

# DIE WIRKUNG DER INNEREN DÄMPFUNG DES AUFBAUES AUF DIE FAHRZEUGSCHWINGUNGEN

D. SZŐKE

Lehrstuhl für Mechanik,  
Technische Universität, H-1521 Budapest

Eingegangen am 10 Juni, 1987.  
Vorgelegt von Prof. P. Michelberger

## Abstract

In calculating the vibration of vehicles with long wheel base e.g. buses. We have to take the deformation of the body into account. This deformation depends — among others — not only on the excitation but primarily on the damping characteristics of the body. Modelling the dynamic behaviour of the body it is supposed, that the (internal) damping is proportional to the rigidity of the body. Neglecting the damping of the body gives rise to error appearing even by the analysis of transient processes.

## Einleitung

Bei der vertikalen Schwingungsuntersuchung der langen Fahrzeuge (Busse, Lkw's) darf man die Deformation des Aufbaues nicht außer acht lassen. Besonders dann nicht, wenn die dynamische Beanspruchung, Spannung des Tragwerks zu bestimmen ist. Die entstehenden Beanspruchungen hängen ursächlich von der Erregung, aber größtenteils von den Parametern des dynamischen Systems (des Fahrzeugmodells) ab.

Die Antwortfunktionen sind bezüglich der inneren Dämpfung des Aufbaues — sowohl im Zeit- als auch im Frequenzbereich — sehr empfindlich, bei gleicher Erregung und gleichen Parametern des Aufhängungssystems. In der Praxis haben wir keine zuverlässigen Informationen über die lineare (innere Materialdämpfung) und nichtlineare (Coulumb'sche Reibung) Dämpfung des Aufbaues, der aus heterogenen Materialien und Strukturelementen besteht. So sind Hypothesen bei deren Modellierung zu verwenden.

In diesem Artikel wird untersucht, wie sich die Schwingungen eines Stadtomnibusses, der mit einem Biegebalken mit relativ wenigen Freiheitsgraden modelliert wird, ändern, wenn das Fahrzeug ein Hindernis überfährt (transiente Untersuchung).

## Das dynamische Modell des Fahrzeuges und dessen Parameter

Ein lineares Modell voraussetzend, lassen sich die Massen- und Steifigkeitsmatrizen des Aufbaues, aus dem statischen FEM-Modell, das i. a. 3000-

4000 Freiheitsgrade hat, relativ einfach bestimmen [1]. Unsere früheren Untersuchungen zeigten und bestätigen die in den dynamischen Beanspruchungen des Tragwerkes ausschlaggebenden Biegeschwingungen als Kontinuumschwingungen und sind mit entsprechend ausgewählten 10–15 Freiheitsgraden schon gut anzunähern. (Vom dynamischen Standpunkt aus ist es i. a. ausreichend, nur den Frequenzbereich bis 20 Hz zu untersuchen.) Zum aus der Transformation hervorgegangenen flexiblen Balkenmodell gehört ein unwirklicher Balken über der Länge des Fahrzeuges. Man kann aus seiner momentanen Deformation die Beanspruchungen und Spannungen des Balkens, bzw. die des statischen Modells mit vielen Freiheitsgraden durch Rücktransformation bestimmen [2].

Die linearisierten Kennwerte der Parameter des Aufhängungssystems (Massen, Dämpfer-, Federkonstanten) sind durch gemessene Ergebnisse bekannt.

Das ebene Modell des Fahrzeuges ist in Abb. 1 dargestellt.

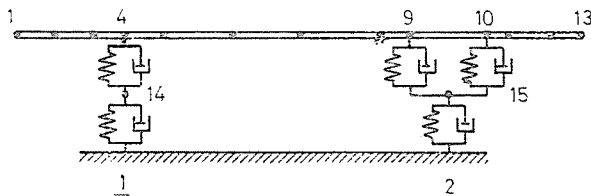


Abb. 1

Wir haben in der Praxis keine Informationen über die Dämpfungswerte im Wagenkörper und im Tragsystem, aber sie können in folgender Weise angenähert werden. Der Aufbau besteht aus verschiedenen Materialien (Stahl, Glas, Kunststoff, Gummi usw.). Seine Einzelteile sind mit verschiedenen Fertigungsverfahren (schweißen, verkleben, Schraub- und Nietverbindung) miteinander verbunden. Sie haben verschiedene i. a. noch nicht bekannte Dämpfungen.

Zusätzlich ändern sich im Laufe der Zeit diese Beiwerte, die sich einerseits als Coulomb'sche Reibung ( $F \approx \text{sgn}(\dot{z})$ ) und andererseits als näherungsweise mit linear veränderlicher Dämpfungskraft ( $F \approx \dot{z}$ ) darstellen.

Im allgemeinen ist der Aufbau eines Fahrzeuges der statischen Nutzlastverteilung entsprechend gestaltet, d. h. daß über der Länge des Fahrzeuges

$$\frac{c(x)}{m(x)} \quad (1)$$

näherungsweise konstant ist. (Wo relativ große Massen oder Ausschnitte (z. B. Türen) sind, werden lokale Verstärkungen angebracht.) Aber es bedeutet auch, daß sich der unwirkliche Balken wie ein wirklicher Balken mit homogener Verteilung benimmt. Durch die oben erwähnten Gedanken scheint die Vorausset-

zung gegeben, daß auch die innere Dämpfung des Aufbaues proportional seiner Steifigkeit ist. Somit ist

$$\mathbf{K}_w = \lambda \cdot \mathbf{C}_w. \quad (2)$$

Diese Hypothese stimmt auch mit dem in der Fachliteratur oft verwendeten

$$\mathbf{K} = \alpha \mathbf{M} + \beta \mathbf{C} \quad (3)$$

Zusammenhang überein (Modellierung von Stahlkonstruktionen).

