Rechnerische Optimierung von Komfort und Fahrsicherheit von Nutzfahrzeugen

Dr. techn. **W. Hirschberg**, Dipl.-Ing. **J. Reichweger**, Steyr

Zusammenfassung

Hohe Ansprüche an die Genauigkeit und Aussagekraft von dynamischen Simulationen lassen sich nur durch Verwendung komplexer, räumlicher Ersatzmodelle erfüllen. Es wird das Modell eines Sattelzuges vorgestellt, welches aus starren Teilkörpern und elastischen, massebehafteten Balken für den Fahrzeugrahmen aufgebaut ist. Spezifische Eigenarten der Bildung von Nutzfahrzeugmodellen für Schwingungsberechnungen werden erläutert.

Mit der Methode der Kovarianzanalyse steht ein leistungsfähiges Berechnungsverfahren für Zufallsschwingungen zur Verfügung, welches den Umweg über den Frequenzbereich vermeidet. Damit lassen sich objektive und subjektive Beurteilungskriterien für komfort- und sicherheitsverbessernde Maßnahmen berechnen. Den Schwingungsberechnungen liegen dabei standardisierte Breitbandprozesse zugrunde, wie sie den zufälligen, realen Fahrbahnunebenheiten näherungsweise entsprechen.

Auf den in kompakter Zusammenfassung angegebenen Grundlagen aufbauend, wurde das numerische Auswerteprogramm KOVA entwickelt. Einige ausgewählte, mit den Daten eines mittelschweren Sattelzuges erzielten Berechnungsergebnisse werden diskutiert und mit vorliegenden Meßergebnissen verglichen. Insbesondere lassen sich daraus komfortverbessernde Maßnahmen für die Auslegung der Fahrerhausaufhängungen ableiten.

1. Einleitung

Die Verbesserung von Fahrkomfort und Fahrsicherheit einerseits, sowie die Minimierung von Entwicklungszeit und -kosten andererseits sind Forderungen, die auch bei der Entwicklung moderner Nutzfahrzeuge immer stärker zum Tragen kommen. Zur Lösung dieser gegensätzlichen Probleme gewinnen neben den bisher hauptsächlich angewandten experimentellen Methoden die theoretischen Lösungsverfahren zunehmend an Bedeutung.

Bezüglich der Schwingungen von Nutzfahrzeugen ist bekannt, daß die Sattelzüge zu jenen Bauformen gehören, deren schwingungstechnische Abstimmung besondere Aufmerksamkeit erfordert. Die spezielle Problematik von Sattelzügen resultiert aus dem kurzen Radstand des im allgemeinen leichten Zugfahrzeugs, welches für den Transport schwerer Sattelauflieger mit hoher Fahrgeschwindigkeit ausgelegt sein muß. Die konsequente Anwendung des Leichtbaus und die dadurch erzielbare Erhöhung der Nutzlasten lassen eingehenden Untersuchungen von Fahrkomfort und -sicherheit besondere Bedeutung zukommen. Vor diesem Hintergrund wird das im folgenden beschriebene Modellierungs- und Lösungsverfahren auf Sattelzüge angewandt, womit sich objektive und subjektive Beurteilungskriterien für Optimierungmaßnahmen berechnen lassen.

2. Modellbildung eines Sattelzuges

Bei Lastkraftwagen handelt es sich um komplexe mechanische Schwingungssysteme, bei welchen verhältnismäßig starre Teilkörper mit einem biege- und torsionselastischen Fahrzeugrahmen mittels elastischer Lagerungen in Verbindung stehen. Aufgrund dieser konstruktiven Gegebenheit liegt es nahe, für deren Modellbildung sowohl Mehrkörpersysteme als auch elastische Balkensysteme heranzuziehen.

Der im folgenden behandelte LKW-Sattelzug ist als räumliches, starr-elastisches Mehrkörpersystem modelliert. Begleitende Untersuchungen an ebenen Modellen, welche sich einfach und

rasch erstellen lassen, ergaben, daß diese nur für Tendenzstudien mit gewissen Einschränkungen geeignet sind. Der Anspruch auf Rechenergebnisse mit guter Absolutgenauigkeit bedingt den Einsatz von räumlichen Ersatzmodellen.

Die 15 Teilkörper des Sattelzugmodells verfügen über 47 mechanische Freiheitsgrade, siehe Bilder 1.

Starre Teilkörper	Freiheitsgrade	Bindungen
Fahrerhaus	6	0
Fahrersitz	1	2
Motor-Getriebe	6	0
Kraftstofftank	0	6
Vorderachse-Zugfahrzeug	2	4
Hinterachse-Zugfahrzeug	2	4
Sattelaufliegerachse	2	4
Sattelauflieger	2	4

Der elastische Fahrzeugrahmen ist in 7 Abschnitte unterteilt, welchen unterschiedliche Massen und Steifigkeiten zugeordnet werden können. Er ist mit finiten Balkenelementen modelliert; seine Bewegungen werden ebenso wie die Bewegungen der vorhandenen Kraftangriffspunkte durch die auf der Rahmenlängsachse liegenden 8 Rahmenknoten mit verallgemeinerten Koordinaten beschrieben:

Elastischer Fahrzeugrahmen	Freiheitsgrade	Bindungen
8 Rahmenknoten	24	24
Starrkörperfreiheitsgrade für die Rahmenquerbewegung	2	--

Bei der Massenbelegung des Rahmens ist zu berücksichtigen, daß die Massenwirkungen der zahlreichen, im einzelnen nicht modellierten Anbauteile nicht unterdrückt werden dürfen. Zu diesem Zweck findet im Auswerteprogramm eine Ausgleichsrechnung statt, welche ausgehend von den gewogenen Achslasten die Massen der unberücksichtigten Anbauteile zu den Trägheitsdaten des Grundrahmens abschnittsweise zuschlägt.

