

# Numerische Festigkeitsauslegung von Luftfedern\*

Peter Pelz, Darmstadt,  
Thorsten Brüger, Weinheim,  
und Jürgen Merk, Ingolstadt

Aufgrund der vielfältigen Vorteile von Luftfedern und insbesondere Luftfederdämpfern gegenüber konventionellen Federn werden diese in zunehmendem Maße in Pkw der Ober- und Mittelklasse eingesetzt. Die Komplexität des Gesamtsystems sowie die eingesetzten Werkstoffe erfordern aufwendige Betriebsfestigkeitsanalysen. Die Notwendigkeit der Reduktion von Entwicklungszeiten und -kosten bei erhöhten Anforderungen an das System Luftfeder bedingt den Einsatz numerischer Verfahren. Im nachfolgenden Beitrag wird zunächst das Bauteil Luftfeder in seinen Komponenten beschrieben und auf die, aus Sicht der Betriebsfestigkeit, relevanten Spezifika eingegangen. Begleitet von möglichen Schadensmechanismen/-bildern wird die historische Entwicklung der Luftfederberechnung dargestellt. Es wird gezeigt, wie Schadensmechanismen durch Simulation vorhergesagt werden können. Gleichzeitig werden die aktuellen Grenzen der Berechnung dargestellt.

Die Pkw-Luftfederung ist in Europa erstmals im Jahr 1960 im Borgward P100 umgesetzt worden. Wesentliche Vorteile der Luftfederung waren und sind die Niveauregulierung und eine nahezu beladungsunabhängige Eigenfrequenz des Aufbaus. 1967 erfolgten die zunächst letzten Serieneinführungen von luftgefederten Personenfahrzeugen in Europa mit dem Mercedes Benz W108 und W109 bis zum Jahr 1998. Den oben genannten Vorteilen stand bis 1998 der Nachteil des schlechten Abrollkomforts gegenüber, sofern man die auch heute noch bei Nutzfahrzeugen üblichen dickwandigen Luftfederbälge nutzt (Bild 1). Erst die Entwicklung der hochgenauen Luftfederfertigung durch die Vibracoustic in Hamburg ermöglichte es ab 1998, Axial- und Kreuzbälge herzustellen, die die Luftfederung nach 30 Jahren Pause zurückführte.

## Luftfederung heute

Inzwischen ist die Luftfederung in der Oberklasse und bei Sport Utility Ve-

hicles (SUVs) zum Standard geworden. In der Mittelklasse wird die Luftfederung zusammen mit adaptiver hydraulischer Dämpfung verstärkt von den Kunden gewählt. Beim Audi A6 (Bild 2) kommen an der Vorderachse Axialbälge zum Einsatz. Deren in die Elastomermatrix eingebetteten Verstärkungsfäden sind parallel zur Balgachse

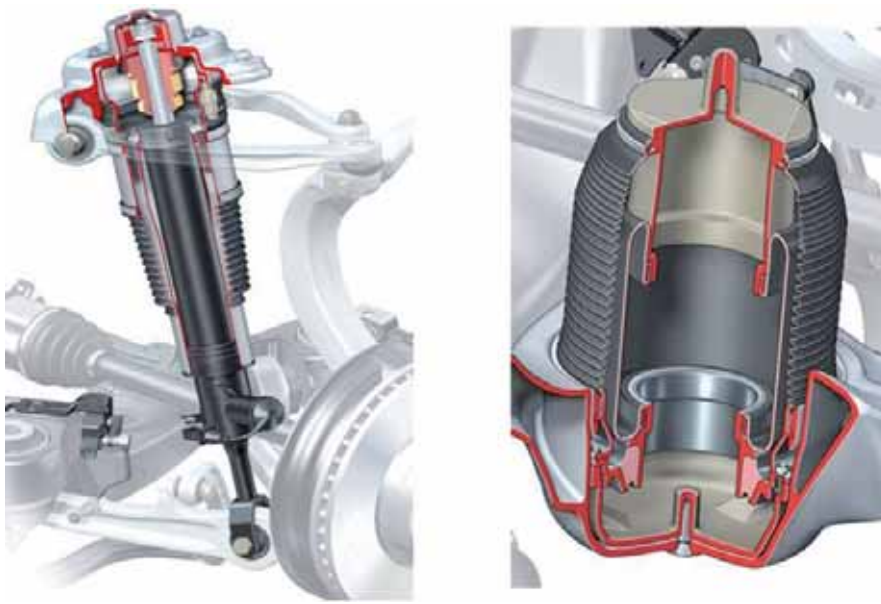
angeordnet, was den Namen Axialbalg erklärt.

Wie Bild 3 zeigt, wird der Balg durch einen Klemmring innen auf den Klemmringsitz gepresst. Die Rollfalte läuft auf der Kontur des Abrollkolbens entlang, bildet die Rollschlaufe, hat im Meniskus eine radiale Tangente und legt sich an einen äußeren Zylinder wieder an. Die-



Bild 1. Gegenüberstellung Vibracoustic-Luftfederschlauch mit 1,6 mm Wanddicke gegenüber dem Phoenix-Elastomerformteil aus dem Jahr 1960 mit einer Wandstärke > 4 mm

\* Dieser Beitrag erschien bereits im DVM-Bericht 133 - Betriebsfestigkeit in der Virtuellen Produktentwicklung.