Im weiteren lassen wir die Coulomb'sche Reibung wegen der Auswirkungen der Nichtlinearität weg (ihre Wirkung werden wir in einem anderen Artikel beschreiben), und wir betrachten die Aufbaudämpfung nach Gl. (2) als reine Materialdämpfung. Natürlich ist diese Dämpfung indirekt auch der Masse des leeren Fahrzeuges proportional

$$\mathbf{K}_w = \lambda \cdot \mathbf{C}_w(m). \quad (4)$$

Die Komponente der Dämpfung, die von der Nutzlast und deren Veränderung abhängt, soll bei der Modellierung der Nutzlast berücksichtigt werden (z. B. entweder als aktives oder passives Modell des Passagiers [3]).

### Die Untersuchung des dynamischen Systems

Die vertikalen Schwingungen des in Abb. 1 dargestellten linearen Modells des Fahrzeuges beschreibt Gl. (5)

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{z}} + \mathbf{K}\dot{\mathbf{z}} + \mathbf{C}\mathbf{z} = \mathbf{R}(h, \dot{h}) \quad (5)$$

- mit  $\mathbf{M}$ ,  $\mathbf{K}$ ,  $\mathbf{C}$  — Massen-, Dämpfungs-, Steifigkeitsmatrix des Systems;  
 $\mathbf{z}$ ,  $\dot{\mathbf{z}}$ ,  $\ddot{\mathbf{z}}$  — Spaltenvektor der Verschiebung und deren Ableitungen von Massenpunkten des Systems;  
 $h$ ,  $\dot{h}$  — Spaltenvektor der Unebenheiten der Straße und deren Ableitung  
 $\mathbf{R}$  — Spaltenvektor der Erregung (Störkräfte) zum Zeitpunkt  $t$

Beim  $\lambda \neq 0$  ist die Dämpfungsmatrix  $\mathbf{K}$  mit der in Abb. 2 dargestellten Struktur zu charakterisieren ( $n$  sind die Freiheitsgrade des Systems).

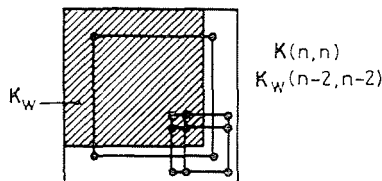


Abb. 2

Bei der Untersuchung fährt das Fahrzeug mit konstanter Geschwindigkeit über ein mit

$$h(x) = \frac{\hat{h}}{2} \left( 1 - \cos 2\pi \frac{x}{L} \right) \quad (6)$$

der Funktion (6) beschreibbares Hindernis ( $\hat{h} = 0.04$  m;  $L = 1$  m). So ergibt sich mit der Hilfe

$$x = \int v(t) dt = vt \quad (7)$$

der Kraftvektor  $\mathbf{R}$  sehr einfach.

In der Funktion der inneren Dämpfung des Aufbaues ( $\lambda$ ) und der Fahrgeschwindigkeit ( $v$ ) bestimmen wir die Verschiebungsfunktionen der Massenpunkte des Systems für den voll beladenen Bus. Die Insassen werden als passive Masse berücksichtigt.

### Ergebnisse der Untersuchungen

#### *Vernachlässigung der Dämpfung des Aufbaues*

Wegen des Mangels an Informationen haben wir bisher bei unseren Untersuchungen die Dämpfung des Wagenkörpers außer acht gelassen — so sind wir auf der sicheren Seite — und nur die Dämpfung der eingebauten Dämpfer und Reifen werden berücksichtigt ( $\lambda = 0$ ).

Unter solchen Bedingungen sind in den Abb. 3–17 die Verschiebungsfunktionen der Massenpunkte bei  $v = 50$  km/h dargestellt. Der Aufbau besteht aus 13 Massenpunkten, die Vorder- und Hinterachse ist durch den 14. und 15. Freiheitsgrad beschrieben. Die Fahrwerke sind am 4. bzw. den 9. und 10. Massenpunkt angeschlossen (H-Rahmen).