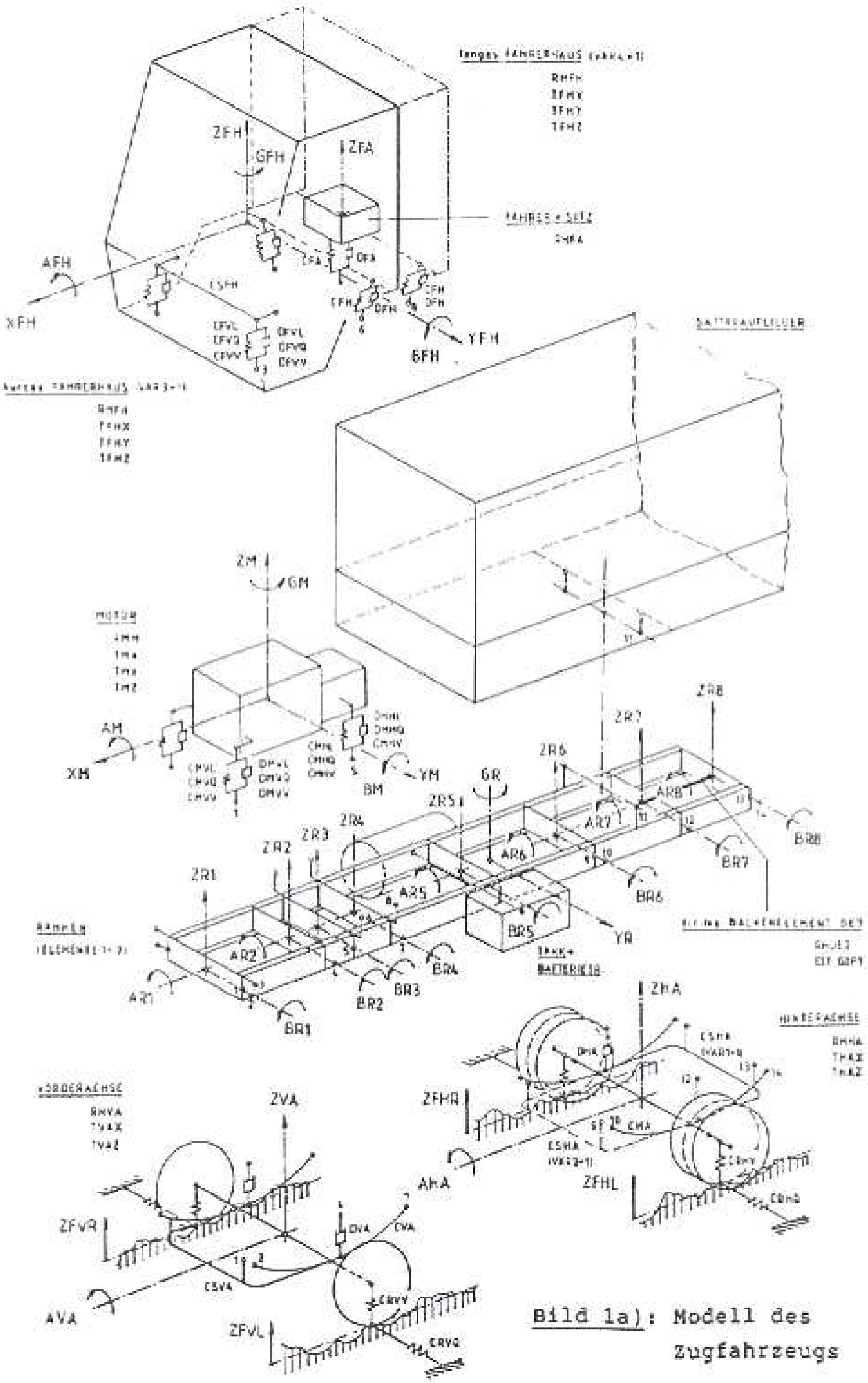


Bild 1a): Modell des Zugfahrzeugs

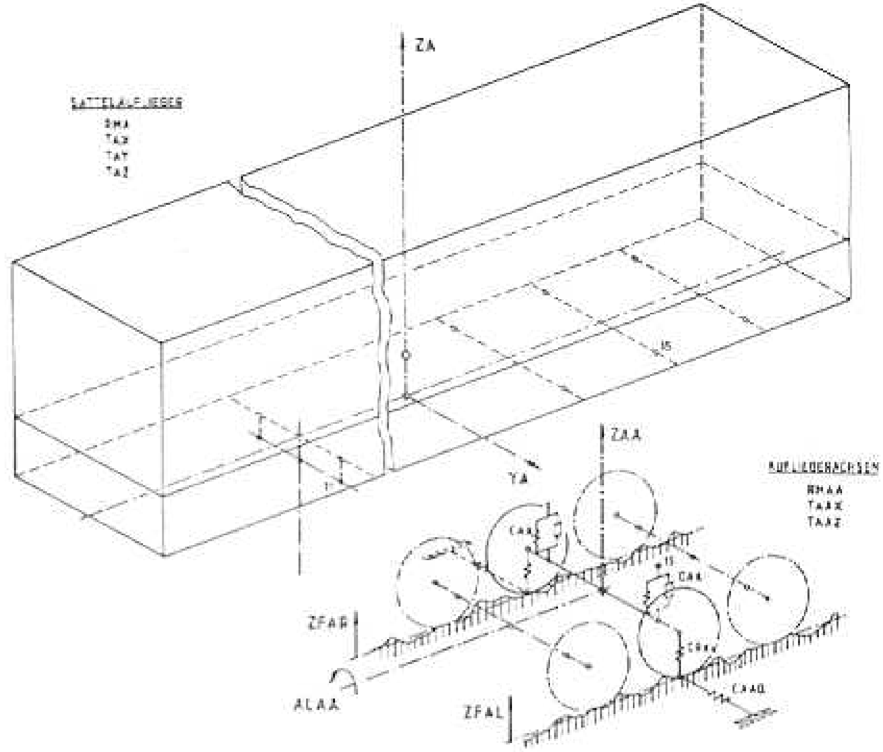
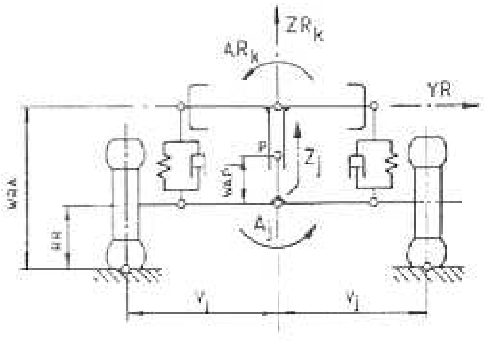