a) Vorderachsluftfederbein (a) und Hinterachsluftfeder (b) des Audi A6

ser - Außenführung genannt - behindert die Umfangsdehnung, was insbesondere für den Axialbalg, d. h. den Balg mit nur einer Fadenlage, notwendig ist. Wie auf der Innenseite wird der Luftfederbalg durch einen Klemmring auf der Außenseite mit dem Blechtopf verklemt. An der Hinterachse des Audi A6 ist, wie bei den meisten Fahrzeugen der Mittel- und Kompaktklasse, der Bauraum für eine Außenführung nicht vorhanden (Bild 2). Ein ausreichender Berstdruck wird hier erzielt, indem zwei Fadenlagen in die Elastomermatrix eingebettet werden. Die Fäden der inneren Lage sind gegenüber der axialen Richtung um den Winkel  $\alpha_i$  orientiert. Die Fäden der äußeren Lage sind in der Regel um den gleichen Betrag des Winkels

$$\alpha_a = -\alpha_i = \alpha \quad (1)$$

orientiert. Das Verhältnis Fadenabstand bzw. Teilung im unbelasteten Zustand  $t_0$  (das Subscript „0“ kennzeichnet den unbelasteten bzw. Ausgangszustand) zu Fadendicke  $\alpha$  ist je nach Luftfeder zwischen 1 und 3 (Bild 4). In der Vibracoustic-Luftfederfertigung werden Toleranzen im Fadenabstand von kleiner 0,15 mm erreicht. Bild 5 zeigt das Freikörperbild der Luftfeder aus Bild 3. Der Balg wurde dabei in dem oben definierten Meniskus (radiale Tangente) geschnitten. Die Kraftbilanz in axialer Richtung liefert

$$F = A_T (p - p_u), \quad (2)$$

wobei  $p$  den absoluten Druck in der Luftfeder,  $p_u$  den Umgebungsdruck und

$$A_T = \pi/4D_T^2 \quad (3)$$

die Tragfläche der Luftfeder bezeichnet. Die Steifigkeit der Luftfeder ist

$$c = dF/dz = A_T \cdot dp/dV \cdot dV/dz + (p - p_u) dA_T/dz. \quad (4)$$

Dabei ist berücksichtigt, dass die Tragfläche mit der Einfederung in der Regel veränderlich ist, um die Eigenfrequenzen des Fahrzeugaufbaues gezielt abzustimmen. Für den in Bild 5 dargestellten Konuswinkel ist die Flächenänderung  $dA_T/dz < 0$  (für  $z$  positiv in Einfederichtung), sodass die Volumensteifigkeit (erster Term) um die Flächennachgiebigkeit (zweiter Term) in diesem Fall reduziert wird.

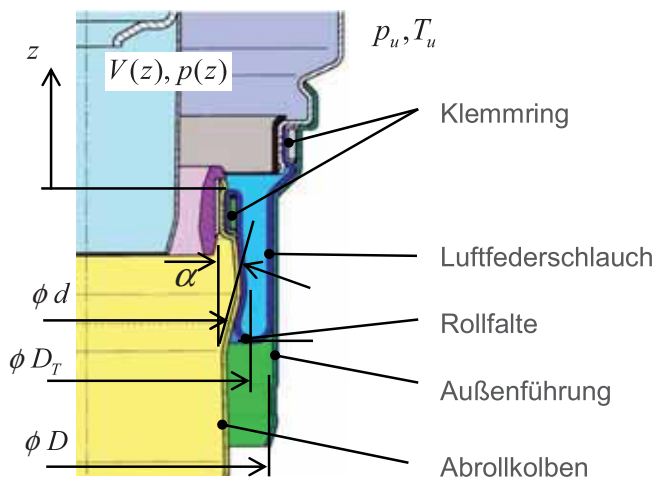
Die Änderung des Volumens mit der Einfederung hat die Dimension einer Fläche und wird Verdrängerfläche  $A = dV/dz$  genannt. Aus Geometriegründen ist die Verdrängerfläche nur wenig kleiner als die Tragfläche. Die Zustandsänderung der Luft ist bei langsamer Kompression isotherm und bei schneller Kompression adiabatisch. Schnell bedeutet in diesem Zusammenhang, dass die Kompressionszeit schneller ist als die Zeit, die zum Wärmetransport innerhalb der Luftfeder und in die Umgebung notwendig ist. Wie von Pelz und Buttenbender [1] analytisch und durch Messung gezeigt, ist ab einer Frequenz von 0,1 Hz die Zustandsänderung als adiabatisch anzunehmen. Die um den Betriebspunkt linearisierte Steifigkeit hat in diesem Fall die Form

$$c \approx \gamma p_0 A A_T / V_0 - (p_0 - p_u) \pi / 2 D_T \tan \alpha \quad (5)$$

wobei für Luft gilt ( $\gamma = c_p/c_v = 1,4$  für Luft).

Der kurze vorangegangene Abschnitt zeigt den wesentlichen Unterschied einer Luftfederung gegenüber einer Stahlfederung: (i) die Funktion Tragen ist von der Funktion Federn weitgehend getrennt, (ii) die Volumensteifigkeit ist proportional dem Absolutdruck und steigt damit linear mit der statischen Last, die ja proportional dem Überdruck ist, (iii) bei zylindrischer Abrollgeometrie ist die Eigenfrequenz einer Luftfeder daher weitgehend unabhängig von der statischen Last. Der Erste Punkt (i) wird besonders deutlich bei folgendem Gedanken: Durch geeignete Wahl des Konuswinkels ist es möglich, eine

Bild 3. Komponenten einer Luftfederung mit Außenführung



scheinbar paradoxe Feder zu gestalten, die die statische Last trägt, aber keine Steifigkeit hat. Dies bedeutet, dass die vertikale Position der Last indifferent ist.