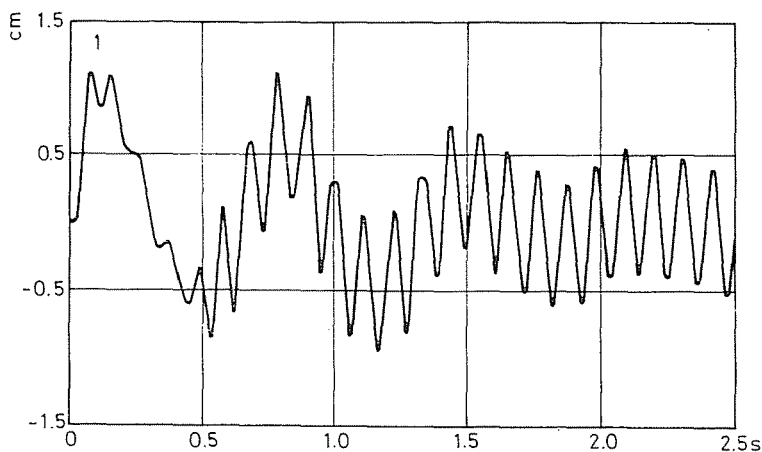


Abb. 3

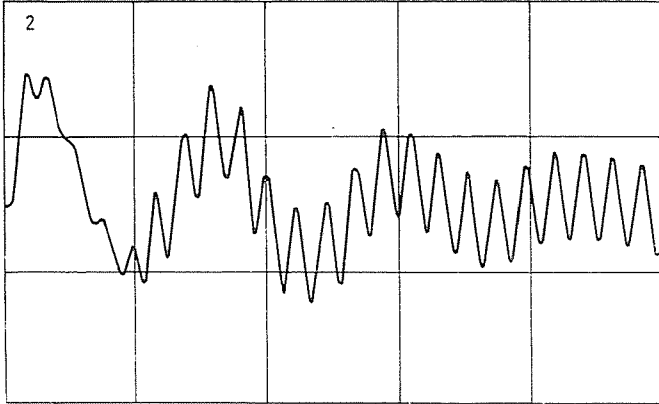


Abb. 4

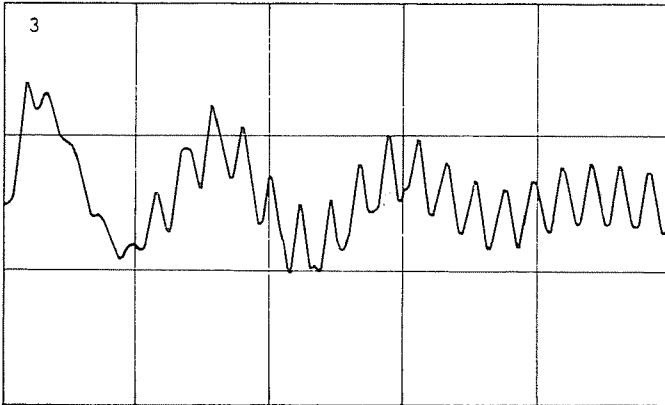


Abb. 5

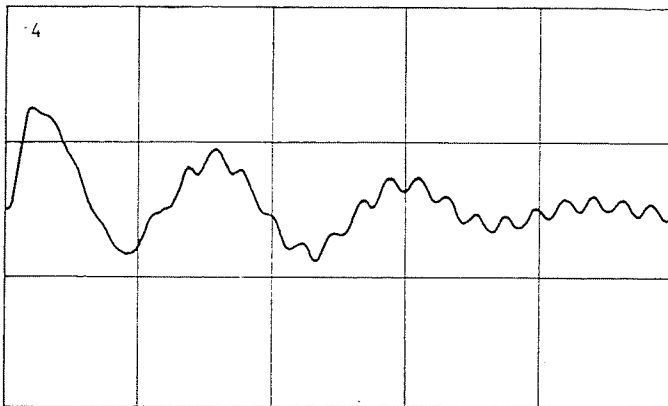
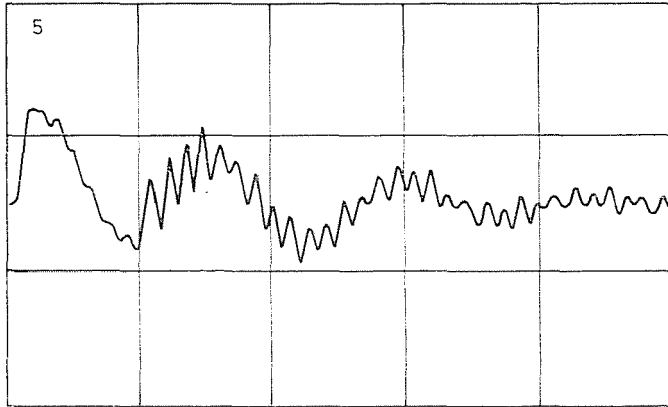
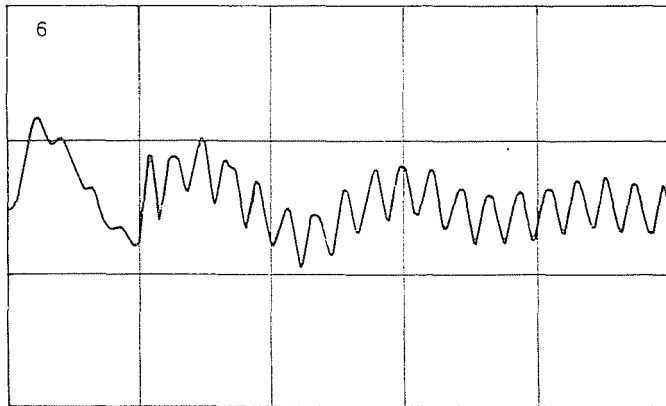
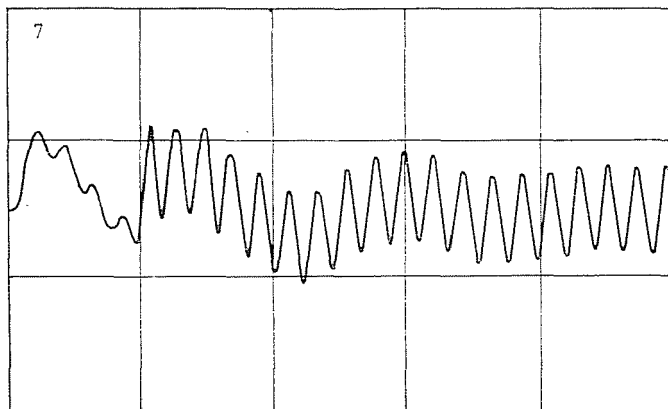