Bild 1b): Modell des Sattelaufliegers



Indizes:
Achse j
Rahmenknoten k

Bild 1c): Modell einer Fahrzeugachse

Bei dem Sattelzugmodell in der vorliegenden Ausbaustufe handelt es sich um ein lineares Modell, welches deshalb gewissen Einschränkungen bei der Anwendbarkeit unterliegt. Für den Eingriffsbereich der Zusatz-Achsblattfedern ist zu beachten, daß nur solche Beladungszustände behandelt werden, welche Gleichgewichtlagen deutlich innerhalb eines linearen Teilbereichs der Achsfedern ergeben.

Die Fahrzeugreifen werden durch einfache Federmodelle abgebildet, welche eine Punktabtastung des Fahrspurprofils vermitteln. Wichtig für Fahrzeuge mit hohen Schwerpunktslagen ist, daß die Quernachgiebigkeit der Reifen nicht unterdrückt werden darf, nachdem bei ungleichen Fahrspurprofilen nicht zu vernachlässigende Erregungen in Querrichtung auftreten.

Das dynamische Verhalten dieses linearen, starr-elastischen Systems wird durch die Bewegungsgleichung im fx1 – Lagevektor $\underline{y}(t)$, f=47, in der bekannten Form

$$\underline{M}\,\ddot{\underline{y}}(t) + \underline{D}\,\dot{\underline{y}}(t) + \underline{K}\,\underline{y}(t) = \underline{h}(t) \qquad (1)$$

eindeutig beschrieben. Durch Einführung des 2fx1 – Zustandsvektors

$$\underline{x}(t) = \begin{bmatrix} \underline{y}(t) \\ \dot{\underline{y}}(t) \end{bmatrix} \qquad (2)$$

läßt sich die Bewegungsgleichung (1) auf die 2fx1 – Zustandsgleichung

$$\dot{\underline{x}}(t) = \underline{A}\,\underline{x}(t) + \underline{B}\,\underline{\xi}(t) \qquad (3)$$

überführen, welche die Grundlage für alle numerischen Folgeoperationen bildet. Für das vorliegende Sattelzugmodell wurde die Bewegungsgleichung für die starren Teilkörper mit dem Programm NEWEUL [2] in symbolischer Form generiert. Die Aufstellung der FEM-Beziehungen, die Kopplung mit dem Starrkörperanteil sowie die Überführung auf die Zustandsgleichung (3) erfolgt auf numerischem Weg mit dem Programm LINSYS [3], unter Verwendung des konkreten Fahrzeug-Datensatzes.

3. Fahrbahnbeschreibung

Das Profil einer Fahrbahn ist bekanntlich stochastischer Natur; deren Unebenheitsverlauf kann üblicherweise mittels der spektralen Unebenheitsdichte

$$S_x(\Omega) = \lim_{X \to \infty} \frac{2\pi}{X}\,|F_x(\Omega)|^2 \qquad (4)$$

angegeben werden. Dabei wird von der FOURIER-Transformierten $F_x(\Omega)$ der gemessenen Unebenheit z(x) entlang der Wegkoordinate x ausgegangen, wobei X die vermessene Fahrbahnlänge und Ω die Wegkreisfrequenz (dim $[\Omega]$ = rad/m) sind.

Gemessene spektrale Unebenheitsdichten sind für unterschiedliche Fahrbahntypen in großer Zahl verfügbar. Häufig wird die einseitige Spektraldichte $\Phi(\Omega) = 2\,S_x(\Omega)$ unter Vernachlässigung periodischer Anteile durch die Gleichung

$$\Phi(\Omega) = \Phi_0 \left(\frac{\Omega_0}{\Omega}\right)^w \qquad (5)$$

unter Verwendung der Bezugsspektraldichte Φ_0, der Bezugsfrequenz Ω_0 und der Welligkeit w approximiert, MITSCHKE [4]. Auf dieser Grundlage existieren standardisierte Profile für unterschiedliche Typen von Fahrbahnen, z.B. die ISO-Standards [1]. Realistische Unebenheitsmodelle basieren mit w = 2 auf dem Ansatz

$$\Phi(\Omega) = \Phi_0 \frac{\Omega_0^2}{\Omega^2 + \beta^2}, \qquad (6)$$

welcher im Gegensatz zu (5) die Spektraldichte $\Phi(\Omega)$ für $\Omega \to 0$ beschränkt.

Für die Simulation räumlicher Fahrzeugschwingungen ist es erforderlich, die vorhandene Korrelation zwischen den Unebenheiten der beiden Fahrspuren einer Fahrzeugachse zu berücksichtigen. Zur Beschreibung der Korrelation dienen ausgehend von den Autospektraldichten $\Phi_r(\Omega)$, $\Phi_l(\Omega)$, bzw. der Kreuzspektraldichte $\Phi_{rl}(\Omega)$ der Fahrspuren z_r, z_l die Kohärenzfunktion

$$\gamma(\Omega) = \frac{|S_{rl}(\Omega)|}{\sqrt{S_r(\Omega)\ S_l(\Omega)}} \tag{7}$$

und der Phasenwinkel

$$\phi(\Omega) = \arctan \frac{\mathrm{Im}\ \Phi_{rl}(\Omega)}{\mathrm{Re}\ \Phi_{rl}(\Omega)} , \tag{8}$$

dessen Mittelwert gemäß [5] in einem großen Frequenzbereich in der Nähe von Null liegt.