In den folgenden Abschnitten wird auf die Möglichkeit zur Berechnung der Faden- und Elastomerbeanspruchung mittels analytischer und numerischer Methoden innerhalb des Verbundmaterials Luftfederbalg eingegangen. Auf die Berechnung der Verklebung, die im Entwicklungsprozess häufig durchgeführt wird, sowie auf das Thema der Elastomeralterung wird nicht eingegangen.

### Berechnung der Fadenbelastung

Bild 4 zeigt den geometrischen Aufbau eines Axialbalges und eines Kreuzlagenbalges in der Schnittebene des Balges. Die innere, d. h. druckbeaufschlagte, Seite des Balges wird Seele genannt. Im Fertigungsprozess wird auf die Seele die erste Fadenschicht gelegt. Beim Axialbalg wird auf die einzige Fadenschicht durch einen Extrusionsprozess die abschließende Elastomerschicht, die sogenannte Decklage, auf die Fäden extrudiert, bevor der Vulkanisationsprozess, d. h. die gezielte Bildung von molekularen Vernetzungsstellen (Vernetzungsreaktion), gestartet wird. Beim Kreuzlagenbalg wird auf die Elastomierzwischenschicht zusätzlich eine zweite Fadenschicht appliziert. Um die Fadenkräfte, das Torsionsmoment und den Berstdruck einer Luftfeder ohne Außenführung analytisch abzuschätzen, dienen die in Abbildung 5 gezeigten Freikörperbilder.  $S$  bezeichnet die Fadenkraft und  $R$  den Radius des zylindrischen Bereiches der Luftfeder,  $p$  den Überdruck und  $N$  die Fadenanzahl. Da innere Fadenschicht und äußere Fadenschicht den Abstand  $\delta$  haben, wird über die obere und untere Anbindung der Luftfeder das Torsionsmoment

$$M \approx 2N\delta S \sin \alpha \tag{6}$$

geleitet. An der Hinterachse des Audi A6 übernimmt ein Elastomerlager unter anderem die Aufgabe, den Drehfreiheitsgrad freizugeben (Bild 2b). Die Fadenkraft ist aus der Kräftebilanz in Umfangsrichtung bekannt: Wird ein Streifen der axialen Länge

$$l = t / \tan \alpha \tag{7}$$

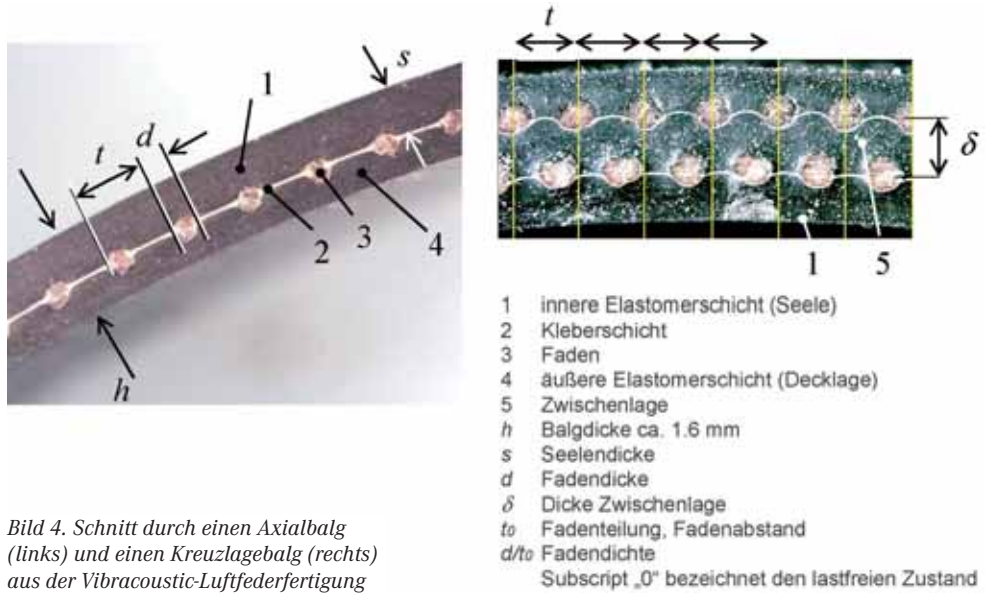


Bild 4. Schnitt durch einen Axialbalg (links) und einen Kreuzlagenbalg (rechts) aus der Vibracoustic-Luftfederfertigung

(Bild 5) betrachtet, so halten die Fadenkräfte  $4S \sin \alpha$  der Kraft durch den Luftdruck  $2Rpl$  das Gleichgewicht. Die Fadenkraft ist daher

