

# **Bestimmung komfortoptimaler Designparameter eines Luft-Feder-Dämpfers im Fahrzeugmodell – Vergleich mit konventioneller hydraulischer Dämpfung**

*Determination of optimized design parameters for an air spring damping system within a vehicle model – comparison with hydraulic damped systems*

*VDI Tagung „Berechnung und Simulation im Fahrzeugbau“ 29-30. September 2004, Würzburg*

Dr.-Ing. Peter Pelz

Vibracoustic GmbH & Co. KG, Weinheim

Dr. rer. nat. Reinhard Sonnenburg

ZF Sachs AG, Schweinfurt

## **Zusammenfassung**

Bei hydraulisch gedämpften Fahrzeugen ist es Praxis, Feder und Dämpfer in Berechnung und Versuch getrennt voneinander abzustimmen. Diese Möglichkeit bietet ein Luft-Feder-Dämpfer (LFD) nur noch in vermindertem Maß, da Feder und Dämpfer hier in einem Bauteil vereint sind und physikalisch und damit auch konstruktiv nicht zu unterscheiden sind. Die virtuelle Optimierung der Designparameter des Luft-Feder-Dämpfers hinsichtlich Komfort und Fahrsicherheit im System Fahrzeug wird dadurch vergleichsweise wichtiger.

Im Beitrag wird zur Beschreibung der strömungs- und thermodynamischen Vorgänge ein nichtlineares, physikalisches Modell verwandt (ADASS). Innerhalb ADASS wird für jedes Luftvolumen des Systems die Energiebilanz und Massenbilanz gelöst. Damit wird das Frequenzverhalten des Bauteils (Luffeder oder Luft-Feder-Dämpfer) in Übereinstimmung mit Messdaten wiedergegeben.

Der Gasmassenstrom durch das Ventil wird mit den Methoden der klassischen Strömungsdynamik berechnet. Durch die physikalische Modellbildung kann auf die sonst üblichen phänomenologischen Verlustziffern bzw. Durchströmkoeffizienten verzichtet werden. Vielmehr wird das Ventil durch wenige physikalische Daten beschrieben, die direkte Merkmale der Ventilkonstruktion darstellen. Mit diesem Ansatz ist es mit großer Genauigkeit möglich, das nichtlineare Bauteilverhalten bei jeder Betriebsbedingung vorherzusagen. Diese Genauigkeit ist wesentliche Voraussetzung, um sich bei der durchgeführten Optimierung im Designraum verlässlich bewegen zu können.

Die virtuelle Optimierung des Luft-Feder-Dämpfers erfolgt in seinem Einbauzustand in einem 5 Massen Fahrzeugmodell. Die verschiedenen Optimierungsschritte werden gegenübergestellt und im Vergleich zu einem Serienfahrwerk bewertet. Dabei wird die Möglichkeit der gezielten Bedämpfung von Aufbau- und Achseigenbewegung in zwei Dämpfungsfrequenzbändern aufgezeigt.

## **Summary**

*It is common practice to fine tune the vehicle suspension springs and hydraulic dampers separately towards the end of the development phase of a new car. This possibility is greatly reduced when a so called air spring damper is used to support the body, store energy and dissipate energy in one single part. Since the same air is responsible for the damping as well as for the spring characteristic damper and spring are physically and thus technically*

only one part. Hence, the virtual optimization of the design parameters such as volume, areas, pressure and valve design becomes much more important than before. A great deal of the optimization will take place now at the beginning of new vehicle development when the car is only driving over virtual roads.

Happily a nonlinear, fluid and thermodynamic model of an air spring damper is available, which enables the engineers to simulate the dynamic behavior of such a part with very good correlation to experimental results. Within the model, called ADASS, the energy and continuity equation is solved for every single gas volume separately. The gas flow through the valve is described with the methods developed in the gas dynamic field for a compressible flow up to Mach numbers of one.

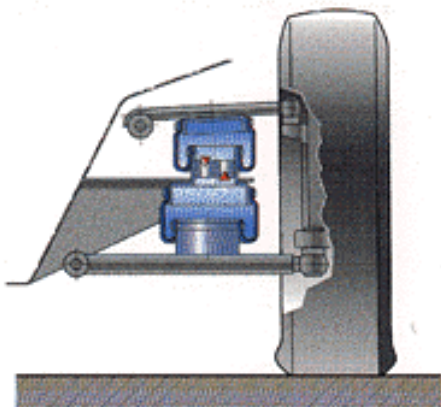
Since it is a thoroughly physical model there is no need to use fit parameters like discharge coefficients. This fact is important to move with confidence within the design space.

The virtual optimization of the air spring damper takes place in its mounting position between axis and body in a 5 mass multi body system. A comparison with hydraulic damping is done. The possibility is shown to damp the axis and the body in two separate frequency ranges by means of a 2 valve air spring damper.

## 1. Einleitung

Die PKW Luftfederung ist erstmals im Jahr 1960 in einem Serienfahrzeug umgesetzt worden. Der Borgward P100 beeindruckte damals bei jeder Beladung dank der Niveauregulierung durch die Luftfeder. Neben dem Designvorteil ermöglichte die Luftfederung bereits damals eine, verglichen mit stahlgefederten Fahrzeugen, weiche Abstimmung des Fahrzeuges. Da mit zunehmender Beladung der Luftdruck und damit die Steifigkeit der Feder zunimmt, bleibt das Verhältnis von Beladung und Steifigkeit, d.h. auch die Eigenfrequenz des Aufbaus konstant. Dieser Aspekt ist für die Fahrsicherheit entscheidend: Mit zunehmender Beladung ändert sich die Fahrdynamik – abgesehen von der Systemdämpfung – nicht.

1973 wurde in einer an deutschen Hochschulen betriebenen Konzeptstudie erstmals Luft zur Dämpfung von Fahrzeugschwingungen eingesetzt. Das „Unicar“ hatte bereits ein Hinterachsfederbein ohne Hydraulikflüssigkeit. Dämpfer und Feder existieren dabei nicht mehr als einzelne Bauteile. Vielmehr wird in einem einzigen Bauteil Energie gespeichert (Federung) und in Wärme dissipiert (Dämpfung). Beide Aufgaben übernimmt die Luft in dem Bauteil.



Da das Dämpfungsvermögen der Luft direkt proportional dem Absolutdruck im Bauteil ist, steigt die Dämpfarbeit mit zunehmender Beladung.