Die Konstruktion räumlicher Fahrbahnmodelle mit den Ansätzen (6) für die beiden Fahrspuren führt auf die Beschreibung für die Unebenheitsspektraldichten

$$\Phi_r(\Omega) = \Phi_l(\Omega) = \Phi_0 \Omega_0^2 \frac{\Omega^2 + \dfrac{\beta_2^2 + \alpha\ \beta_1^2}{1+\alpha}}{\Omega^4 + (\beta_1^2 + \beta_2^2)\ \Omega^2 + \beta_1^2 \beta_2^2} \tag{9}$$

und für die Kohärenzfunktion zu

$$\gamma(\Omega) = \frac{(1-\alpha)\ \Omega^2 + \beta_2^2 - \alpha\ \beta_1^2}{(1+\alpha)\ \Omega^2 + \beta_2^2 + \beta_1^2 \beta_2^2} , \tag{10}$$

wie von RILL in [8] gezeigt wird. Von den drei freien Parametern dienen β_1 im wesentlichen für die Approximation der gemessenen spektralen Unebenheitsdichten Φ_r, Φ_l, sowie α und β_2 zur Approximation der gemessenen Kohärenzfunktion γ, welche stark von Spurweite und Fahrbahntyp abhängt.

3.1 Fahrbahn-Formfilter

Im Zeitbereich können die farbigen Unebenheitsprozesse $z_r(t)$, $z_l(t)$ durch ein dynamisches Formfilter erzeugt werden, dessen Eingang die unkorrelierten, weißen Rauschprozesse $w_1(t)$, $w_2(t)$ sind, welche durch die Spektraldichten

$$\Phi_{wi}(\Omega) = \Phi_{wi} = \frac{v}{\pi} q_{wi} = \text{const.}\ ,\ i = 1,2 \tag{11}$$

mit den Intensitäten q_{wi} und der Fahrgeschwindigkeit v gekennzeichnet sind. Mit dem Formfilter 1.Ordnung, MOSER [6],

$$\underbrace{\begin{bmatrix} \dot z_r(t) \\ \dot z_l(t) \end{bmatrix}}_{\dot{\underline{\xi}}(t)} = \underbrace{\frac{v}{2} \begin{bmatrix} -\beta_1-\beta_2 & -\beta_1+\beta_2 \\ -\beta_1+\beta_2 & -\beta_1-\beta_2 \end{bmatrix}}_{\underline{F}_\xi} \underbrace{\begin{bmatrix} z_r(t) \\ z_l(t) \end{bmatrix}}_{\underline{\xi}(t)} + \underbrace{g \begin{bmatrix} 1 & -\sqrt{\alpha} \\ 1 & -\sqrt{\alpha} \end{bmatrix}}_{\underline{G}_\xi} \underbrace{\begin{bmatrix} w_1(t) \\ w_2(t) \end{bmatrix}}_{\underline{w}(t)} ,$$

welches den Parameter (12)

$$g = \Omega_0 \sqrt{\frac{\pi\ v\ \Phi_0}{1+\alpha}} \tag{13}$$

enthält, lassen sich gemessene Spektraldichten und Kohärenzfunktionen gut approximieren.

Für mehrachsige Fahrzeuge wirken die Erregerprozesse auf die zur Achse 1 um den Achsabstand s_j versetzte Achse j, j=2(1)k, mit der Zeitverschiebung $\Delta t_j = s_j/v$. Aufgrund der konstanten Formfiltermatrizen $\underline{F}_\xi$, $\underline{G}_\xi$ in (12) gilt dann für die Erregerprozesse

$$\bar{\underline{w}}(t) = [\ \underline{w}(t),\ \ \underline{w}(t-\Delta t_2)\ \ldots\ w(t-\Delta t_k)]^T . \tag{14}$$

4. Wahrnehmungsformfilter

Die Richtlinie VDI 2057 [9] definiert K-Werte als Beurteilungsgrößen für die menschliche Wahrnehmung der Schwingungseinwirkung aus den drei Hauptrichtungen. Der Zusammenhang zwischen K-Wert, der subjektiv bewerteten und der objektiv meßbaren Schwingbeschleunigung $\bar{a}(t)$ bzw. a(t) an einem Punkt lautet, POPP u.a. [7],

$$\bar{a}(\omega) = f_a(\omega)\ a(\omega) ,$$

$$K = \bar{\alpha} \sqrt{\int_{2\pi}^{2\pi 80} f_a^2(\omega)\ \Phi_a(\omega)\ d\omega} , \tag{15}$$

worin Φ_a die zu a(t) gehörende spektrale Beschleunigungsdichte und $\bar{\alpha}$, f_a Bewertungsfunktionen für die jeweilige Einwirkungsrichtung sind, die in VDI 2057 abschnittsweise festgelegt sind.

Im Zeitbereich können die K-Werte über das dynamische Wahrnehmungsfilter

$$\begin{aligned} \bar{a}(t) &= \underline{h}_K^{\,T}\, \underline{v}_K(t) \\ \dot{\underline{v}}_K(t) &= \underline{F}_K\, \underline{v}_K(t) + \underline{g}_K\, a(t) \end{aligned} \qquad (16)$$

mit dem stationären Zustand $\underline{v}_K(t)$, dessen Eingang a(t) ist und dessen Ausgang die subjektiv bewertete Beschleunigung $\bar{a}(t)$ liefert, berechnet werden. Die VDI 2057- Bewertungsfunktionen f_a in [7] sind bereits durch ein Formfilter der Ordnung s = 2 gut approximierbar; die entsprechenden, in $\underline{F}_K$, $\underline{h}_K$ enthaltenen Filterkoeffizienten sind in [7] angegeben.