Abb. 6

*Abb. 7**Abb. 8**Abb. 9*

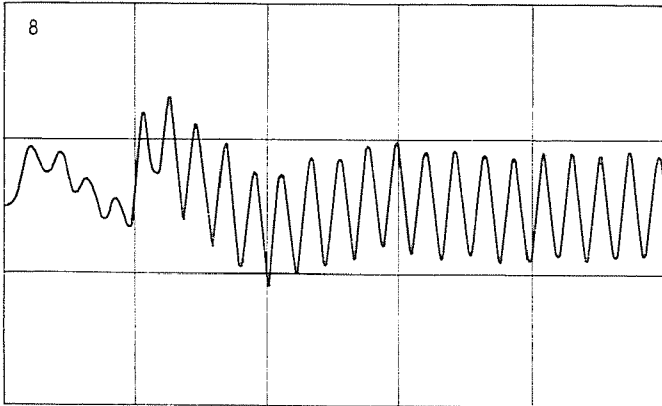


Abb. 10

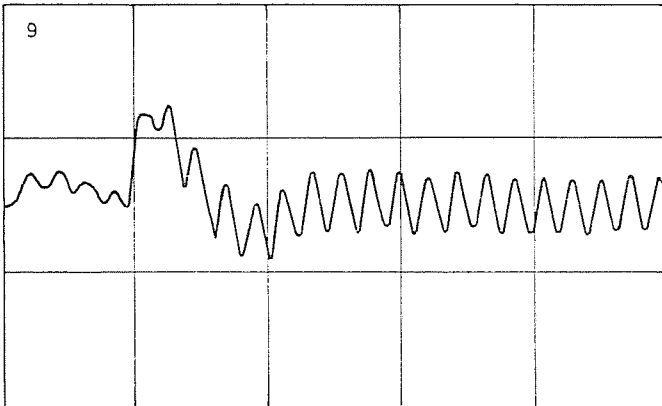


Abb. 11

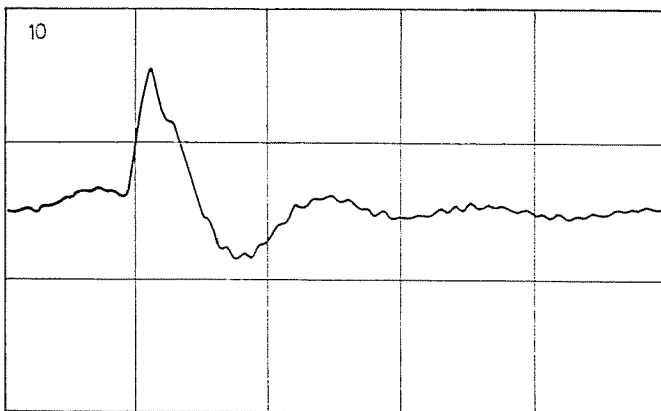


Abb. 12

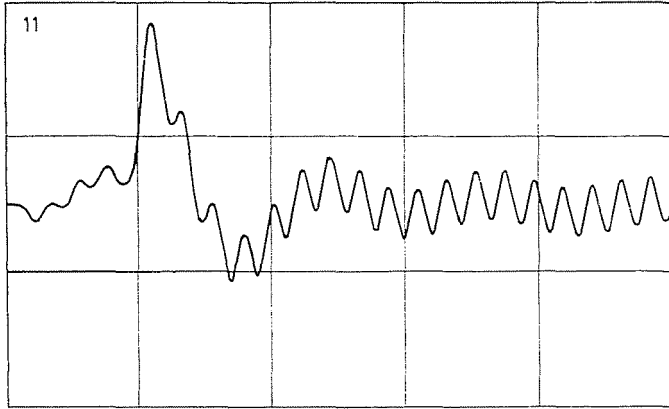


Abb. 13

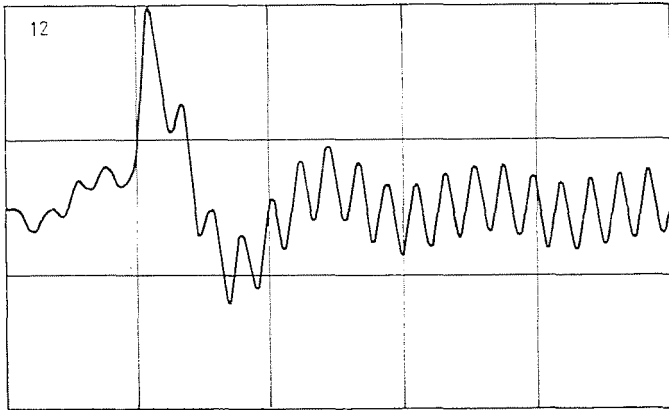


Abb. 14

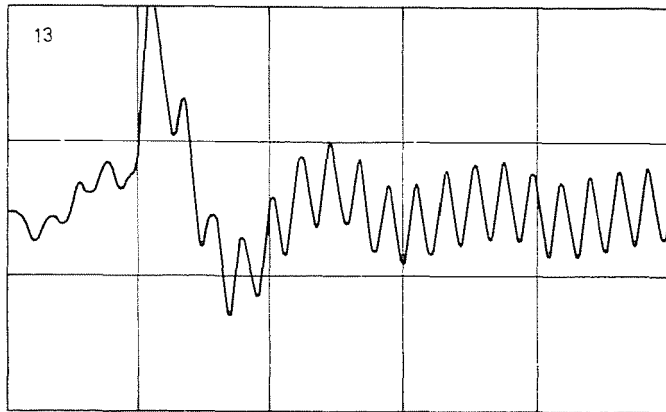


Abb. 15



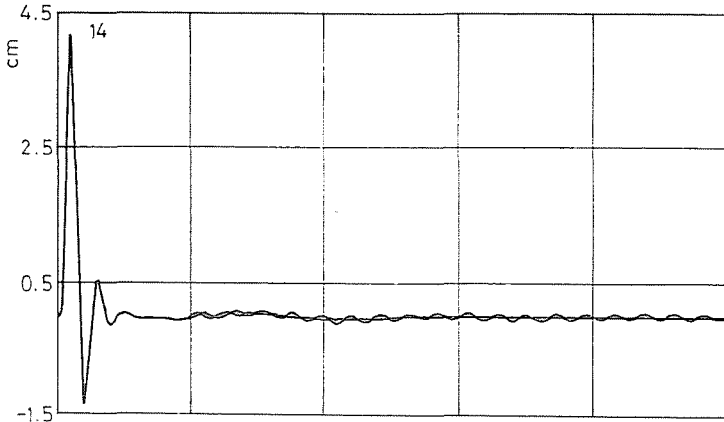


Abb. 16

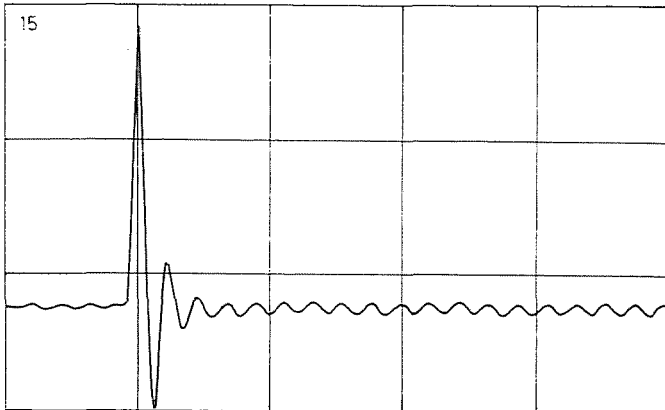


Abb. 17

Aus der Bewegung der Massenpunkte des Aufbaues ist festzustellen, daß (die inneren Verschiebungen und Deformationen des Tragwerkes erscheinen am Bildschirm beträchtlich)

- der Aufbau hat zwei, relativ gut zu trennende Komponenten (mechanisch sind sie nicht zu trennen). Das Tragwerk schwingt wie ein starrer Körper und dazu addiert sich die Deformation des Tragwerkes (in der Praxis nur die erste Biegeschwingung);
- neben der Starrkörperbewegung ist auch die Deformation des Wagenkörpers bedeutend ( $t < 0.75$  sec);
- in der Tragwerkdeformation ist in der Praxis nur die erste Biegeschwingung dominant ( $\alpha_1 = 9,35$  Hz), mit Ausnahme der Freiheitsgrade 5 und 10, wo auch die 2. Biegeschwingung vorkommt, die aber

auch am Anfang ( $t < 1,6$  sec) bei den Massenpunkten 3—6 zu betrachten ist;