Abb. 1: Beispiel für 1 Ventil LFD

Fig. 2: Example for a 1 valve air spring damper

Ein LFD arbeitet bei hohen Frequenzen wie eine (steife) Feder, d.h. bei der Schwellenüberfahrt wird keine Dämpfungskraft in den Aufbau eingeleitet. Erst nachdem das Fahrzeug die Schwelle überfahren hat und Aufbau wie auch Achse in ihrer jeweiligen Eigenfrequenz ausschlagen, erfolgt die Schwingungsdämpfung. Hier kann die Stärke eines 2 Ventil LFD zum Tragen kommen: Dämpfungsmaxima können damit auf die beiden wichtigen Eigenfrequenzen des Systems abgestimmt werden.

Den genannten Vorteilen stehen folgende *Herausforderungen und Fragen* gegenüber, die zur Zeit noch nicht vollständig sind:

- Bei der Auslegung von Luft-Feder-Dämpfung ist zu beachten, dass verglichen mit konventionellen hydraulischen Dämpfern mit Stahl- bzw. Luftfeder die Abstimmmöglichkeiten in einer späten Projektphase deutlich reduziert sind: Durch Bauteilgeometrie und Absolutdruck der Luft ist die Dämpfbarkeit pro Schwingzyklus festgelegt und kann in ihrer Höhe nicht, wie bei hydraulischen Systemen möglich, durch das Ventil verändert werden! Eine Ventilverstellung führt zu einer Verschiebung des Dämpfungsmaximums zu höheren bzw. tieferen Frequenzen, aber nicht zu einer Anhebung der Dämpfleistung.
- Aus unserer Sicht ist die Frage, ob luftgedämpfte Systeme – auch solche, die mit Verstellventilen arbeiten – mit hydraulischer Verstelldämpfung konkurrieren können, noch zu beantworten.
- Durch Anpassung von hydraulischen Dämpfungssystemen können evtl. Schwingungsprobleme in der Achse, die erst in der Abstimmphase auftreten, verbessert werden. Es muss sich zeigen, ob dies auch mit luftgedämpften Systemen in ausreichender Flexibilität möglich ist.
- Die Dämpfleistung eines Luftdämpfers ist direkt proportional dem Absolutdruck und in erster Näherung proportional dem Quadrat des Außendurchmessers. D.h. um ausreichend Dämpfung zu erzielen, wird der Druck und der Außendurchmesser groß gewählt. Ein hoher statischer Druck stellt zum einen Herausforderungen an die Lebensdauer des Elastomerbalges, zum anderen ist ein Kompressor erforderlich, der in der Lage ist, den notwendigen Druck zu liefern. Die Anpassung des Außendurchmessers ist eine Herausforderung an das Packaging.
- Bei den relativ großen Rohrdurchmessern kommt es aufgrund von trockener Reibung zwischen Kolben und Zylinder zu „Poltergeräuschen“, die bisher wesentlicher Hinderungsgrund für die Serienumsetzung von Luftdämpfung sind. Die in den Abbildungen 1 und 3 gezeigten konstruktiven Lösungen arbeiten mit mehr als einem Elastomerbalg, so dass „Poltern“ vermieden wird.
- Neben der technischen Bewertung eines Systems steht mindestens gleichrangig die wirtschaftliche Bewertung. Für ein Luft-Feder-Dämpfungssystem ist ein Kompressor, Höhenstandssensor(en), Ventile,

sowie ein Regler notwendig. Als Folge kostet das System erwartungsgemäß mehr als eine Stahlfeder-Dämpfereinheit.

Um möglichst viele der genannten Punkte im Vorfeld zu klären, ist eine rechnerische Optimierung eines LFD-Fahrzeugs mittels Mehrkörper-Simulationsmethoden unerlässlich.

Das Modul ADASS (Air Damper Air Spring Simulation) wurde im Jahr 2000 entwickelt [2], [4]. Es beschreibt das dynamische Verhalten von Luftfedersystemen (Luftfeder, Luftfeder mit Zusatzvolumen, Luft-Feder-Dämpfer) auf Basis der Thermo- und Strömungsdynamik. Für das physikalische Modell werden keine phänomenologischen Anpassungskonstanten benötigt.

## ***2. Physikalische Größen zur Beschreibung eines Luft-Feder-Dämpfers im Prüfstand – Vergleich berechneter und gemessener Kraft-Weg-Kurven***

Hydraulische Dämpfer haben die Eigenschaft, dass die Dämpfearbeit pro Schwingenspiel monoton mit der Schwingfrequenz zunimmt. Bei einer einfachen Drosselbohrung ist die Dämpfearbeit der Frequenz proportional. In jedem Fall wächst die Dämpfearbeit mit zunehmender Frequenz, bis die Begrenzung durch die Nachgiebigkeit der oberen und/oder unteren Anbindung in Form eines Dämpferlagers aus geschäumtem Polyurethan (MCU) oder Gummi erfolgt. Hohe Dämpfungskräfte oberhalb der Radeigenfrequenz sind unerwünscht. Hier wünscht man sich im Gegenteil eine Abnahme der Dämpfearbeit, um den Aufbau von den Schwingungsanregungen durch die Straße dynamisch und akustisch zu isolieren. Aus dem gleichen Grund wünscht man sich ein lokales Minimum der Dämpfearbeit im Bereich zwischen Aufbau- und Radeigenfrequenz.

Im Gegensatz zu einem hydraulisch arbeitenden System ist bei einem pneumatischen System die Dämpfearbeit durch die Kompressibilität der Luft begrenzt. Erfolgt die Schwingung mit einer Frequenz oberhalb der Abstimmfrequenz des LFD, so ist der Luft während einer Schwingungsperiode nicht genügend Zeit gegeben, um einen Druckausgleich zwischen den durch das Ventil getrennten Volumina des LFDs herzustellen. Da die Dämpfung aber durch die Luftströmung in der Drossel bedingt ist, findet bei hohen Frequenzen keine Dissipation statt. Das System verhält sich in diesem Betriebspunkt wie zwei parallel angeordnete Luftfedern. Ist auf der anderen Seite die Frequenz sehr viel kleiner als die Abstimmfrequenz, so ist der Luft im Zeitraum der Schwingung immer genügend Zeit gegeben, um einen vollständigen Druckausgleich zwischen den Volumina des LFDs herzustellen. Daher ist das Ventil in diesem Betriebspunkt ohne Drosselwirkung: Das System verhält sich wie eine vergleichsweise weiche Luftfeder, da das Federvolumen gleich dem gesamten LFD-Volumen ist. Auch hier findet praktisch keine Dämpfung statt. Nur innerhalb eines Frequenzbandes um die Abstimmfrequenz wird Dämpfearbeit geleistet.