5. Kovarianzanalyse

Zustandsgleichung (3) kann mit den Erregerformfiltern (12) für die r Erregerprozesse und dem sx1 - Bewertungsfilter (16) zur Gesamtzustands-Gleichung

$$\underbrace{\begin{bmatrix} \dot{\underline{x}}(t) \\ \hline \underline{\xi}(t) \\ \vdots \\ \underline{\xi}(t-\Delta t_k) \\ \hline \dot{\underline{v}}_K(t) \end{bmatrix}}_{\dot{\bar{\underline{x}}}(t)} = \underbrace{\left[\begin{array}{c|ccc|c} \underline{A} & \underline{B}_1 & \cdots & \underline{B}_k & \underline{0} \\ \hline \underline{0} & \underline{F}_{\xi 1} & \cdots & \underline{0} & \underline{0} \\ \vdots & \vdots & & \vdots & \vdots \\ \underline{0} & \underline{0} & \cdots & \underline{F}_{\xi k} & \underline{0} \\ \hline & & \underline{g}_K\, \underline{T} & & \underline{F}_K \end{array}\right]}_{\bar{\underline{A}}} \underbrace{\begin{bmatrix} \underline{x}(t) \\ \hline \underline{\xi}(t) \\ \vdots \\ \underline{\xi}(t-\Delta t_k) \\ \hline \underline{v}_K(t) \end{bmatrix}}_{\bar{\underline{x}}(t)} + \underbrace{\begin{bmatrix} \underline{0} \\ \hline \underline{G}_{\xi 1} \\ \vdots \\ \underline{0} \\ \hline \underline{0} \end{bmatrix}}_{\bar{\underline{B}}_1} \underline{w}(t) + \ldots \underbrace{\begin{bmatrix} \underline{0} \\ \hline \underline{0} \\ \vdots \\ \underline{G}_{\xi k} \\ \hline \underline{0} \end{bmatrix}}_{\bar{\underline{B}}_k} \underline{w}(t-\Delta t_k)$$

der Dimension m = n + r + s zusammengefaßt werden. (17)

Unter der Voraussetzung, daß die Erregerprozesse durch die Fahrbahnunebenheiten normalverteilt und ergodisch sind, läßt sich die stationäre, stochastische Systemantwort mit dem mx1 - Mittelwertvektor

$$\underline{m}_{\bar{x}}(t\to\infty) = E\{\bar{\underline{x}}(t\to\infty)\} \qquad (18)$$

und die mxm - Kovarianzmatrix

$$\underline{P}_{\bar{x}}(t\to\infty) = \underline{P}_{\bar{x}} = E\{(\bar{\underline{x}}-\underline{m}_{\bar{x}})(\bar{\underline{x}}-\underline{m}_{\bar{x}})^T\} \qquad (19)$$

für lineare Fahrzeugmodelle vollständig, für schwach nichtlineare Systeme näherungsweise beschreiben. Die Kovarianzmatrix erhält man vorteilhaft durch Lösung der LJAPUNOVschen Matrizengleichung

$$\begin{aligned} &\bar{\underline{A}}\, \underline{P}_{\bar{x}} + \underline{P}_{\bar{x}} \bar{\underline{A}}^T + \bar{\underline{B}}_1 \bar{\underline{B}}_1^{\,T} + \ldots + \bar{\underline{B}}_k \bar{\underline{B}}_k^{\,T} \\ &\quad + \underline{\Phi}(\Delta t_2)\, \bar{\underline{B}}_2 \bar{\underline{B}}_1^{\,T} + \bar{\underline{B}}_1 \bar{\underline{B}}_2^{\,T} \underline{\Phi}^T(\Delta t_2) + \ldots \\ &\quad + \underline{\Phi}(\Delta t_k)\, \bar{\underline{B}}_k \bar{\underline{B}}_{k-1}^{\,T} + \bar{\underline{B}}_{k-1} \bar{\underline{B}}_k^{\,T} \underline{\Phi}^T(\Delta t_k) = \underline{0} \quad , \end{aligned} \qquad (20)$$

wobei $\underline{\Phi}(\Delta t_j) = e^{\bar{\underline{A}}\Delta t_j}$, j=2(1)k, die mxm - Fundamentalmatrix bezeichnet. Da die Zustandsgleichung (17) für umfangreiche, starr-elastische Modelle der hier behandelten Art hohe Systemordnungen und erhöhte Steifigkeiten aufweisen, erheben sowohl die Generierung der Fundamentalmatrix $\underline{\Phi}$ als auch die Lösung von (21) besondere Anspüche an die numerische Stabilität und Effizienz der eingesetzten Rechenverfahren.

Die Kovarianzmatrix $\underline{P}_{\bar{x}}$ ist entsprechend der Aufteilung (17) des Zustandsvektors $\bar{x}$ blockweise in Lage-, Geschwindigkeits-, Erreger-, Wahrnehmungs- und die einzelnen Koppelkovarianzmatrizen strukturiert. Sie enthält die erforderlichen Informationen für die Berechnung der dynamischen Radlasten und der subjektiven Bewertungsgröße K und ermöglicht mit (3) die Bildung der fxf - Beschleunigungskovarianzmatrix $\underline{P}_{\ddot{y}}$. Insbesondere ist mit der Streuung $\sigma_{\ddot{y}_i} = \sqrt{P_{\ddot{y}_{ii}}}$ eine objektive Kenngröße für den Beschleunigungszustand der Koordinate y_i gegeben.

6. Fahrkomfort und Fahrsicherheit

Zur Beurteilung des Fahrkomforts von Nutzfahrzeugen wird die objektiv messbare Streuung der Beschleunigung $\sigma_{\ddot{z}}$ des Fahrerhauses bzw. des Fahrersitzes herangezogen, sowie die daraus ermittelte subjektive Bewertungsgröße K_z. Die Beurteilung der Fahrsicherheit erfolgt anhand der auf die statische Radlast bezogenen Streuung der dynamischen Radlast σ_{Fj}/F_{Gj} für die Achse j, j = 1,2 .