- nach der Zeit  $t > 2$  bleibt in der Praxis nur die 1. Oberschwingung (mit Ausnahme der Punkte 5 und 10) erhalten, da die Starrkörperbewegung stark abgeklungen ist;
- die dominierende Biegeschwingung bildet sich schon nach ca. 0,7 sec aus und bleibt erhalten.

Die Amplitudenverteilung der stabilisierten Aufbauschwingung ( $2 \leq t < \leq 2,5$  sec) ist über der Länge des Fahrzeuges der ersten Biegeschwingung ähnlich. (Abb. 18 und 19).

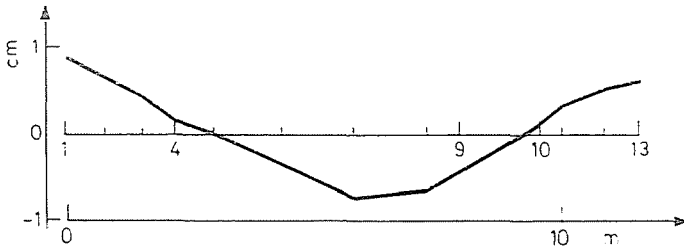


Abb. 18

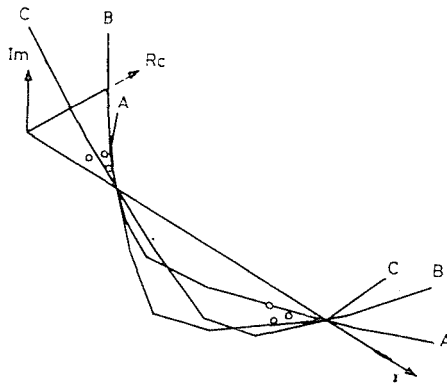
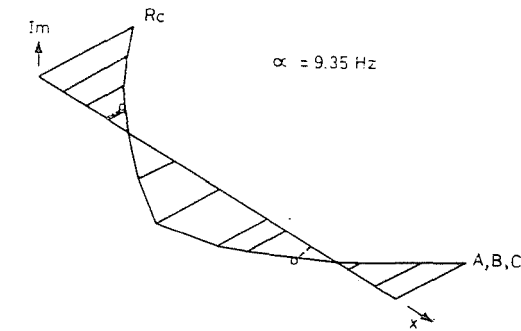


Abb. 19

Da die Fahrwerke (die eingebauten Dämpfer) näherungsweise an den Knotenpunkten des Aufbaues angeschlossen sind, sind die oben erwähnten Beobachtungen zu erklären. (Auch bei anderen Busmodellen ist dies zu beobachten.) Daraus folgt, daß die für die Deformation des Tragwerkes ausschlaggebende erste Biegeschwingung von den Aufbaudämpfern in der Praxis nicht beeinflußt wird, sondern nur die zweite Form und die Starrkörperbewegung. Die Aufbaudämpfer haben eine relativ kleine Dämpfungskonstante, die aber ausreicht, um die Starrkörperbewegung abklingen zu lassen. Der Aufbau als Starrkörper hat eine relativ große Masse und kleine Eigenfrequenz ( $\approx 1$  Hz), bei den Fahrwerken ist es umgekehrt; zur Deformation des Tragwerkes gehört eine große Masse und eine relativ hohe Frequenz ( $\approx 7-10$  Hz).

