

Leichtbaitilger für Fahrwerke

Univ.-Prof. Dr.-Ing. **Peter F. Pelz**,
Ferdinand-J. Cloos,
Tobias Corneli,
M. Sc., **Philipp Hedrich**,
M.Sc., Institut für Fluidsystemtechnik,
TU Darmstadt;
Dr.-Ing. **Mehdi Nakhjiri**,
Industrial Science GmbH powered by IAV, Darmstadt



Kurzfassung

Konventionelle, passive Fahrwerkskonzepte bestehen aus einem Feder- und einem Dämpferelement und das Systemverhalten ist mit der Abstimmung der Steifigkeits- und Dämpfungswerte fest vorgegeben. Bei der Fahrwerksabstimmung werden die Zielfunktionen Fahrsicherheit und -komfort für das jeweilige Fahrzeugkonzept ausgelegt. Jede optimale Lösung stellt ein Kompromiss zwischen Fahrsicherheit und -komfort dar, da die beiden Zielfunktionen gegenläufig sind. Alle optimalen Lösungen liegen im sogenannten Konfliktprogramm auf einer Pareto-Linie. In dieser Arbeit wird gezeigt, wie ein hydraulisch übersetzter Leichtbaitilger – Fluid Dynamic Absorber – in das Fahrwerk integriert und das Systemverhalten durch die Veränderung der Systemtopologie verbessert wird. Prinzip bedingt bringt ein Tilger immer zusätzliche Masse in das System ein. Dieses unerwünschte Verhalten wird durch die hydraulische Übersetzung (Prinzip der virtuellen Masse) minimiert. Hierzu wird der Leichtbaitilger an das Chassis, das als Quasi-Inertialsystem dient, angebunden.

1. Einleitung

Das Fahrwerk hat primär die Aufgabe, die Last zu tragen, den Aufbau zu stabilisieren und das Rad sicher zu führen, um bei minimalem Aufwand optimale Fahreigenschaften – Komfort und Sicherheit – zu gewährleisten. Zusätzliche Anforderungen wie minimales Gewicht oder minimaler Bauraum sind einzuhalten. Bild 1 skizziert ein Viertelfahrzeugmodell mit den typischen Elementen Aufbaumasse m_A , Radmasse m_R inklusive der Achsmasse, Radsteifigkeit k_R sowie ein passives Feder-Dämpfer-System mit der Steifigkeit k_A und dem Dämpfungsbeiwert d_A . Das Feder-Dämpfer-System verbindet die Aufbaumasse mit der Radmasse. An

diesem Zweimassenschwinger mit Fußpunktanregung lassen sich die Grenzen der Topologie des konventionellen Feder-Dämpfer-Systems zeigen, dessen Arbeitspunkt aufgrund der Federsteifigkeit und des Dämpfungsbeiwerts fest vorgegeben ist. Deshalb muss bei der Fahrwerksabstimmung stets ein Kompromiss zwischen Fahrkomfort und Fahrsicherheit getroffen werden. Der Fahrkomfort wird als die Standardabweichung der Aufbaubeschleunigung $\sigma(\ddot{z}_A)$ und die Fahrsicherheit als die bezogene Radlastschwankung $\sigma(F_R/F_{R0})$ definiert. Dabei ist die Radlast $F_R = k_R(z_0 - z_R)$, während F_{R0} die statische Radlast ist. Das daraus resultierende Konfliktdiagramm eines Viertelfahrzeugs ist in Bild 2 illustriert. Die Grenzlinie, auch Pareto-Linie genannt, verdeutlicht die Limitierung der konventionellen Topologie eines Feder-Dämpfer-Systems [1].

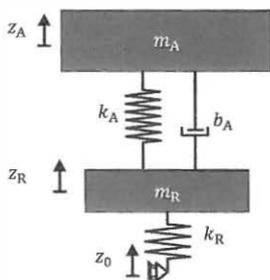


Bild 1: konventionelle Topologie eines Fahrwerks.

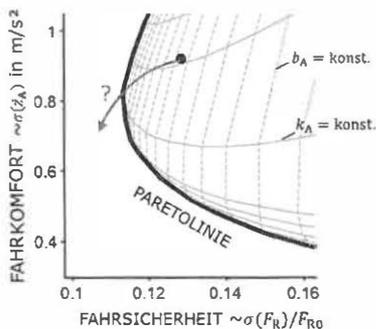


Bild 2: Einschränkung der Vertikaldynamik im Konfliktdiagramm.