Zur Berechnung dieser Kenngrößen wurde das numerische Auswerteprogramm KOVA entwickelt, welches auf den in den Abschnitten 3 bis 5 beschriebenen Grundlagen aufbaut und in das folgenden Organisationsschema eingegliedert ist:

NEWEUL	Aufstellung des Starrkörperanteils der Bewegungsgleichung (symbolisch), [2]
↓ LINSYS	Aufstellung des FEM-Anteils der Bewegungsgleichung und Bildung der Zustandsgleichung für das starr-elast. System (numerisch), [3]
↓ KOVA	Kovarianzanalyse des Fahrzeugmodells (numerisch) + Stochastische Kenngrößen

6.1 Diskussion der Berechnungergebnisse

Die im folgenden diskutierten Berechnungsergebnisse beziehen sich auf einen vollbeladenen Sattelzug der mittelschweren Klasse mit 35 t Gesamtmasse. Die Eigenmasse des Zugfahrzeugs beträgt 5 t, sein Radstand ist 3,5 m. Die zur Absicherung der Berechnungsresultate teilweise verfügbaren Meßergebnisse wurden durch Testfahrten auf einer Bundesstraße mit Asphaltbelag älterer Ausführung ermittelt, welche der Fahrbahnklasse D - mittel nach [4] zuzuordnen ist. Den Berechnungen liegen die folgenden Daten zugrunde:

Fahrgeschwindigkeit: $v = 60$ km/h

Fahrbahn: $\Phi_0 = 1{,}6.10^{-5}\ \mathrm{m}^3$, $w = 2$,
$\alpha = 0{,}65$, $\beta_1 = 0{,}1\ \mathrm{m}^{-1}$, $\beta_2 = 1{,}6\ \mathrm{m}^{-1}$.

Einen Überblick über die vertikalen Beschleunigungen des Fahrzeugrahmens bei diesem Fahrzustand gibt Bild 2. Durch den kurzen Radstand begünstigt, wird das Zugfahrzeug über

die Fahrbahn zu Nickschwingungen angeregt, welche im beladenen Zustand um die Sattelkupplungachse erfolgen. Das Fahrerhaus befindet sich dadurch in einem Bereich höherer vertikaler Rahmenbeschleunigungen.

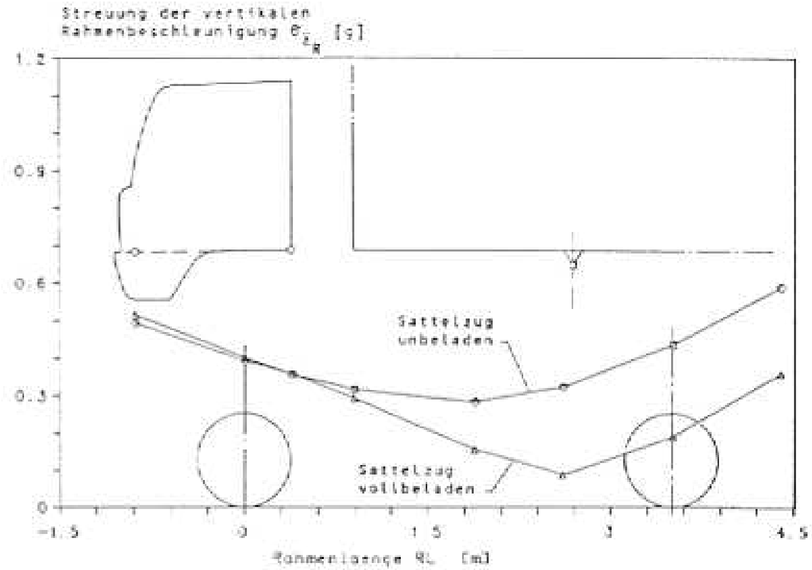


Bild 2: Vertikalbeschleunigungen am Fahrzeugrahmen

Die Verteilung der vertikalen Beschleunigung $\sigma_{\ddot{z}}$ über dem Fahrerhausboden (Zugfahrzeug) ist als Berechnungsergebnis in Bild 3 dargestellt. Bei dieser Ausgangsversion (Variante "A") ist eine Überhöhung der Beschleunigung im Bereich der vorderen Fahrerhauslagerung zu beobachten. Dieses rührt einerseits von der aus diesem Bereich übertragenen, höheren Rahmenbeschleunigung her (vgl. Bild 2), andererseits sind an Kippfahrerhäusern Grenzen bei der konstruktiven Auslegung der vorderen Fahrerhaus-Kipplagerung gesetzt. Des weiteren sind zum Vergleich die am Fahrzeug gemessenen Beschleunigungen $\ddot{z}_{rms}$ aufgetragen, welche an zwei diagonal gegenüberliegenden Meßpunkten (rechts vorne - links hinten) aufgenommen wurden.

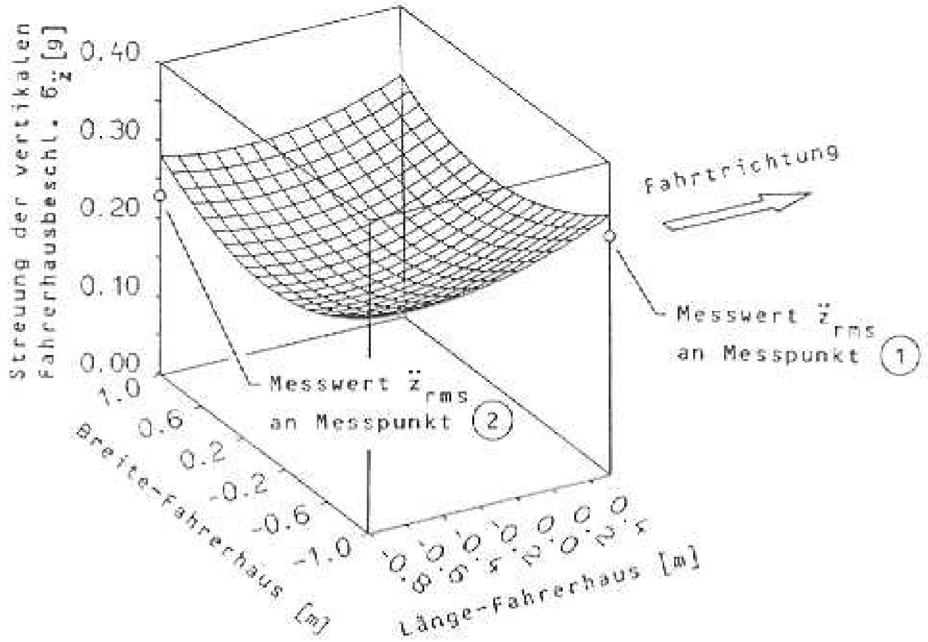


Bild 3: Streuung der Vertikalbeschleunigung über dem Fahrerhausboden, Vergleich Rechnung - Messung

Die in einem Bereich von 10 - 20 % höheren Rechenergebnisse treten auch bei anderen Vergleichen auf und dürften in der Wahl der einfachen Reifenmodellierung begründet sein, welche eine Punktabtastung der Fahrbahn vermittelt. Bild 4 zeigt die Beschleunigungen als Ergebnis der bei einer Meßfahrt aufgezeichneten und ausgewerteten Signale.