**Physikalische Größen zur Beschreibung der Thermo- und Strömungsdynamik eines LFD im nichtlinearen Modell ADASS**

Volumen .....  $V_j$  ( $j=1,2,3$ )

Verdrängerfläche .....  $A_j$

Wandfläche .....  $A_{wj}$

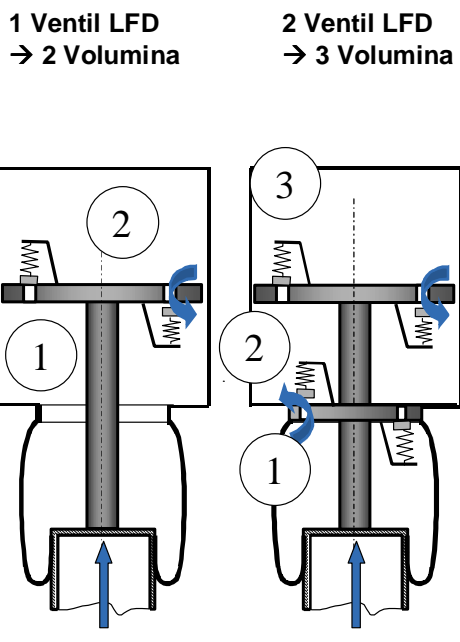
Tragfläche .....  $A_t$

absoluter Ruhedruck ...  $p_i$

Wärmedurchgangszahl ..  $k$

Umgebungstemperatur ..  $T_i$

Ventilquerschnittsfläche als Funktion der Druckdifferenz über das Ventil (siehe Abbildung 4 rechts)



**Abb. 2: Schematische Darstellung eines 1 Ventil LFD (2 Volumina) und eines 2 Ventil LFD (3 Volumina)**

*Fig. 2: Sketches of 1 and 2 valve air spring damper with 2 or 3 volumes*



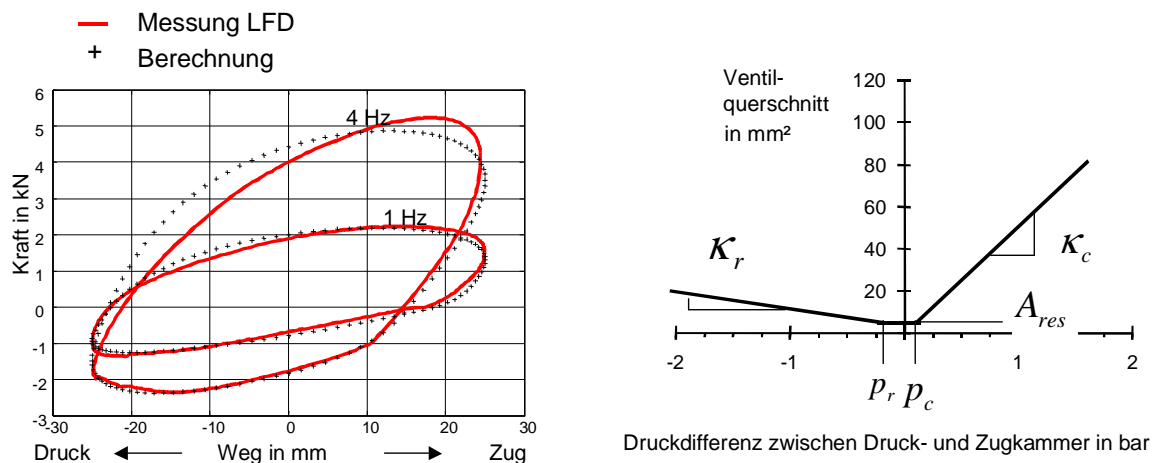
Jeder Luft-Feder-Dämpfer besteht aus mindestens einer Ventilplatte (z.B. Kolbenventil oder Verbindungsleitung zu einem Zusatzvolumen, ...), die zwei Volumina voneinander trennt. Beim Einfedern wird das Volumen 1 des 1 Ventil LFD in Abbildung 2 größer, das Volumen 2 wird kleiner. Die beschreibende geometrische Größe für diesen Vorgang ist die Verdrängerfläche, die definiert ist als Betrag der Volumenänderung bezogen auf die Einfederung für jedes einzelne Luftvolumen. Die Tragfläche ist definiert über das Kräftegleichgewicht am freigeschnittenen Kolben (oder Rollball) im statischen Fall. Für das in den Abbildungen 1 und 3 dargestellte System mit zwei Rollbälgen ist die Tragfläche eine Ringfläche. Für die Systeme in Abbildung 2 ist die Tragfläche wie bei einer konventionellen Luftfeder jeweils eine Kreisfläche.

**Abb. 3.: Beispiel für 1 Ventil LFD**

*Fig. 3: Example for a 1 valve air spring damper*

Der thermodynamische Zustand wird eindeutig durch die Angabe von zwei Zustandsvariablen festgelegt. Es bietet sich an, hierfür den statischen Absolutdruck sowie die Umgebungstemperatur anzugeben.

Die in Wärme dissipierte Arbeit muss durch Wärmeleitung und Konvektion in die Umgebung abgeführt werden. Hierfür ist die Angabe der Wandfläche und der Wärmedurchgangszahl notwendig. In [6] wird durch gekoppeltes Lösen von Energie-, Impuls- und Massenbilanz gezeigt, dass die Nusseltzahl, die den Wärmeübergang auf der Innenseite des Luftsystems beschreibt, konstant  $\sim 3$  ist. Der dadurch zum Ausdruck kommende hohe Wärmewiderstand erklärt sich dadurch, dass der Wärmetransport auf der Innenseite durch Wärmediffusion dominiert ist. In [6] wird gezeigt, dass mit zunehmender Frequenz die Grenzschicht, in der Wärmeleitung stattfindet, dünner wird. Im Versuch stellt man fest, dass bereits bei Frequenzen von 0.01 Hz der Übergang von isothermer zu adiabater Zustandsänderung stattfindet.