Eine Möglichkeit, die Limitierung des konventionellen Fahrwerks zu überschreiten, ist eine Topologieänderung. Im Gegensatz zu aktiven Lösungen wie das ABC-System von Mercedes-Benz, geschieht dies in dieser Arbeit durch das Anbringen eines Tilgers, der einen zusätzlichen Freiheitsgrad für die Abstimmung liefert. Somit bleibt das System passiv. Prinzip bedingt bringt ein Tilger immer zusätzliche Masse in das System ein. Dieses unerwünschte Verhalten wird jedoch durch die hydraulische Übersetzung (Prinzip der virtuellen Masse) minimiert. Neben der Verschiebung der Schwingungsenergie in den Tilger, wird durch die Dissipation in der Hydraulik zusätzliche Dämpfung in das System eingebracht. Das Prinzip des Leichtbautilgers, im Folgenden mit FDA – Fluid Dynamic Absorber – abgekürzt, ist in Bild 3 skizziert [2], [3]. Der FDA ist mit einer Feder der Steifigkeit k_T mit dem Rad verbunden,

Es gelten die kinematischen Beziehungen $\alpha := A/a$ sowie $\beta := L/l$. Weiterhin ist $m_F = \rho l a$ die beschleunigte Fluidmasse.

Zwei Vorteile sind ersichtlich: Einerseits ist die Eigenfrequenz des Leichtbaultilgers durch die wesentlich größere träge Masse und die elastische Wirkverbindung zum Rad gegeben. Die Trägheit ist um das Quadrat der hydraulischen Übersetzung α vergrößert:

$$\begin{aligned} m_T + m_F(2\beta + 1) &\ll m_T + m_F(2\alpha\beta + \alpha^2) \\ \sim \text{GEWICHT} &\ll \sim \text{TRÄGHEIT.} \end{aligned} \quad (4)$$

Das Verhältnis von Trägheit zu Gewicht steigt damit mit der vierten Potenz des Durchmesserverhältnisses von Zylinder- zu Kolbendurchmesser. Mit dem Zahlenbeispiel $\alpha = 10$, $\beta = 0.88$, $m_T = 0.2$ kg, $m_F = 0.1$ kg ergibt sich mit dem FDA ein Gewichtersparnis von 83% gegenüber einem bekannten Achstilger ohne Übersetzung.

Andrerseits bedeuten die Dissipationen durch den Carnotschen Stoßverlust, Einschnürung und Reibungsverluste in der Flüssigkeitssäule eine erwünschte, zusätzliche Dämpfung im System.

3. Fahrzeugabstimmung

Im Folgenden wird die Abstimmung des FDA exemplarisch an einem Kompaktklassenfahrzeug (Daten siehe Tabelle 1) diskutiert. Die Abstimmung erfolgt nach Den-Hartog [4], [5], [6] und wird als Optimierungsproblem formuliert. Bei der Auslegung des FDA bleiben die Parameter der konventionellen Abstimmung des Fahrwerks unverändert. Für eine Parameterstudie wird eine zusätzliche Abstimmung bei reduzierter Aufbaudämpfung auf 50% des ursprünglichen Wertes durchgeführt. Die Parameter des abgestimmten FDA sind in Tab. 2 aufgelistet. Darin ist b_T die Linearisierung des Druckverlustes, $b_T(\dot{z}_T - \dot{z}_A) = p_v a \alpha$.

Tabelle 1: Daten des Kompaktklassenfahrzeugs für die Abstimmung.

m_A in kg	m_R in kg	k_R in kN/m	k_A in kN/m	b_A in Ns/m
290	40	200	19.7	1140

Tabelle 2: Daten des abgestimmten FDA.

l in m	L in m	$\beta = \frac{L}{l}$	A in m ²	$\alpha = \frac{A}{a}$	ρ in kg/m ³	k_T in kN/m	b_T in Ns/m
0.145	0.127	0.880	$0.05^2\pi$	10	880	84	720

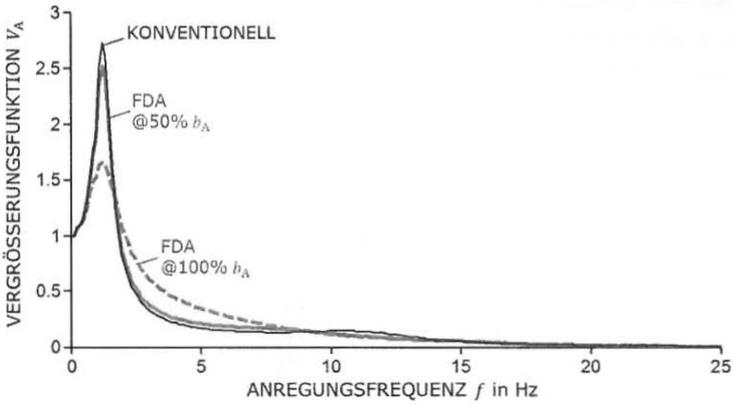


Bild 5: Vergrößerungsfunktion vom Aufbau mit und ohne FDA.

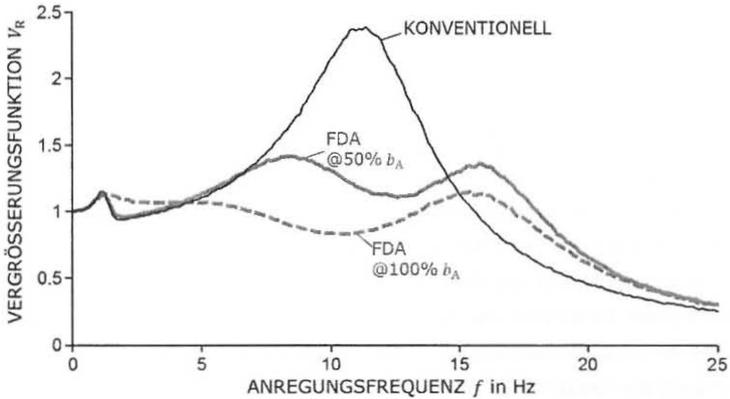


Bild 6: Vergrößerungsfunktion vom Rad mit und ohne FDA.

Um das Potential und das Verhalten des FDA mit einem konventionellen Feder-Dämpfer-System zu vergleichen, werden Fahrten auf einer schlechten Straße (Klasse E gemäß ISO 8608 [7]) bei einer Geschwindigkeit von 54 km/h simuliert. Auf Bild 5 ist die Vergrößerungsfunktion des Aufbaus $V_A = \hat{z}_A/\hat{z}_0$ zu sehen. Es ist ersichtlich, dass der FDA nicht auf die Eigenfrequenz des Aufbaus abgestimmt wird, dennoch wird dort das Maximum der Übertragungsfunktion minimiert. Auch der Einfluss der Aufbaudämpfung zur Abstimmung des FDA ist hier erkennbar. Im Gegensatz hierzu verdeutlicht die Vergrößerungsfunktion des Rades $V_R = \hat{z}_R/\hat{z}_0$ in Bild 6 das typische Verhalten eines Tilgers. Die Radschwingungen werden deutlich beruhigt. Zudem führt die zusätzliche Dämpfung zu einem flacheren Verlauf der Vergrößerungsfunktion. Kritisch zu beleuchten ist die leichte Erhöhung der Vergrößerungsfunktion im Frequenzbereich zwischen der Aufbaueigenfrequenz und der Eigenfrequenz des Rades sowohl für das Rad als auch für den Aufbau bei ursprünglicher Aufbaudämpfung. Bei einer Reduktion der Aufbaudämpfung ist diese Erhöhung nicht mehr vorhanden.

Das Gesamtverhalten des FDA lässt sich mit Hilfe des Konfliktdiagramms in Bild 7 abschließend bewerten. Durch die Topologieänderung im Fahrwerk wird die ursprüngliche Pareto-Linie durchbrochen. Mit einer optimalen Abstimmung des FDA im Fahrwerk kann die Fahrsicherheit erhöht werden, während der Fahrkomfort unverändert bleibt. Angesichts der oben abgebildeten Vergrößerungsfunktionen für den Aufbau und das Rad ist dieses Ergebnis zu erwarten. Der FDA wird auf das Rad abgestimmt und reduziert die Radlastschwankungen. Eine Abstimmung auf den Aufbau ist nicht zielführend, da der Aufbau für die Realisierung der hydraulischen Übersetzung als Inertialsystem genutzt wird. Das Rad kann aufgrund seiner geringeren Trägheit im Vergleich zum Aufbau nicht als Quasi-Inertialsystem benutzt werden.

4. Zusammenfassung und Ausblick

In dieser Arbeit wird das Prinzip eines hydraulisch übersetzten Leichtbautilgers, FDA, für Fahrwerke vorgestellt. Die Bewegungsgleichungen für den Aufbau, das Rad und den Tilger werden aufgestellt. Mit dem Prinzip der virtuellen Masse ist die Trägheit des Tilgers deutlich größer als die schwere Masse. Um dies zu realisieren, muss der FDA an ein Inertialsystem angebunden werden. Es wird gezeigt, dass durch die Integration des FDA in passive Fahrzeugkonzepte die Radlastschwankungen deutlich reduziert werden. Bei gleich bleibendem Fahrkomfort kann die Fahrsicherheit erhöht werden.

Bei der hier gezeigten Abstimmung des FDA werden die Parameter des konventionellen Fahrwerks fix gehalten, einzig die Aufbaudämpfung wird für eine zweite Abstimmung variiert.

Im nächsten Schritt sind bei einer gesamtheitlichen Abstimmung auch diese Parameter freizugeben. Vor allem hinsichtlich der beobachteten Erhöhung der Vergrößerungsfunktion

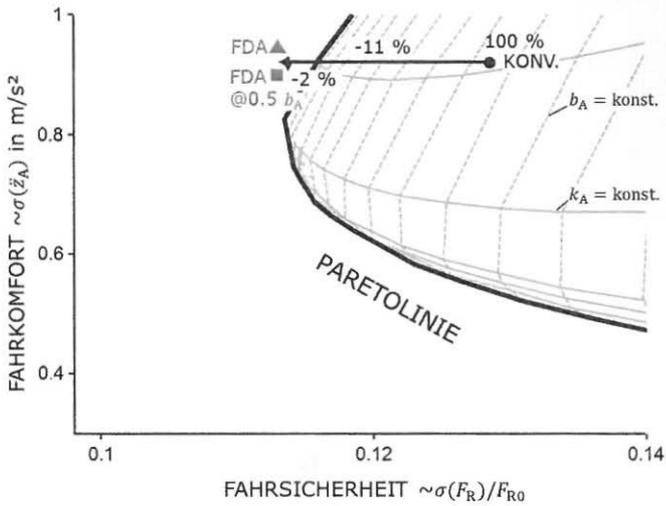


Bild 7: Durchbrechung der Pareto-Linie im Konflikt diagramm mit Einsatz von FDA.

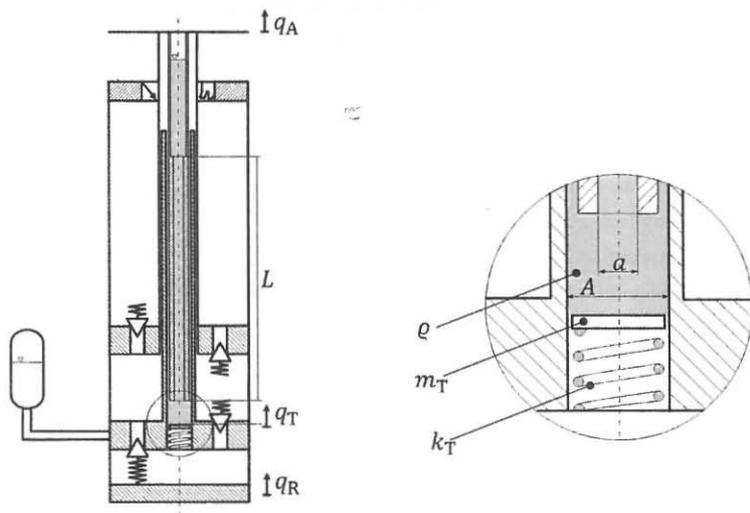


Bild 8: Konzept für FDA [3], integriert in den hydraulischen Dämpfer ohne Einschränkung der Raderhebungskurve.

im Frequenzbereich zwischen den beiden Eigenfrequenzen vom Aufbau und Rad kann dies Vorteile bringen. In Bild 8 wird der bauraumbedingten Herausforderung der Integration des FDA in die Radaufhängung Rechnung getragen. In dem ausgearbeiteten Konzept wird der FDA in den hydraulischen Dämpfer integriert, ohne dass die Raderhebungskurve eingeschränkt wird. Der nächste Schritt ist die Umsetzung des Konzepts und die experimentelle Validierung am Prüfstand und abschließend im Fahrzeug.

Danksagung

Die Autoren danken der Deutschen Forschungsgemeinschaft DFG für die Finanzierung dieser Forschung im Sonderforschungsbereich (SFB) 805 "Beherrschung von Unsicherheit in lasttragenden Systemen des Maschinenbaus".

- [1] M. Mitschke, H. Wallentowitz; Dynamik der Kraftfahrzeuge, 5. Ed.; Springer Vieweg; Berlin, 2014.
- [2] T. Corneli, P. F. Pelz; Employing Hydraulic Transmission for Light Weight Dynamic Absorber; 9th IFK Proceedings Vol. 3; Aachen, 2014.
- [3] Patentschrift zur Patentanmeldung „Tilgereinrichtung für ein schwingungsfähiges Gebilde“; EP 2 789 872 A2; Industrial Science GmbH powered by IAV.
- [4] J.P. Den Hartog; Mechanical Vibrations; Dover Publications; 1984.
- [5] T. Asami, O. Nishihara, A.M. Baz; Analytical Solutions to H_{∞} and H_2 Optimization of Dynamic Vibration Absorbers Attached to Damped Linear Systems; Journal of Vibration and Acoustics Volume 124; Seiten 284-295; 2002.
- [6] T. Asami, T. Wakasono, K. Kameoka, M. Hasegawa, H. Sekiguchi; Optimum Design of Dynamic Absorbers for a System Subjected to Random Excitation; JSME Journal Volume 34; Seiten 218-226; 1991.
- [7] ISO, Mechanical Vibration - Road Surface Profiles - Reporting of Measured Data; ISO 8608; Geneva, 1995.