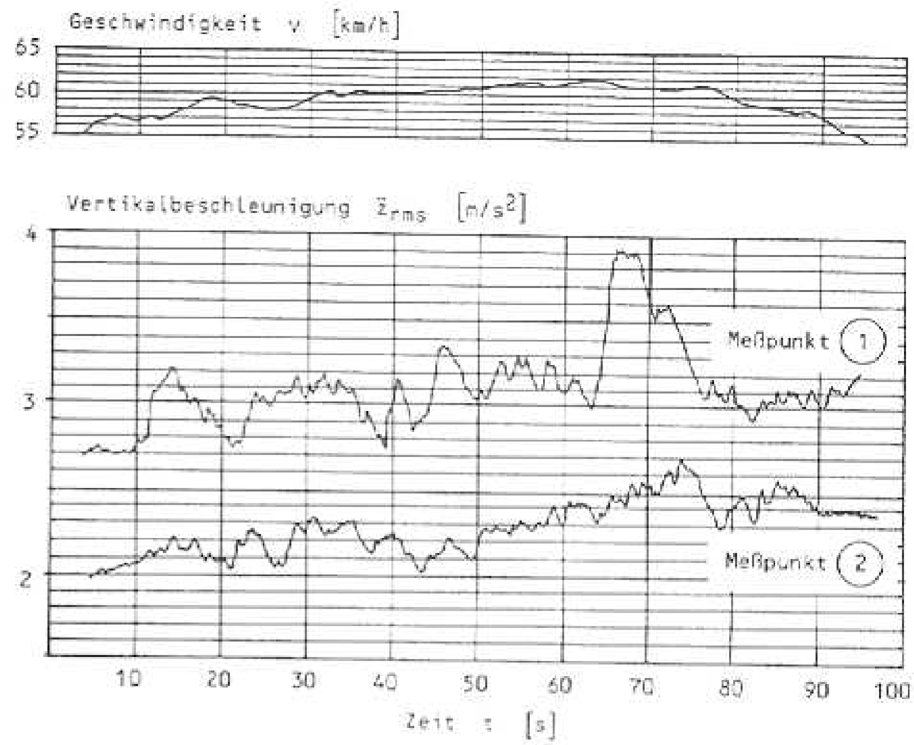


Bild 4: Am Fahrerhaus gemessene Beschleunigungen $\ddot{z}_{rms}$

Den Einfluß der Fahrzeugdämpfung auf Komfort und Sicherheit zeigt Bild 5. Ausgehend von der bei Variante A ausgeführten Fahrwerkdämpfungen wurde diese zu stärkeren und schwächeren Dämpfereinstellungen hin variiert. Es zeigt sich auch bei schweren Nutzfahrzeugen, daß kein gemeinsames Optimum der Dämpfereinstellung bezüglich Radlasten und Fahrerhausbeschleunigungen gefunden werden kann.

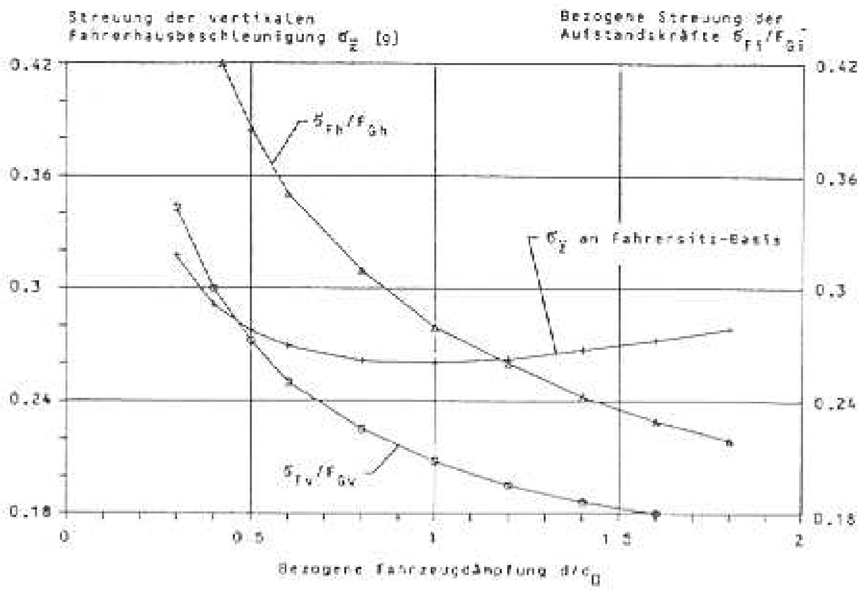


Bild 5: Einfluß der Fahrwerksdämpfung auf Komfort und dynamische Radlasten.

Schließlich zeigt Bild 6 die Auswirkungen von komfortverbessernden Maßnahmen am Zugfahrzeug des Sattelzuges. Gegenüber der Ausgangsvariante A ist bei Variante B der Sattelpunkt innerhalb der zulässigen Hinterachsbelastung zurückgenommen und gleichzeitig wird eine um 20 % gegenüber A weichere Vorderachsfederung vorgesehen. Variante B weist insgesamt niedrigere Hubbeschleunigungen auf, ohne daß jedoch das Fahrerhausnicken selbst beeinflußt werden kann.