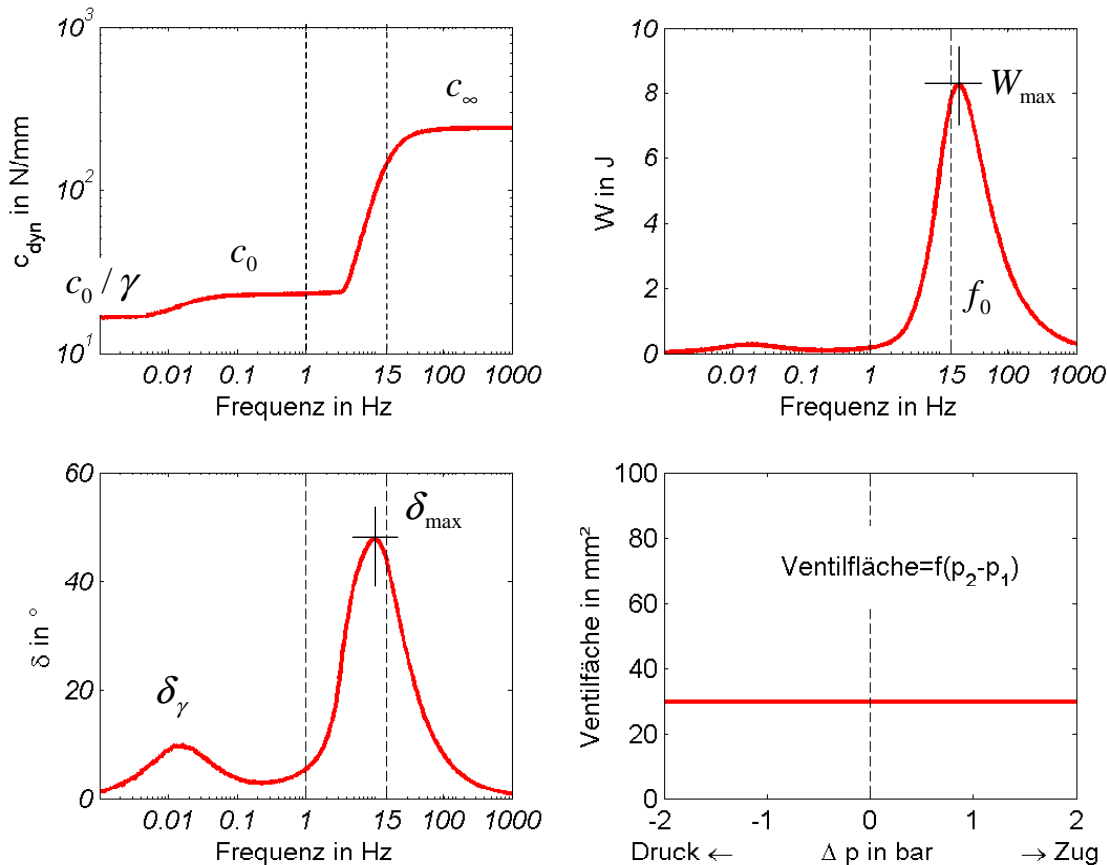


**Abb. 4: Vergleich von gemessener und berechneter Kraft-Weg-Kurve für die rechts dargestellte Ventilcharakteristik**

*Fig. 4: Comparison of measured and calculated force deflection curve for the valve characteristic shown on the right*

Die Strömung durch die Ventilplatte wird mit den Methoden der Gasdynamik beschrieben. Vorzugeben ist die Ventilcharakteristik in der Form Strömungsquerschnitt=f(Druckdifferenz). Wesentlicher Vorteil dieser Methode gegenüber phänomenologischen Methoden (z.B. Widerstandskoeffizienten, ...) ist, dass diese Funktion durch strukturmechanische Berechnungen in einer frühen Projektphase mit ausreichender Genauigkeit bestimmbar ist. Im Prinzip ist es möglich, jede beliebige Kurvenform in ADASS vorzugeben. Es hat sich gezeigt, dass es i.d.R. ausreichend ist, das Ventil durch 5 physikalische Größen zu beschreiben. Diese sind die Bypass-Fläche  $A_{res}$ , die Druckgrenzen  $p_r, p_c$  sowie

Flächennachgiebigkeiten  $\kappa_r, \kappa_c$ , jeweils für Zug- und Druckstufe. Die Druckgrenzen werden durch die Vorspannung der Ventildedern sowie die druckbeaufschlagte Fläche bestimmt. Die Flächennachgiebigkeiten werden durch die Steifigkeit der Ventildedern sowie durch die Geometrie der Ventilöffnungen bestimmt. In Abbildung 4 sind links gemessene und mittels ADASS berechnete Kraft-Weg-Kurven bei 1 Hz und 4 Hz für die rechts dargestellte Ventilcharakteristik gegenübergestellt. Erkennbar werden die im Versuch beobachteten Details in den Kraft-Weg-Kurven wiedergegeben: Der bei 4 Hz und einer Ausfederung von 10 mm beobachtete Knick hat seine Ursache in der Vorspannung des Druckstufenventils.



**Abb. 5: Mit ADASS berechnete dynamische Kennung bei 5 mm Amplitude für den in Abbildung 3 gezeigten LFD**

*Fig. 5: The dynamic stiffness, loss angle, and dissipated energy per cycle for the air spring damper shown in figure 3*

Abbildung 5 zeigt den typischen Verlauf der dynamischen Steifigkeit eines Luft-Feder-Dämpfers. Im Beispiel hat das Ventil eine vom Differenzdruck unabhängige Offenfläche von 30  $\text{mm}^2$ . Bei 0.01 Hz steigt die Steifigkeit des Systems in Folge des Überganges isotherme Kompression zu adiabate Kompression um einen Faktor, der gleich dem Adiabatenexponenten  $\gamma = 1.4$  von Luft ist, so dass das System bei 1 Hz eine dynamische Steifigkeit von  $c_0 = 25$  N/mm aufweist. In [6] wird gezeigt, dass mit dem Übergang ein lokales Maximum des Verlustwinkels

$\delta_\gamma = \arctan(\sqrt{\gamma}) - \arctan(1/\sqrt{\gamma}) = 9.6^\circ$  verbunden ist. Sowohl im Versuch als auch in dem in Abbildung 5 gezeigten Simulationsergebnis ist dieses lokale Maximum festzustellen<sup>1</sup>.

Zwischen 1 Hz und 15 Hz steigt die Steifigkeit im Beispiel auf ca.  $c_\infty = 240$  N/mm an. Es findet die oben angesprochene allmähliche Abkopplung der Volumina statt, solange bis bei Frequenzen deutlich größer der Abstimmfrequenz kein Druckausgleich mehr stattfinden kann. Infolgedessen arbeiten die beiden Luftvolumina des Luft-Feder-Dämpfers in diesem Frequenzbereich als parallel angeordnete Luftfedern. In der Abbildung oben rechts ist die pro Schwingzyklus in Wärme dissipierte Dämpfearbeit aufgetragen. Die Abstimmfrequenz  $f_0$  wird durch die Ventilcharakteristik bestimmt. Berechnung und Versuch zeigen, dass eine Ventilvorspannung zu einer Verbreiterung der Dämpfungskurve führt. Unten links ist als zusätzliche aber redundante Information der Phasenwinkel bzw. Verlustwinkel zwischen Weganregung und Kraftantwort aufgetragen.

Die gewählte Art der Darstellung in Form eines Bodediagramms zeigt klar die frequenzselektive Arbeitsweise von luftgedämpften Systemen.

Es ist in dem Zusammenhang wichtig zu bemerken, dass sich ein Luft-Feder-Dämpfer z.B. bei einer Schwellenüberfahrt und der damit verbundenen Einfederung größer 10 mm nichtlinear verhält. Die drei auftretenden Nichtlinearitäten sind im Einzelnen:

- Die Abstimmfrequenz ist amplitudenabhängig (vgl. [3]),
- eine Progression macht sich bei Einfederungen von 50 mm deutlich bemerkbar,
- mit der Ventilcharakteristik kann die Kraft-Weg-Kurve in ihrer Gestalt beeinflusst werden (vgl. Abbildung 4).

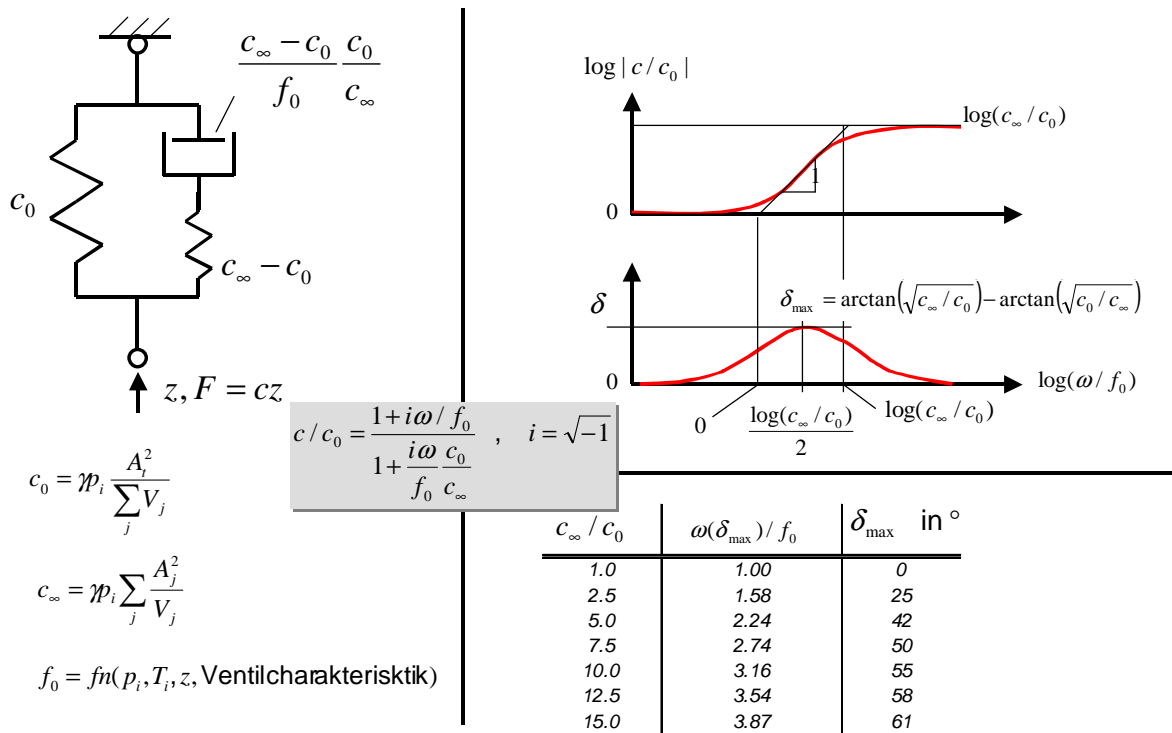
Es ist zu untersuchen, welche Ventilcharakteristik bei Schwellenüberfahrt komfortoptimale Ergebnisse liefert. Hierzu ist das detaillierte ADASS ein geeignetes Modell, um Rechnungen im Zeitbereich durchzuführen. Für Berechnungen im Frequenzbereich müssen die nichtlinearen Differentialgleichungen linearisiert werden. Dies führt auf das in Abbildung 6 dargestellte Modell mit den drei Parametern  $c_0$ ,  $c_\infty$  und der Abstimmfrequenz  $f_0$ .

---

<sup>1</sup> Dieser bei jedem Luftfedersystem auftretende „Phasenübergang“ ist im Detail in [6] beschrieben. Lion et al. [5] haben den Übergang in aufwendigen Versuchen klar gezeigt und ebenfalls über die Anpassung einer Wärmedurchgangszahl rechnerisch bewiesen. Die Ergebnisse decken sich hervorragend mit dem z.B. in Abbildung 5 dargestellten Berechnungsergebnis für  $k=15$  W/m<sup>2</sup>/K.



a) lineares, mechanisches Ersatzmodell für einen 1 Ventil LFD



b) lineares, mechanisches Ersatzmodell für einen 2 Ventil LFD

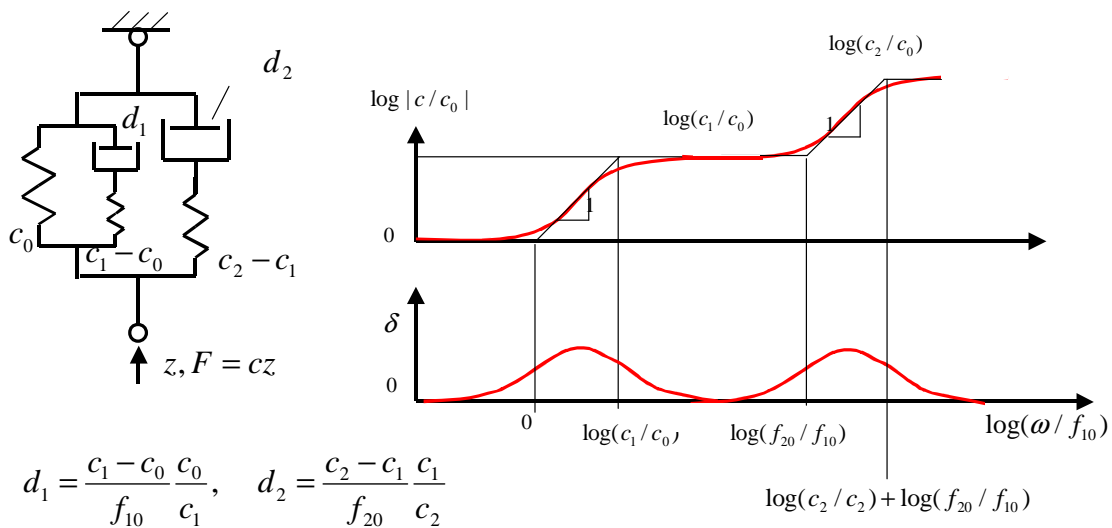
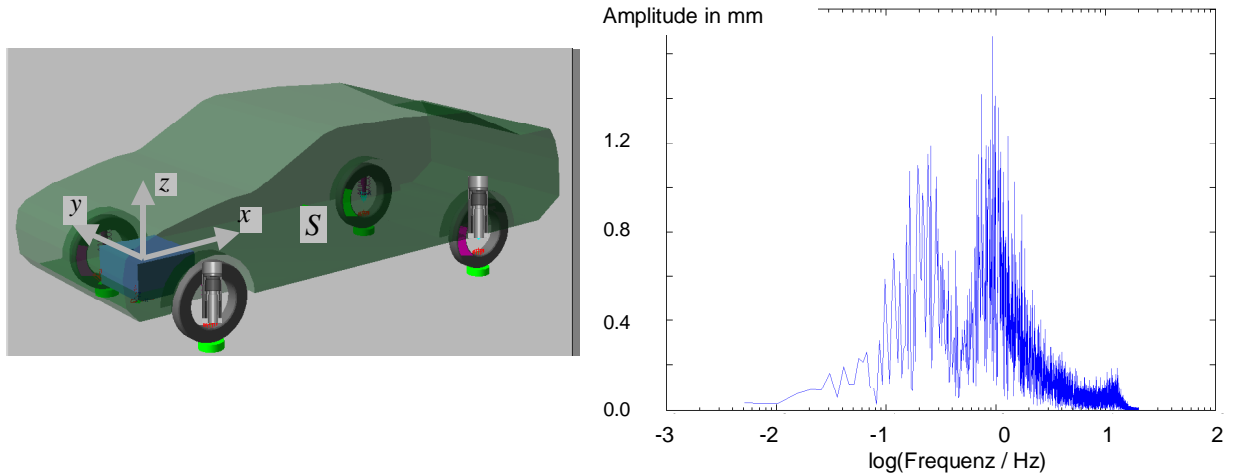


Abb. 6: Linearisierung von ADASS zur Berechnung im Frequenzbereich: mechanische Ersatzbilder

Fig. 6: Linearisation of ADASS lead to a mechanical spring damper model for an air spring damper with a) one valve and b) two valves for simulations in the frequency range

### 3. Gegenüberstellung hydraulische Dämpfung und Luftdämpfung im Fahrzeugmodell



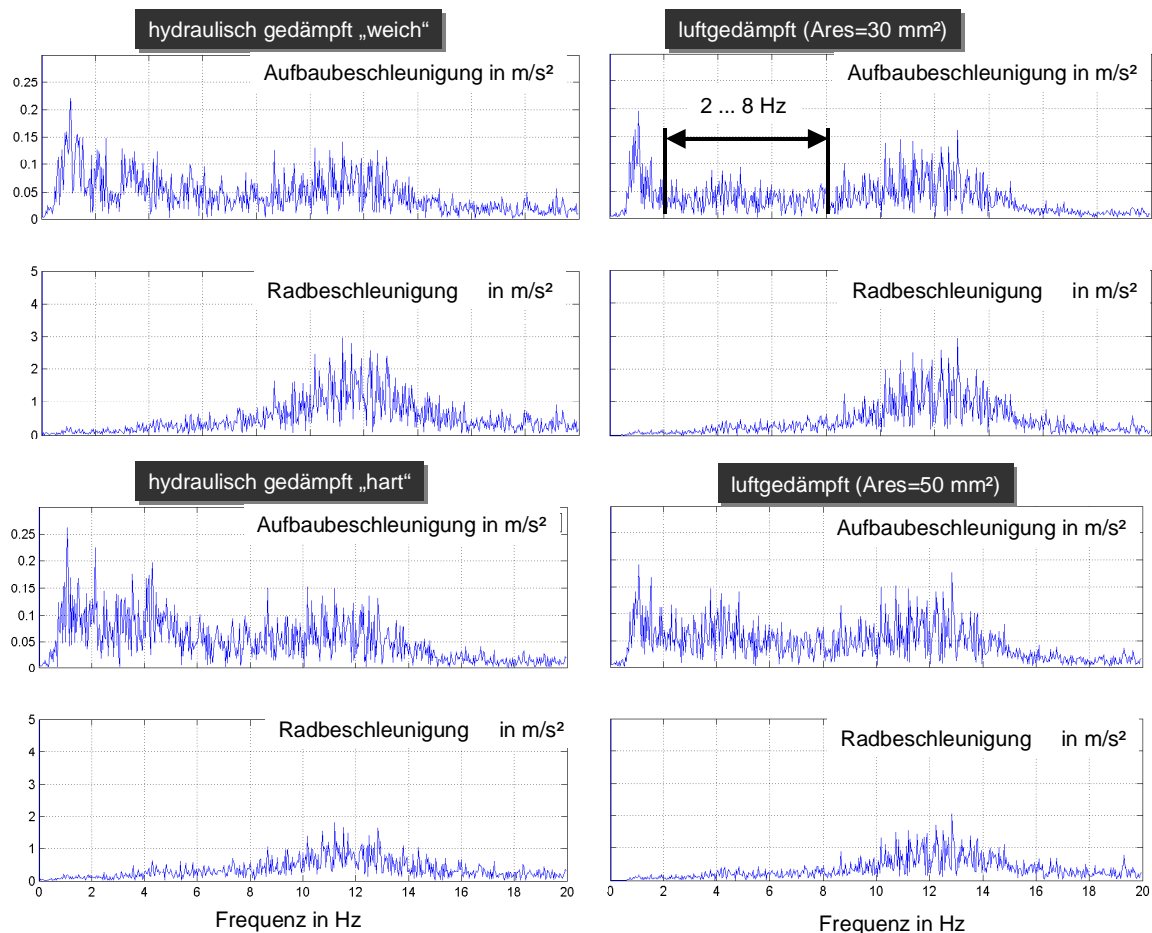
**Abb. 7: Fünf-Massen Fahrzeugmodell und Amplitudenspektrum des verwendeten Straßenprofils**