Weil die Achsen nicht ganz genau an den Knotenpunkten angeschlossen sind, ist eine Rückwirkung der Tragwerksschwingung auf die Achsen zu berücksichtigen. Die eingebauten Dämpfer lassen die Bewegungen der Achsen schnell abklingen (Abb. 16). Nachdem sich die 1. Biegeschwingung des Aufbaues ausgebildet hat, werden die Achsen wieder zu Schwingungen angeregt. (Die Achseigenfrequenz und die Frequenz der ersten Oberschwingung sind ähnlich (Abb. 17).)

#### *Berücksichtigung der inneren Dämpfung des Aufbaues*

Es gelten die gleichen Voraussetzungen wie vorher. Die innere Dämpfung des Aufbaues wird nach Gl. (2) berücksichtigt.

Fall	A	B	C	D	E	
$\lambda$	0	$10^{-4}$	$10^{-3}$	$3 \cdot 10^{-3}$	$0 +$	aktives Passagiermodell mit einem Freiheitsgrad [4]

In dem Abb. 20—27 sind die Verschiebungen der Massenpunkte 1, 4, 8, 9, 10, 13 14 und 15 für die oberen fünf Fälle dargestellt.

Die Betrachtung einer solchen inneren Dämpfung bedeutet eine schwache Dämpfung und weiterhin, daß sich die Eigenfrequenzen, Eigenvektoren des Systems in der Praxis nicht ändern. In Abb. 19 sind die komplexen (räumlich und in Ebene gedreht) Schwingungsbilder aus normierten Eigenvektoren der ersten Biegeschwingung des Systems dargestellt für die Fälle A, B, C. Es ist auffallend und überraschend, wie gut die in Abschn. 1 geschriebene Voraussetzung für den Frequenzbereich der 1. Biegeschwingung des Tragwerkes zutreffen.

- die komplexen Eigenformen sind praktisch in einer Ebene. Sie sind der entsprechenden Eigenform eines Balkens mit homogener Verteilung