Zugfahrzeug-Variante C stellt eine Weiterentwicklung von Variante B mit optimierter Fahrerhausaufhängung dar, die sich auf eine innerhalb der Realisierbarkeit weicher ausgeführten vorderen Fahrerhauslagerung und die dazu erforderliche, neue Abstimmung der Fahrerhausdämpfung konzentriert. Die dadurch erzielbare Hub-Nickentkopplung des Fahrerhauses ist aus dem Beschleunigungsverlauf in Bild 6 ersichtlich.

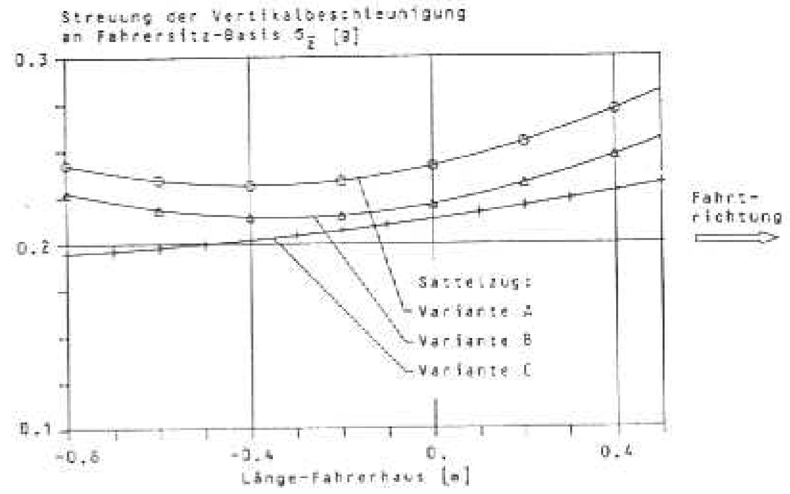


Bild 6: Vergleich der Optimierungsvarianten

Die dieser Variantenstudie zugeordneten subjektiven Bewertungsgrößen K_z sind in Bild 7 gegenübergestellt und beziehen sich auf den Basispunkt des Fahrersitzes. Insgesamt kann festgestellt werden, daß sich komfortverbessernde Massnahmen mit Simulationen auf der Grundlage von breitbandigen, realistischen Erregerprozessen deutlich beurteilen lassen. Dagegen können Frequenzgänge auf der Grundlage von harmonischen Erregungen - entsprechend einer Wellenfahrbahn - ein uneinheitliches Bild über den Erfolg einzelner Optimierungsmaßnahmen liefern, siehe Bild 8.

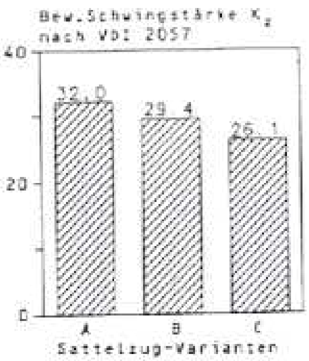


Bild 7:

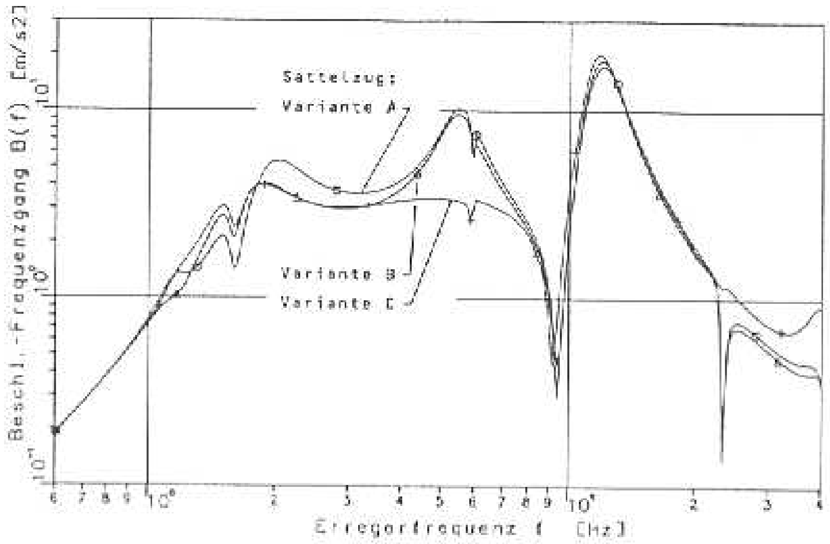


Bild 8: Beschleunigungs-Frequenzgang des Fahrerhauses bei Wegerregung durch die Fahrbahn

Schrifttum

[1] ISO: Standard ISO/TC 108/SC 2 N 67; 1984.

[2] KREUZER E., SCHMOLL K.-P., SCHRAMM D.:
Programm NEWEUL '84, Benutzeranleitung AN-10.
Institut B für Mechanik, Universität Stuttgart, 1984.

[3] KRISPER, G., REICHWEGER, J., HIRSCHBERG, W.:
Kurzbeschreibung der Programme LINSYS und SIMULA.
Forschungsbericht Q-FO.0045/85, Steyr-Daimler-Puch AG.

[4] MITSCHKE M.:
Dynamik der Kraftfahrzeuge, Band B.
Springer, Berlin ..., 1984.

[5] MITSCHKE M., STELLET H.P.:
Radlastschwankungen und dynamische Seitenkräfte bei zwillingsbereiften Achsen.
FAT-Schriftenreihe Nr.48, 1985.

[6] MOSER F.:
Rechnerische Komfortuntersuchungen von Lastkraftwagen auf stochastisch unebenen Fahrbahnen.
Diplomarbeit TU-Wien;
Forschungsbericht Q-FO.0123/1986, Steyr-Daimler-Puch AG.

[7] POPP K., SCHIEHLEN W., MÜLLER P.C.:
Komfortbeurteilung bei Zufallsschwingungen mit Hilfe der Kovarianzanalyse.
VDI-Berichte Nr.456, Düsseldorf 1982.

[8] RILL G.:
Instationäre Fahrzeugschwingungen bei stochastischer Erregung. Dissertation Universität Stuttgart, 1983.

[9] VDI 2057, Blatt 2:
Beurteilung der Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen.