber aus einem Beschleunigungsaufnehmer, Verstärker und doppeltem Integrierer. D_1 , D_2 und D_3 sind Anpassungsverstärker ohne Zeitverhalten. Den Aufbau des Sollwertgebers zeigt **Bild 12**.

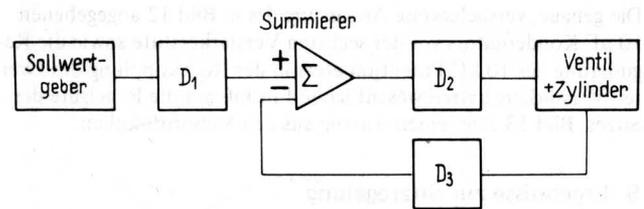


Bild 11. Prinzipschaltung zur Regelung des Sitzes durch doppelte Integration des Beschleunigungswertes.

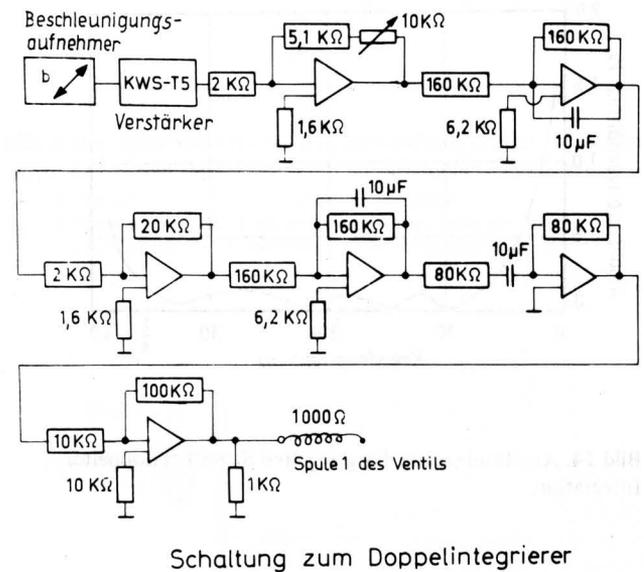


Bild 12. Blockschaltbild zum Doppelintegrierer.

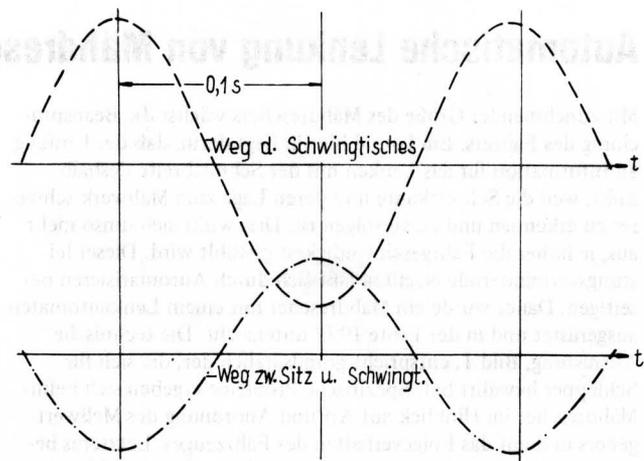


Bild 13. Auszug des Meßprotokolls bei der Regelung des Sitzes durch doppelte Integration.

Die genaue, versuchsweise Anpassung des in Bild 12 angegebenen $10 \mu\text{F}$ Kondensators vor der sechsten Verstärkerstufe sowie die Regulierung des $10 \text{ k}\Omega$ Potentiometers in der Rückkopplung des zweiten Verstärkers hatten wesentlichen Einfluß auf die Regelgüte des Sitzes. Bild 13 zeigt einen Auszug aus den Meßprotokollen.

9. Ergebnisse zur Sitzregelung

Für die aus Bild 13 zu ermittelnde Kreisfrequenz ($\omega = 31,4 \text{ 1/s}$) konnte der Sitz gegenüber der raumfesten Umgebung nahezu in Ruhe gehalten werden. Das Amplitudenverhältnis des Sitzes gegenüber dem mechanischen Schwingungssimulator in Abhängigkeit von der Frequenz zeigt Bild 14.

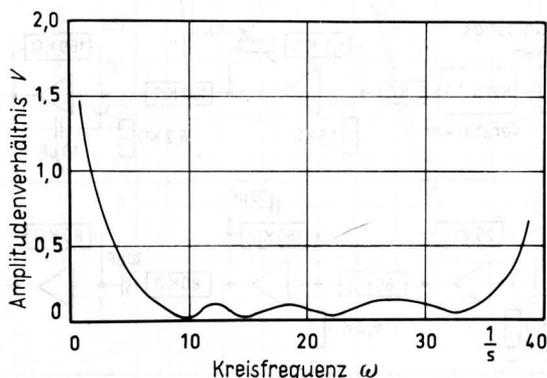


Bild 14. Amplitudengang des geregelten Sitzes bei doppelter Integration.