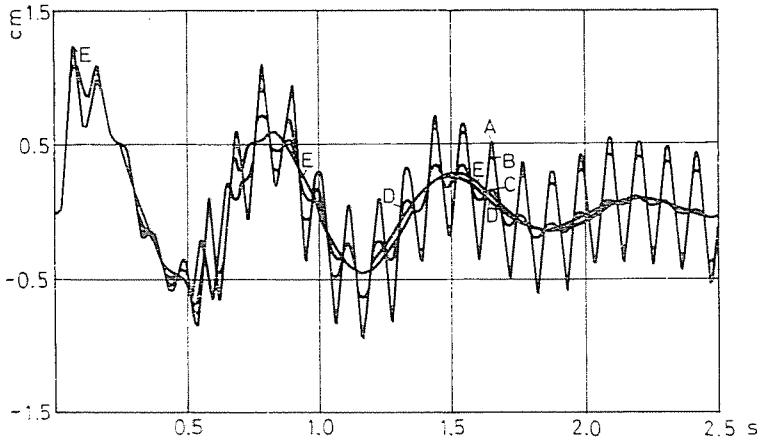


Abb. 20

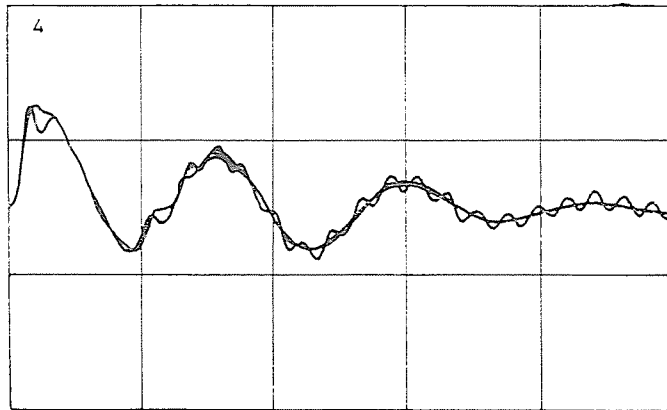


Abb. 21

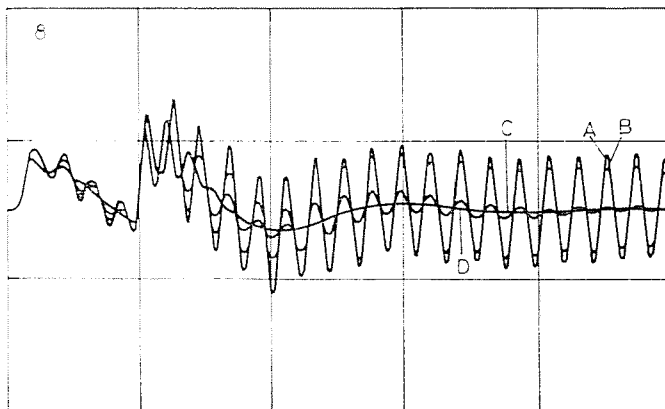


Abb. 22

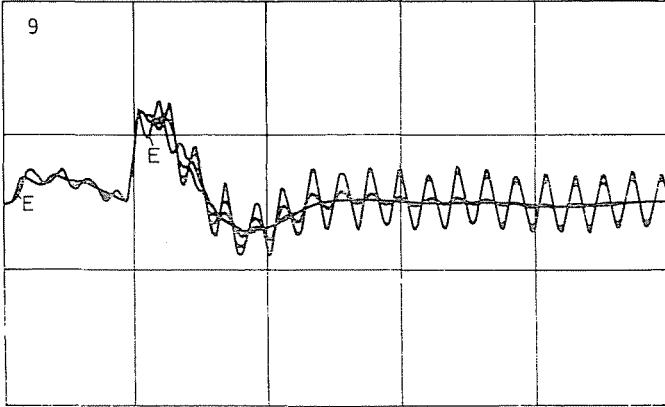


Abb. 23

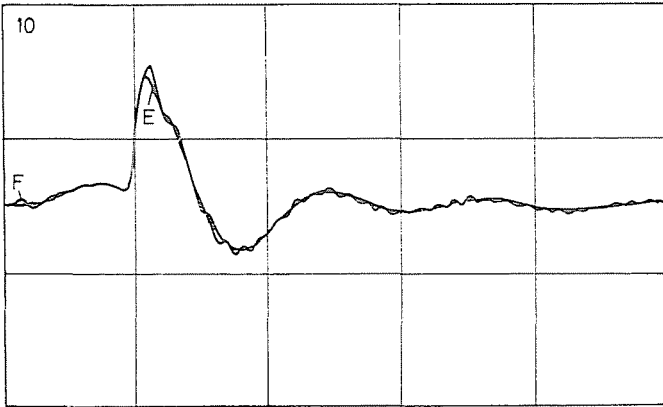


Abb. 24

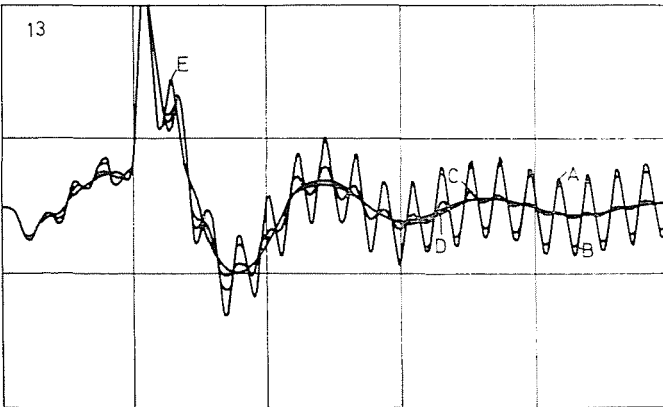


Abb. 25

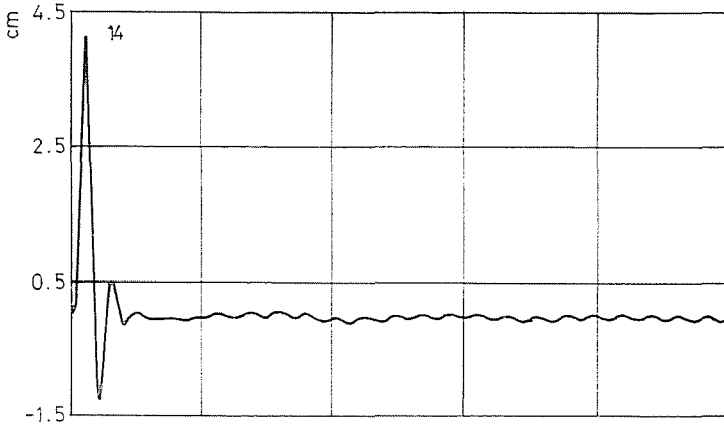


Abb. 26

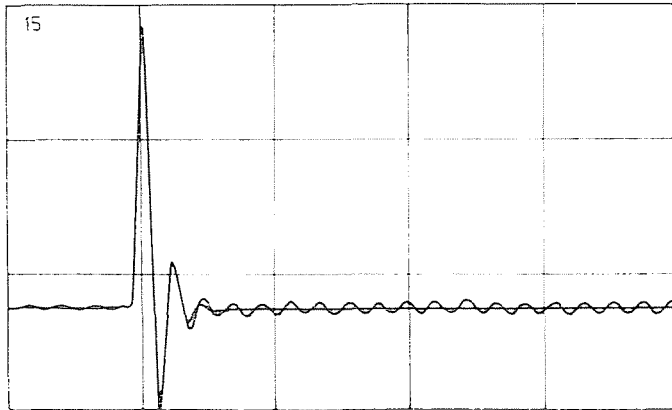


Abb. 27

- lung ähnlich. (Das Ende des Fahrzeuges »hängt« wegen eines Fehlers bei der statischen Modellierung; die Rückseite ist relativ weich mit dem Wagenkörper verbunden. Bei anderen Modellen kam es nicht vor;)
- dieser zufällige Fehler zeigt auch, daß trotz der relativ großen Änderung der Steifigkeits- oder Massenverteilung — widerspricht der Voraussetzung in Abschn. 1 — die Gl. (2) anscheinend die innere Dämpfung richtig wiedergeben kann, da die Schwingungseigenschaften des Tragwerks erhalten bleiben.

Diese und die im vorigen Punkt gesagten Feststellungen erklären die in Abbn. 20—27 dargestellten Kurven. Die Deformation des Tragwerks als verhältnismäßig unabhängige Komponente addiert sich zu der Starrkörperbewegung.

Aus den Untersuchungen kann gefolgert werden:

- im sogenannten »Einschwingbereich« ( $t < 0,6$  sec) hat die innere Dämpfung keine Bedeutung;
- die Deformationen des Tragwerkes klingen nach Exponential-Funktionen mit kleinem Exponent ab (das System ist schwach gedämpft; der Realteil der Eigenwerte ist klein);
- bei der mit der Steifigkeitsmatrix proportionalen inneren Dämpfung ist das Verhältnis der Tragwerksdeformation, bezogen auf den Fall A ( $\lambda = 0$ ) für  $t \approx 2,5$  sec (nach ca. 18 Schwingungen)

Fall	A	B	C	D	E
Amplituden- verhältnis	1,0	0,73	0,05	0	0

In den Fällen D, E ist die Deformation nach ca. 9 Schwingungen verschwunden.

- mit dem Abklingen der Deformation des Tragwerkes verschwinden auch die Rückwirkungen auf die Achsschwingungen;
- die Starrkörperbewegung ändert sich praktisch nicht gegenüber dem ungedämpften System;
- im Fall E (sogenannte aktive Dämpfung) ändert sich auch die Struktur des Systems (Freiheitsgrad ist 28), /wodurch/ sich auch die qualitative Abweichung der Verschiebungsfunktionen erklären läßt (das System ist weicher, somit sind am Anfang auch die Deformationen größer);
- auch der Passagier (aktive Dämpfung) wirkt mit großer Dämpfung auf den ungedämpften Aufbau.

Diese Ergebnisse zeigen, daß das System auf die innere Dämpfung sehr empfindlich reagiert. Auch eine geringe Änderung der inneren Dämpfung (auch nur in Struktur) kann eine wesentliche, vielleicht qualitative, Änderung der Fahrzeugschwingungen, Deformationen und Beanspruchungen verursachen (Starrkörperbewegung).

Aus den letzten gemessenen Ergebnissen [5] kann man schließen, daß bei der vollen Nutzlast des Busses die Werte von  $\lambda$  etwa mit  $10^{-3}$  anzunehmen sind. (Über ihre Bestimmung berichten wir in einem anderen Artikel.) Es zeigt sich aber, daß es sich um einen besonders empfindlichen Bereich handelt, so daß die innere Dämpfung des Aufbaues nur mit weiteren Messungen zuverlässig bestimmt werden kann (Parameterempfindlichkeits-Untersuchung).

### *Wirkung der Fahrgeschwindigkeit*

Eine Änderung der Fahrgeschwindigkeit verändert nur die rechte Seite der Gl. (5) des Fahrzeugmodells ohne die dynamischen Eigenschaften des Systems (Eigenwert, Eigenvektor) zu ändern (bei gegebenen Parametern). Bei geringer Fahrgeschwindigkeit  $v < 10$  km/h entsteht in der Praxis nur eine Starrkörperbewegung (das Tragwerk ist undeformiert). Somit ist das Modell mit flexiblem Wagenkörper durch ein Starrkörpermodell mit wesentlich weniger Freiheitsgraden zu ersetzen. Mit zunehmender Geschwindigkeit erhöht sich auch der Anteil der Deformation des Tragwerks. Bei hohen Geschwindigkeiten nähern sich die Antwortfunktionen den Gewichtsfunktionen ( $h_i(t) \rightarrow \delta(t)$  und  $z(t) \rightarrow w(t)$ , wenn  $v \rightarrow \infty$ ).

### Zusammenfassung

Bei der Schwingungsuntersuchung der langen Fahrzeuge (Bus, Lkw, Eisenbahnwagen), besonders bei der Analyse der Beanspruchungen und Spannungen ist die Deformation des Aufbaues nicht zu vernachlässigen. Sie wird durch die Systemparameter, vordringlich durch die Dämpfung des Aufbaues und durch die Erregung bestimmt. Die Modellierung der Dämpfung des Tragwerks ist kompliziert, in der Praxis haben wir darüber keine zuverlässigen Informationen und so werden verschiedene Hypothesen angewendet. Eine, das dynamische Verhalten des Systems gut beschreibende, gefundene Lösung ist, die innere Dämpfung des Aufbaues als seiner Steifigkeit proportional zu berücksichtigen. Die Vernachlässigung der inneren Dämpfung verursacht bedeutende Fehler und kann zur qualitativen Veränderung bei nichttransienter Erregung führen (die Gefahr des Auftretens einer Resonanz bei stochastischer Erregung). Eine andere Lösung ist, die Dämpfung in der Nutzlast, Insassen — wenn man darüber Informationen hat — zu berücksichtigen, aber das ist keine wirkliche Lösung des Problems (bei Leergewicht wirkt nur die innere Dämpfung des Tragwerkes).

### Literatur

1. BOTHE, K. J. — WILSON, E. L., PETERSON, F. E.: SAP IV (it structural analysis program for static and dynamic response of linear systems). College of Engineering, University of California.
2. MICHELBERGER, P., HORVÁTH, S.: Lehrbuch in ungarischer Sprache Mechanika V. Budapest 1983.
3. HORVÁTH, S., MICHELBERGER, P., SZŐKE, D.: Influence of payload on the dynamic stresses in vehicle structures Vehicle Design, vol. 5, no. 4, 1984.
4. HORVÁTH, S., SZŐKE, D.: Die Schwingungsanalyse von Autobussen unter Berücksichtigung der aktiven Insassen. Acta Technica in Druck
5. Bericht des Forschungsinstituts AUTOKUT, Budapest 1986.

Dr. Dezső SZŐKE H-1521 Budapest