*Fig. 7: Five mass vehicle model and amplitude spectrum for the given road profile*

Zu einer Systembewertung wurde das in Abbildung 7 links dargestellte 2 bzw. 5 Massenmodell genutzt. Es besteht aus einer Aufbaumasse mit dem translatorischen Freiheitsgrad in z-Richtung und den rotatorischen Freiheitsgraden um die 3 Raumrichtungen x, y und z. Die vier Radmassen haben jeweils einen translatorischen Freiheitsgrad längs ihrer Einfederkurve.

In Abbildung 7 rechts ist das Amplitudenspektrum gemessener Fahrbahnerhebungen über der Frequenz aufgetragen.

In der ersten Parameterstudie wird im Folgenden dieses Spektrum genutzt, um im Fahrzeugmodell ein luftgedämpftes Fahrzeug einem hydraulisch gedämpften Fahrzeug gegenüberzustellen. Dazu wurden die LFD Federbeine in Form des nichtlinearen Modells ADASS im Mehrkörpersystem integriert.



**Abb. 7: Gegenüberstellung der Aufbau- und Radbeschleunigung bei hydraulischer Dämpfung und Luftdämpfung**

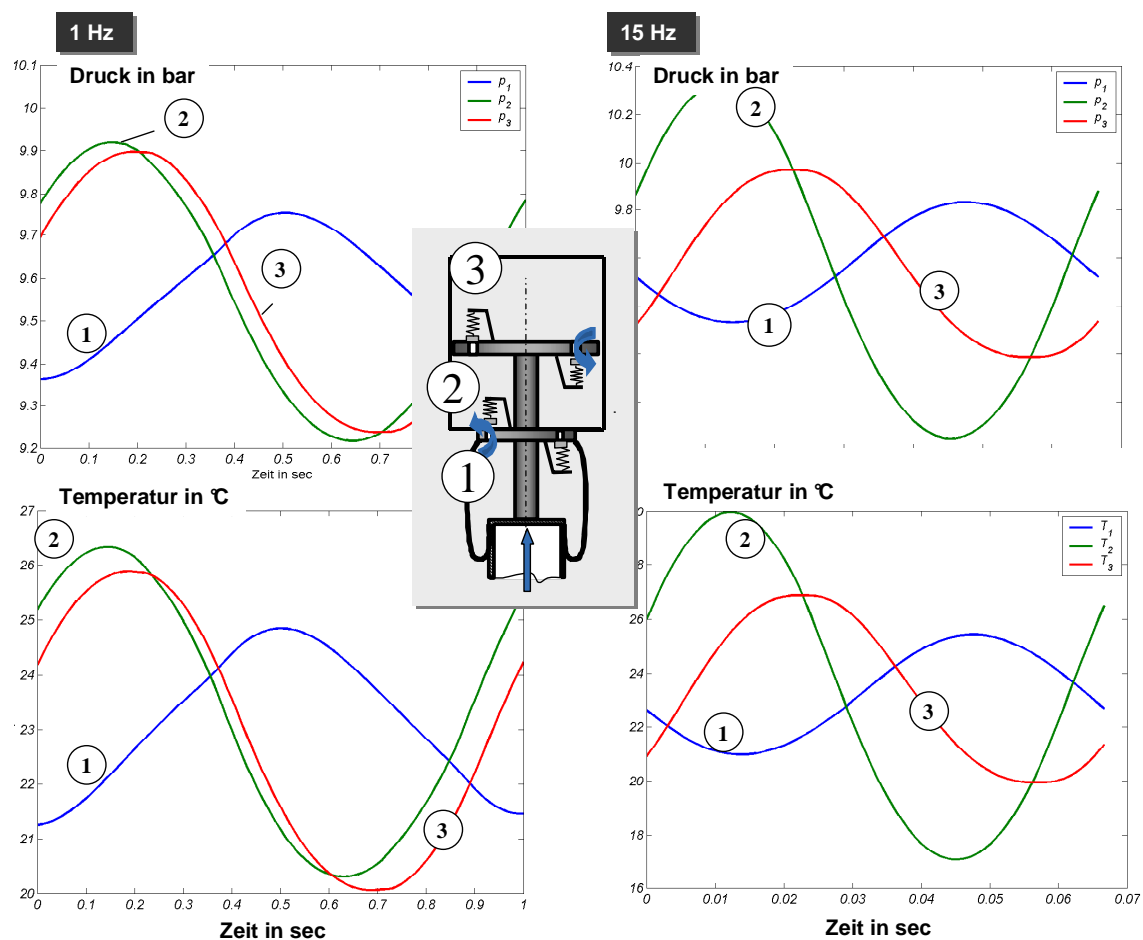
*Fig. 7: An air damped vehicle with two different valves in comparison with a firm or soft hydraulic damped vehicle*

In Abbildung 7 ist für die in Abbildung 6 gezeigte stochastische Fußpunktanregung ein Fahrzeug mit hydraulischer Dämpfung dem mit LFD ausgestatteten Fahrzeug gegenübergestellt: In der ersten Ventilabstimmung zeigt das luftgedämpfte System im Frequenzbereich von 2 ... 8 Hz geringere Aufbaubeschleunigungen. Das Fahrzeug ist in diesem Bereich komfortabler als das hydraulisch gedämpfte Fahrzeug bei weicher Dämpferabstimmung. Durch Vergrößerung der Ventilfläche wird die Abstimmfrequenz erhöht, womit das Rad mehr bedämpft wird. Im Ergebnis sind die Radbeschleunigungen so klein wie bei der hydraulisch harten Abstimmung, wobei der Aufbau sich ruhiger verhält.