Oberhalb einer Kreisfrequenz $\omega = 38 \text{ 1/s}$ (der Schwingungssimulator hat ausgeprägte Oberwellen) war der Sitz nicht mehr stabil. Durch eine Abschwächung der Rückkopplung konnte die Stabilität zwar wieder hergestellt, der Amplitudengang nach Bild 14 dann aber nicht mehr erreicht werden. Der in Bild 14 gezeigte Amplitudengang liegt eindeutig unter dem in Bild 7 geforderten. Dennoch muß der Sitz als nicht reif für den Einsatz im Feldversuch gelten, da er bei höheren Frequenzen instabil wird und das Netzwerk beim Anfahren zum Übersteuern führt und mehrere Sekunden braucht, bis es sich "gefangen" hat. In dieser Zeit führt der Sitz unkontrollierte Bewegungen aus.

Schrifttum

Bücher sind durch ● gekennzeichnet

- [1] ● Mitschke, M.: Dynamik der Kraftfahrzeuge. Berlin, Heidelberg, New York: Springer 1972.
- [2] ● Giloi, W.: Simulation und Analyse stochastischer Vorgänge. München, Wien: Oldenbourg 1967.
- [3] ● Schlitt, H.: Systemtheorie für regellose Vorgänge. Berlin, Göttingen, Heidelberg: Springer 1960.
- [4] Matthews, J.: Ride comfort of tractor operators IV. Assessment on the ride quality of seats. J. agric. Engng. Res. Bd. 11 (1966) Nr. 1, S. 44/57.
- [5] VDI-Richtlinie 2057 (1963): Beurteilung der Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen.
- [6] OECD-Richtlinie DAA/T/926 (2 nd Revision) 1971 .
- [7] ISO-Vorschlag TC 108/WG 7 (Sekretariat - 19) 36, 1970.
- [8] Stikeleather, L.F. u. C.W. Suggs: An active seat suspension system for off-road vehicles. Trans. ASAE, Bd. 13 (1970) Nr. 1, S. 99/106.

Der vorstehende Beitrag ist ein Auszug aus der Dissertation des Verfassers (Diss. TU Berlin 1973), in der das Thema umfassender behandelt wird. Dort weiteres Schrifttum.

Automatische Lenkung von Mähdreschern

Mit zunehmender Größe des Mähdreschers wächst die Beanspruchung des Fahrers. Ein Grund hierfür liegt darin, daß der Umfang an Information für das Lenken mit der Schnittbreite deshalb sinkt, weil die Schnittkante und deren Lage zum Mähwerk schwerer zu erkennen und zu verfolgen ist. Dies wirkt sich umso mehr aus, je höher die Fahrgeschwindigkeit gewählt wird. Dieser leistungsvermindernde Nachteil läßt sich durch Automatisieren beseitigen. Daher wurde ein Mähdrescher mit einem Lenkautomaten ausgerüstet und in der Ernte 1972 untersucht. Die technische Ausrüstung, Bild 1, entspricht grundsätzlich der, die sich für Schlepper bewährt hat. Spezifische Probleme ergeben sich beim Mähdrescher im Hinblick auf Art und Anordnung des Meßwertgebers und auf das Folgeverhalten des Fahrzeuges. Letzteres beinhaltet vor allem die Frage, ob sich Fehler in der Nachführung bei der jeweils nachfolgenden Fahrt verstärken oder abbauen.

Hesse, H. u. R. Möller: Automatische Lenkung eines Mähdreschers mit mechanischen Fühlern. Landbauforschung Völknerode Sonderheft 17 (1973) S. 41/56. Danach dieses Referat.

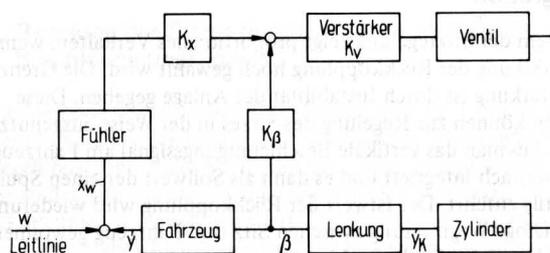


Bild 1. Blockschaltbild des Regelungssystems für die automatische Lenkung eines Fahrzeuges.

- x_w = Regelabweichung
- w = Koordinate der Leitlinie
- y = Stellweg
- y = Stellweg des Fahrzeuges
- β = Lenkwinkel
- K_x = Verstärkungsfaktor des Fühlersignals
- K_β = Verstärkungsfaktor des Lenkwinkelsignals
- K_V = Gesamtverstärkung