Alternativ oder zusätzlich zu einer elektrischen Adaption des Ventils ist es lohnenswert, über andere Luft-Feder-Dämpfer-Konzepte nachzudenken. Die Simulation bietet eine hervorragende Möglichkeit, dabei quantitativ Ergebnisse zu liefern, so dass die Funktion überprüft werden kann:

Der in Abbildung 2 gezeigte 2 Ventil LFD bietet eine Reihe attraktiver Möglichkeiten:

- Da beim Einfedern ein Gasaustausch zwischen den Volumina 1 und 2 *und* zwischen den Volumina 2 und 3 stattfindet, weist dieses Prinzip zwei Drosselstellen auf. Durch eine Ventilanpassung z.B. auf die Aufbau- und Radeigenfrequenz können diese beiden Massen gezielt bedämpft werden. Damit kann der Zielkonflikt gelöst werden, ob entweder die Achse oder der Aufbau stärker bedämpft wird.
- Sofern ein Ventil kontinuierlich oder diskret geschaltet wird, bietet dies die Möglichkeit, die Dämpfarbeit pro Zyklus in der Höhe zu verändern.

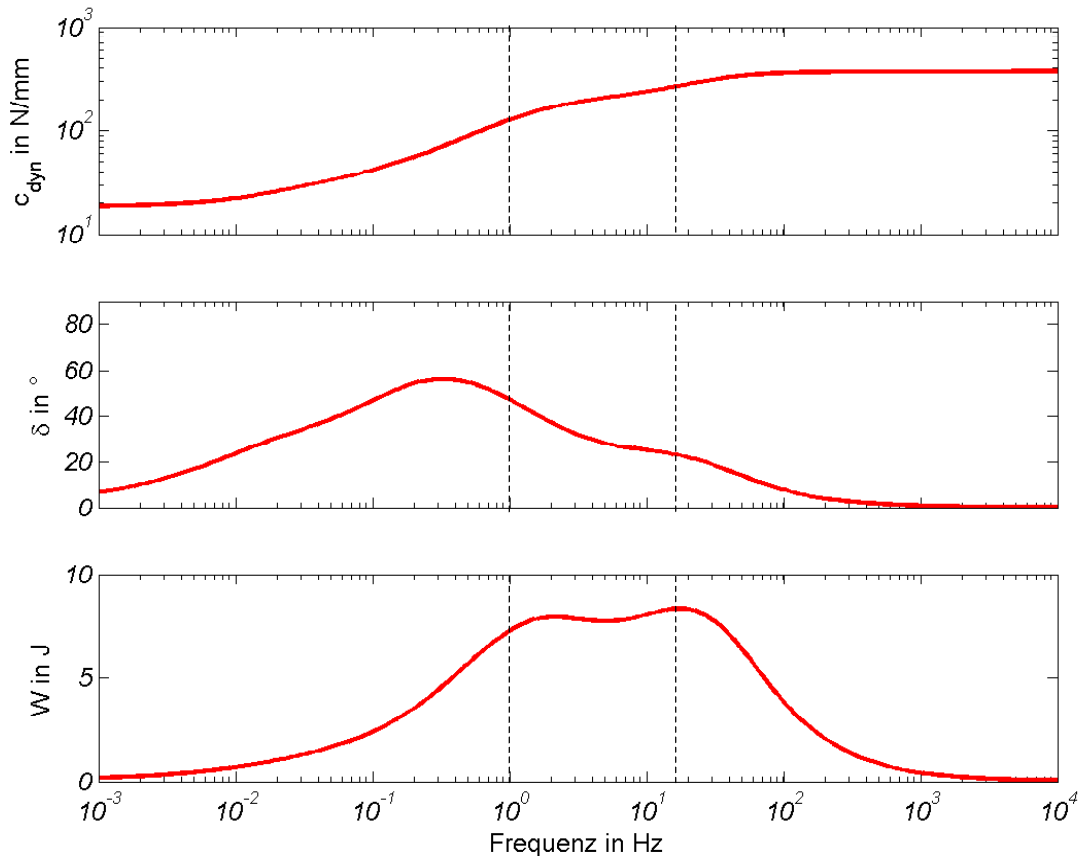


**Abb. 8: Thermodynamischer Zustand beschrieben durch Druck und Temperatur in den drei Volumina eines 2 Ventil LFD bei 1 Hz und 15 Hz**

*Fig. 8: Pressure and temperature history for the air within the 3 volumes of a 2 valve air spring damper at 1 and 15 Hz*

Abbildung 8 zeigt den Druck- und Temperaturverlauf in den drei Volumina eines 1 Ventil LFD bei 5 mm Amplitude. Der Druckverlauf zeigt, dass bei der Frequenz von

1 Hz die für die Dämpfung verantwortliche Strömung nur zwischen den Volumina 1 und 2 stattfindet. Das Ventil zwischen 2 und 3 ist bei dieser Frequenz unterkritisch, d.h. es findet in einer im Vergleich zu einer Sekunde kurzen Zeit der Druckausgleich zwischen Volumen 2 und 3 statt. Bei 15 Hz findet demgegenüber eine nennenswerte Strömung infolge der Druckdifferenz im zweiten Ventil statt. Dies macht sich in der in Abbildung 9 gezeigten dynamischen Kennung als zwei Dämpfungsmaxima bemerkbar. Es ist Aufgabe der nächsten Zeit, den Vorteil dieses Systems im Fahrzeugmodell nachzuweisen.



**Abb. 9: Möglichkeit der gezielten Bedämpfung von Aufbau- und Achseigenbewegung in zwei Dämpfungsfrequenzbändern durch einen 2 Ventil LFD**

*Fig. 9: Possibility to damp the axis and the body in two separate frequency ranges by means of a 2 valve air spring damper*

## **Literaturverzeichnis**

[1] Gold; *Über das Dämpfungsverhalten von Kraftfahrzeug-Gasfedern*; Aachen, Techn. Hochsch., Diss., 1973

[2] Pelz; *Theorie des Luft-Feder-Dämpfers*; Bericht Freudenberg Forschungsdienste KG; 2001; unveröffentlicht

[3] Ehart; *Simulation des dynamischen Verhaltens von Luft-Feder-Dämpfern*; Diplomarbeit TU Darmstadt; 2001; unveröffentlicht

[4] Pelz, Böcking, Oberle, von Broock, Jaschke; *Simulation eines Luft-Feder-Dämpfers (LFD)*; VDI Bericht 1701; 2002

[5] Eichler, Lion, Schuller, Sonnak; *Dynamik von Luftfedersystemen mit Zusatzvolumen*; VDI Bericht 1791; 2003

[6] Pelz, Buttenbender; *The Dynamic Stiffness of an Air Spring*; ISMA2004 International Conference on Noise & Vibration Engineering 20-22.9.04 Leuven (Belgium)