$$S/p\pi R^2 = (N \sin \alpha \tan \alpha)^{-1}. \tag{8}$$

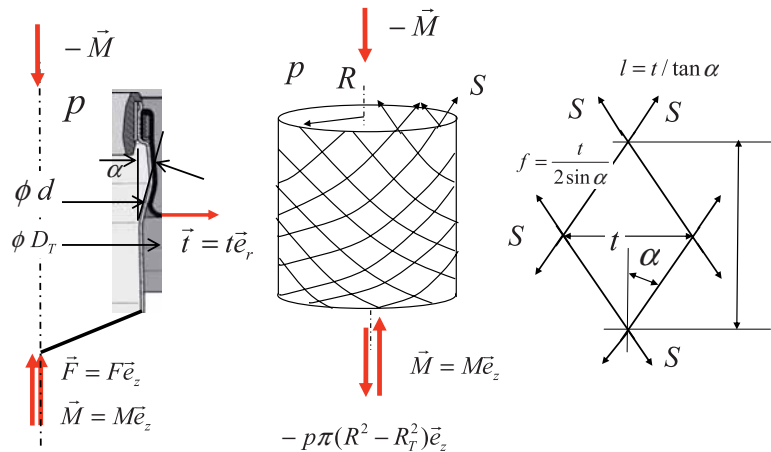


Bild 5. Freikörperbilder einer Luftfeder

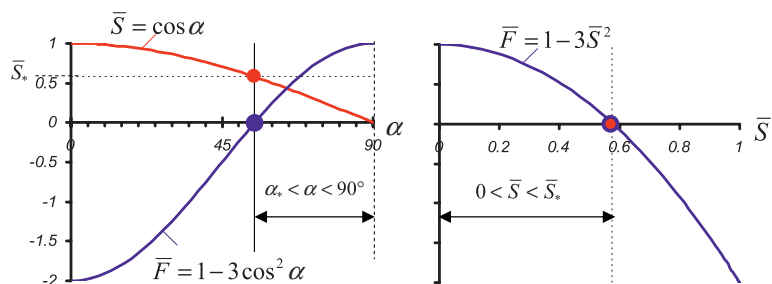


Bild 6. Zusammenhang zwischen Fadenkraft, Axialkraft und Fadenwinkel

Die Zugkraft auf den Balg

$$p\pi(R^2 - R_i^2) = p\pi R^2 - F \tag{9}$$

steht im Gleichgewicht mit den Fadenkräften

$$2NS \cos \alpha.$$



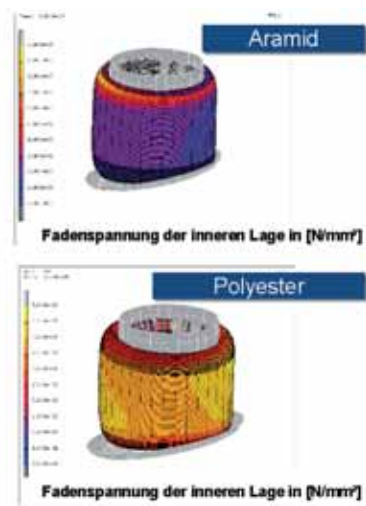
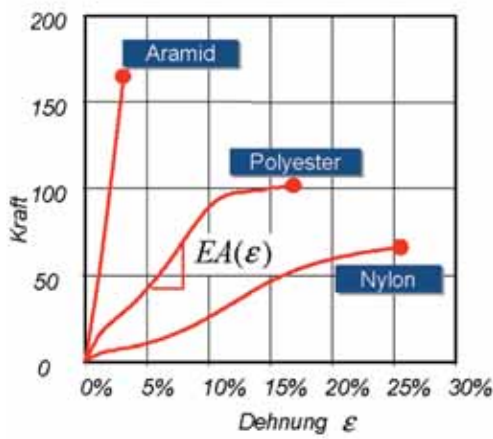


Bild 7. Kraftdehnungskurven für unterschiedliche Fadenmaterialien. Auswirkung auf die Verteilung der Fadenspannung in einer Fadenlage bei der Audi-A6-Luftfeder

Mit der bekannten Fadenkraft folgt  

$$F/p\pi R^2 = 1 - 2/\tan^2\alpha. \quad (10)$$

Für den angenommenen starren Faden gilt aus Geometriegründen (Bild 5)

$$R/R_0 = \sin\alpha/\sin\alpha_0. \quad (11)$$

Damit bietet es sich an, die Faden- und Federkraft auf den Fertigungszustand „0“ zu beziehen:

$$\bar{S} = \frac{NS}{p\pi R_0^2/\sin^2\alpha_0} = \cos\alpha, \quad (12)$$

$$\bar{F} = \frac{F}{p\pi R_0^2/\sin^2\alpha_0} = 1 - 3\bar{S}^2.$$

Dem Ergebnis kann entnommen werden, dass sich für die lastfreie Feder ( $\bar{F} = 0$ ) der Grenzwinkel

$$\alpha^* = \arctan\sqrt{2} = 54,74^\circ \quad (13)$$

einstellt. Dies bedeutet, dass für eine druckbelastete Feder der Fadenwinkel im zylindrischen Bereich Werte zwischen  $\alpha^*$  und  $90^\circ$  annimmt.

Dieses Verhalten wird in der graphischen Auftragung der normierten Axialkraft und Fadenkraft über dem Fadenwinkel deutlich (Bild 6). Für  $\alpha = \alpha^*$  nimmt die Fadenkraft den Wert

$$\bar{S}^* = 1/\sqrt{3} \quad (14)$$

100% Prozesskontrolle der Fadenabstände  $t$  bei der Vibracoustic

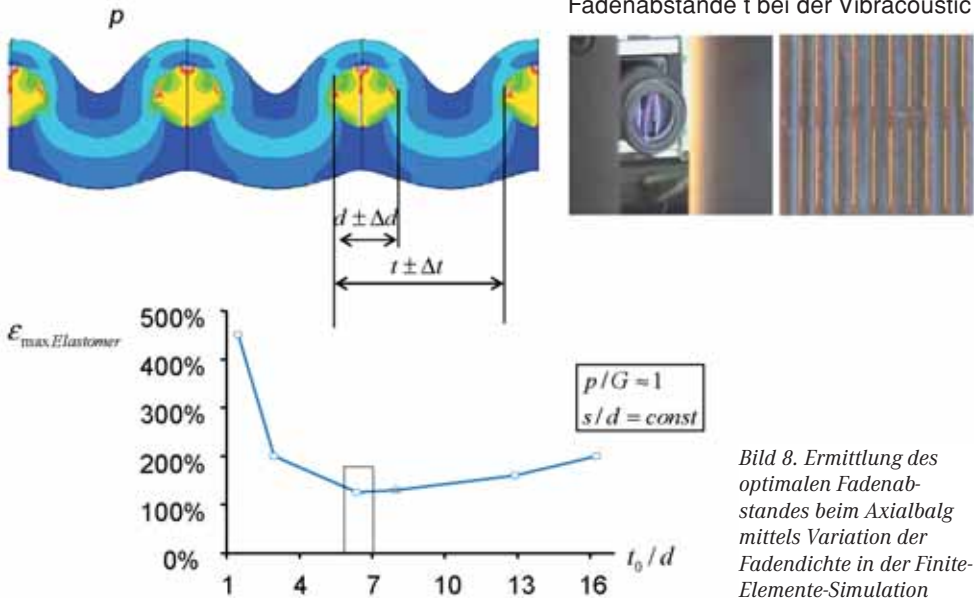


Bild 8. Ermittlung des optimalen Fadenabstandes beim Axialbalg mittels Variation der Fadendichte in der Finite-Elemente-Simulation

an. Die maximale Fadenkraft ist daher

$$S^* = p t D_0 / 4\sqrt{3} \sin^2\alpha_0. \quad (15)$$

Überschreitet deren Wert die Bruchlast  $S_m$ , so kommt es zum Bersten der Feder infolge Fadenbruchs. Der Berstdruck folgt daraus für eine Luftfeder ohne Außenführung zu

$$p_{\text{Berst}} = 4\sqrt{3} \sin^2\alpha_0 S_m / t D_0. \quad (16)$$

In der Regel ist der Fertigungsdurchmesser  $D_0 = 2R_0$  durch die bestehenden Fertigungsanlagen gegeben. Der Berstdruck infolge Fadenbruchs der Feder kann daher durch Teilung  $t$  und Fadenwinkel  $\alpha_0$  und die Bruchkraft beeinflusst werden. In Bild 7 ist die Zugkraft über der technischen Dehnung für je einen Aramid-, Polyester- und Nylonfaden dargestellt. Beim Aramidfaden ist die Bruchlast im Vergleich zum Nylonfaden knapp um den Faktor 3 größer. Im Unterschied dazu beträgt die Bruchdehnung nur 12% vom Wert des Nylonfadens.

Die Gleichungen oben legen nahe, dass eine Feder mit Aramidfäden deutlich robuster ist als eine Feder, die mit Polyester- oder Nylonfäden gefertigt ist. An dieser Stelle sei aber schon erwähnt, dass dies nicht immer der Fall ist. So zeigt die Finite-Elemente-(FE-)Berechnung der Audi-A6-Hinterachs-luftfeder unter Einfederung und lateraler Relativverschiebung der Beschlagteile zueinander für den Aramidfaden Fadenspannungen oberhalb der Bruchspannungen. Bei Verwendung eines Fadens mit geringerer Fadensteifigkeit  $EA$  (Modul  $E$ , Fadenquerschnittsfläche  $A$ ) verteilt sich die Last auf eine vergleichsweise größere Anzahl von Fäden mit der Konsequenz, dass die Last auf einen einzelnen Faden so stark reduziert ist, dass die kinematische Zwangsverformung der Luftfeder ertragen wird.

### Entwicklung und Arten der numerischen Luftfederberechnung

Der Erfolg der Luftfederung in europäischen Pkw nahm im Jahr 1998 mit der Einführung des Axialbalges durch die Vibracoustic seinen Anfang. Entwicklungsziel war, einen Balg mit möglichst kleiner Walkkraft zu entwickeln, um einen sehr guten Abrollkomfort darzustellen.

len. Optimal ist für diese Anforderung ein Fadenwinkel von null Grad (Axialbalg). Der bei diesem Balg in der Hauptachse festzulegende Parameter der Balgeometrie ist das Verhältnis von Fadenabstand zu Fadedurchmesser  $t_0/d$  (Kehrwert der Fadendichte, vgl. Bild 4 links). Darüber hinaus sind in der Entwicklung die zulässigen Toleranzen der Fadendichte für ein robustes Produkt festzulegen. Bild 8 oben links zeigt eine Finite-Elemente-Berechnung eines Balgabschnittes unter Aufdehnung  $(t - t_0)/t_0$  und Belastung mit dem Überdruck  $p$ . Die Querschnittsgestalt der Fäden ist kreisförmig angenommen. Im ebenen FE-Modell ist die zyklische Symmetrie bezüglich der Teilung  $t$  ausgenutzt. Das Bild 8 zeigt die größte Hauptnormaldehnung des Elastomers über dem Kehrwert der Fadendichte für unveränderten Druck und Seelendicke aufgetragen. Die Rechnung zeigt, dass für  $t_0/d \approx 6,5$  die Robustheit des Balges optimal ist. Für kleinere Fadenabstände steigt die Elastomerbelastung, da immer weniger dehnbare Elastomer zwischen den dehnteifen Fäden verbleibt. Für größere Fadenabstände nimmt die Stützlänge zur Kraftleitung der Druckbelastung zu, sodass das Elastomer zunehmend gedehnt wird.

Der Zusammenhang zwischen Dehnung und Spannung wird durch die in Bild 9 an einaxiale Messdaten angepassten Materialmodelle für das Matrixmaterial Chloroprenkautschuk wiedergegeben. Verwendet werden je nach Berechnungsziel das einfachere Neo-Hooke'sche Materialmodell oder das Freudenberg-Materialmodell. Beide Modelle sind (im Unterschied zum Mooney-Rivlin-Materialmodell) physikalische Modelle und bieten daher ausreichend Sicherheit, um z. B. auch Druckspannungen verlässlich vorherzusagen. Im Gegensatz zum Neo-Hooke'schen Modell ist das Freudenberg-Materialmodell in der Lage, den Wendepunkt, der durch Streckung der Vernetzungsstellen begründet ist, in der Spannungs-Dehnungskurve vorherzusagen. Für technische Dehnungen kleiner 10% und für vergleichende Berechnungen ist das Neo-Hooke'sche Materialmodell für die Materialbeschreibung ausreichend. Um aus der gezeigten Finite-Elemente-Berechnung auf die Lebensdauer des Luftfederbalges zu schließen, muss ein Haigh-Diagramm des Chloroprenkautschuks durch Messungen an einer Reihe von Probekörpern vorliegen.

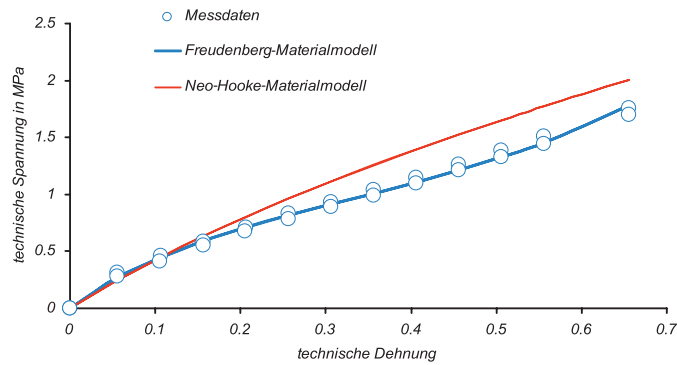


Bild 9. Spannungs-Dehnungskurve für das Matrix-Elastomer-Material. Anpassung der Messdaten mittels des Neo-Hooke'schen Materialmodells und des Freudenberg-Materialmodells

Bei diesem sind die Bruchlastwechsel über der durch mittlere Beanspruchung und Beanspruchungsamplitude (z. B. größte Hauptnormaldehnungen) aufgespannten Ebene dargestellt. In Bild 10 ist das Haigh-Diagramm bei Raumtemperatur für einen Naturkautschuktyp dargestellt. Erkennbar bricht die Lebensdauer deutlich ein, sobald die minimale Belastung nahe der vollständigen Entlastung liegt. In der Vibracoustic werden derzeit für unterschiedliche Elastormischungen Haigh-Diagramme durch ein umfangreiches Messprogramm ermittelt. Da ja im FE-Modell, wie beschrieben, lokal die Elastomerbeanspruchung vorliegt, bietet dies den Zugang zu einer Lebensdauervorhersage bei Luftfedern, wie sie im Fahrwerksbereich an Gummi-Metall-Bauteilen erfolgreich durchgeführt wird [2].

Wir bezeichnen die geometrische Detaillierung des Balgaufbaus in der Simulationsrechnung als *mikroskopisches Berechnungsmodell*. Dieses FE-Modell ist beim Axialbalg – wie gesehen – noch vergleichsweise einfach. Allerdings ist auch dort die Abbildung der Fadengeometrie und -eigenschaft i. A. ungenau, weshalb in der Regel nur vergleichende und keine absoluten Aussagen zulässig sind.

Bei einer Kreuzlagenluftfeder ist das mikroskopische Modell deutlich aufwendiger. Bild 11 rechts zeigt das von den Freudenberg Forschungsdiensten entwickelte Modell. Der Balg wird aus einer Reihe Einheitszellen gebildet. Jede Einheitszelle beinhaltet einen Fadenkreuzungspunkt.

Durch Ausnutzen der zyklischen Symmetrie bei einer axialsymmetrischen Luftfeder (und näherungsweise auch bei

$$= (\sigma_{\max} - \sigma_{\min}) / 2 \text{ in MPa}$$

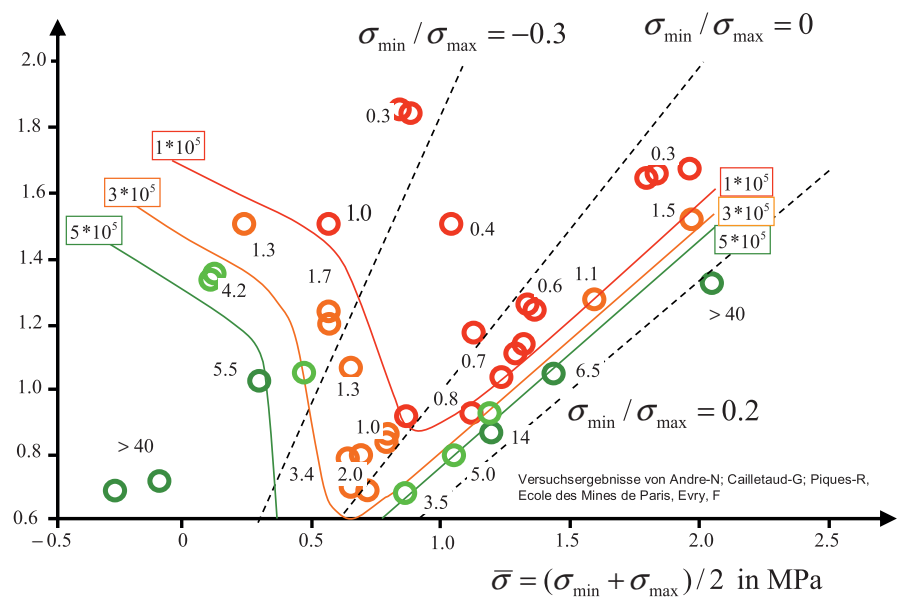


Bild 10. Haigh-Diagramm für Naturkautschuk

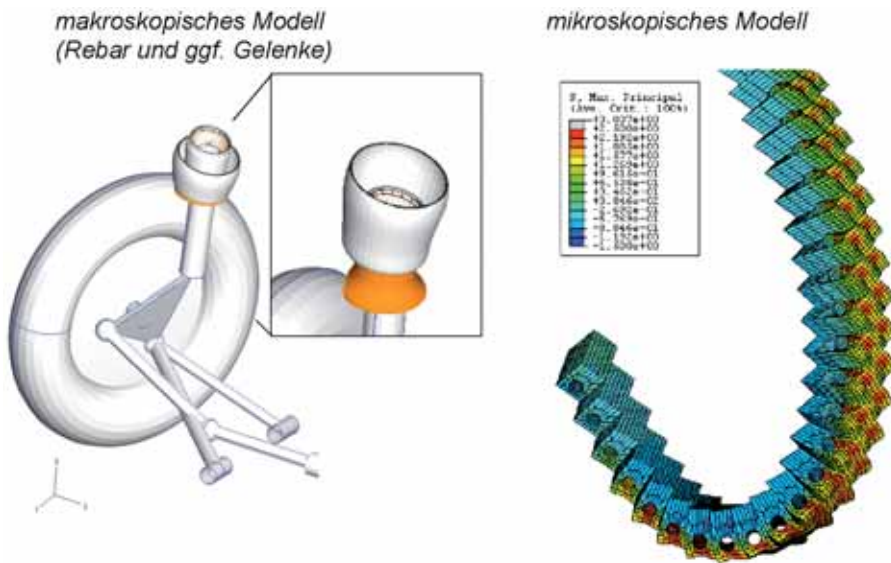


Bild 11. Makroskopisches Berechnungsmodell gegenüber dem mikroskopischen Modell

nicht vorliegender Axialsymmetrie) ist es möglich, mit noch vertretbarem Modellierungs- und Rechenaufwand die Elastomerbeanspruchung auch für eine Kreuzlagenluftfeder lokal an jedem Punkt zu berechnen. Das in Bild 11 rechts gezeigte FE-Modell besteht aus  $160 \cdot 10^3$  Elementen und  $300 \cdot 10^3$  Knoten, d.h., das zu lösende Gleichungssystem ist in jedem Iterationsschritt von beträchtlicher Größe. Hinzu kommt, dass die Berechnung des Elementkontaktes mit dem Abrollkolben bzw. mit der ggf. vorhandenen Außenführung iterativ und damit rechenzeitintensiv ist. Auf einem Linux-PC mit 3,4 GHz Taktzeit dauert die Berechnung eines Federvorganges 3 bis 7 Tage je nach Geometrie.

Interessieren die Fadenkräfte, so ist die detaillierte Modellierung des Balgaufbaues nicht notwendig. Mit sehr gutem Erfolg wird der orthotrope Verbund aus Elastomermatrix und Verstärkungsfäden durch ein verschmiertes Modell beschrieben (Bild 12). Dabei werden die Fäden einer Fadenschicht auf eine Verstärkungsschicht, die Rebar-Schicht (Rebar, engl. für Armierung), abgebildet. Erhalten bleibt die Steifigkeitseigenschaft  $EA(\epsilon)$  (Bild 7) sowie die Orientierung  $\alpha_0$  der Schicht. Verloren geht die lokale Gestalt der Elastomermatrix wie sie z.B. die Schnittbilder in Bild 4 zeigen.

Zwangsläufig kann das verschmierte Modell nicht dazu dienen, lokale Elasto-

merbeanspruchungen zu ermitteln. Wie die folgende Abschätzung zeigt, leistet das makroskopische Modell aber sehr gute Dienste bei der Berechnung wesentlicher Eigenschaften der Luftfeder: Die Dehnsteifigkeit des Fadens ist von der Größenordnung 1 kN (Bild 7). Der Schubmodul des Elastomers ist von der Größenordnung 1 bis 4 MPa. Damit ist der Elastizitätsmodul – um den Faktor 3 größer als der Schubmodul – in der Größenordnung 10 MPa (vgl. Bild 9). In der Teilung  $t$  ist die Elastomerfläche von der Größenordnung  $2 \text{ mm}^2$ .

Letztlich ist die Dehnsteifigkeit des Fadens daher um den Faktor 500 bis 1.000 größer als die der Elastomermatrix. Folglich sind für die Gestalt der Luftfeder, insbesondere für das Volumen, maßgeblich nur die Fäden verantwortlich. Mit der Festlegung der Gestalt ist auch die Steifigkeit, d.h. die Funktion der Luftfeder, festgelegt. Für das Elastomer verbleibt die Aufgabe, die Fäden geometrisch zueinander zu fixieren und die Luftdichtheit zu gewährleisten. Durch die geometrische Vereinfachung im Modell wird die notwendige Elementanzahl drastisch reduziert. Über die Balgdicke sind drei oder weniger Elementschichten ausreichend.

Da kommerzielle Anbieter von FE-Systemen in der kürzeren Vergangenheit Mehrkörperfunktionalitäten, insbesondere Gelenke, in die Berechnungsumgebung integriert haben, nutzt die Vibracoustic diese Funktionalität, um die genaue Kinematik der Achse oder eines Prüfstandes in der numerischen Bauteilbeurteilung nachzubilden (Bilder 13 und 14). Bild 14 links zeigt das FE-Modell einer Halbachse mit Luftfeder für zwei unterschiedliche Radpositionen. Durch die Berechnung der Achse und der Luftfeder in einem Modell kann die Funktion der Feder, wie der Querkraftausgleich, in der Achse zuverlässig beurteilt werden. Alternativen, wie z.B. die Abbildung der Luftfeder mittels Subroutinen (die z.B. Tabellen enthalten) in einem Mehrkörpersimulationsprogramm (MKS), sind dem beschriebenen Vorgehen eindeutig unterlegen und nach unserer Ansicht für quasistatische Berechnungen nicht mehr zeitgemäß. Zusammenfassend dient das makroskopische Modell (verschmierte Fadeneigenschaften als Rebar-Schicht)

- der Funktionsbeurteilung (Schnittkräfte, Steifigkeit),

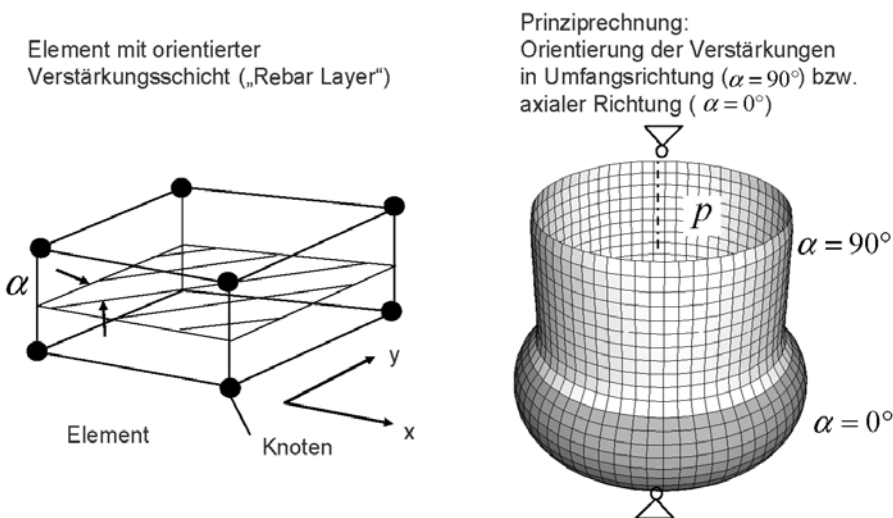


Bild 12. Rebar-Formulierung zur Berechnung der Luftfedergestalt, Bauraumuntersuchung, Fadenkräfte, Berstdruck



- zur Bauraumuntersuchung (Kollision mit Rad, Dämpfer, Chassis),
- zur Ermittlung der Fadenlast bei Relativbewegung,
- der Berstdruckbewertung.

Im folgenden Abschnitt werden drei unterschiedliche Schadensfälle gezeigt, die mittels FE-Berechnungen mit verschmiertem Fadenmodell erklärt werden.

**Drei Beispiele für das Zusammenspiel von Lebensdauerprüfung und numerischer Luftfederberechnung**

Bild 13 rechts zeigt ein bei der Entwicklung der Audi-A6-Hinterachsluftfeder aufgetretenes Schadensbild im Achsprüfstand. Der Luftfederbalg platzte nach kurzer Laufzeit auf einer Seite in der Rollfalte auf. In der Berechnung ist der Luftfederbalg unter Verwendung des verschmierten Fadenmodells abgebildet. Die Berechnung unter Berücksichtigung der Achskinematik zeigt, dass an der Versagensstelle die Bruchlast der Fäden überschritten wird und es zu einem Spontanausfall kommen muss. Wie oben diskutiert (Bild 7), hilft die Verwendung eines nachgiebigeren Fadens, die Luftfeder robuster gegenüber kinematischer Zwangsdeformationen zu gestalten.

Bild 14 links zeigt das FE-Modell einer McPherson-Luftfeder. In der rechten Darstellung ist die Abwicklung des Luftfederbalges dargestellt. Horizontal ist der Balgwinkel dargestellt. Ursprung ist die Fahrzeuginnenseite, d. h., 90° zeigt in Fahrtrichtung und 180° nach außen. Die vertikale Achse stellt den Abstand von der unteren Balgverklemmung dar. Auf der derart aufgespannten Balgfläche können bei der Vibracoustic alle Berechnungsergebnisse für jeden berechneten Federungszustand dargestellt werden. Auf der Balgfläche ist die aus der Lage der FE-Knoten berechnete Krümmung des Balges aufgetragen. An der gezeigten Stelle wird die Krümmung 1/mm überschritten. Bei der Prüfung auf dem Halbachsprüfstand kommt es lokal begrenzt zu der Bildung von Stauchfalten. Wie das Schadensbild zeigt, wachsen die Falten in die Tiefe, bis der Faden freigelegt ist. In der Folge kommt es zu einer Leckage. Cerda und Mahadevan [3] beschreiben allgemein die Bildung von Falten, insbesondere deren Wellenlänge.

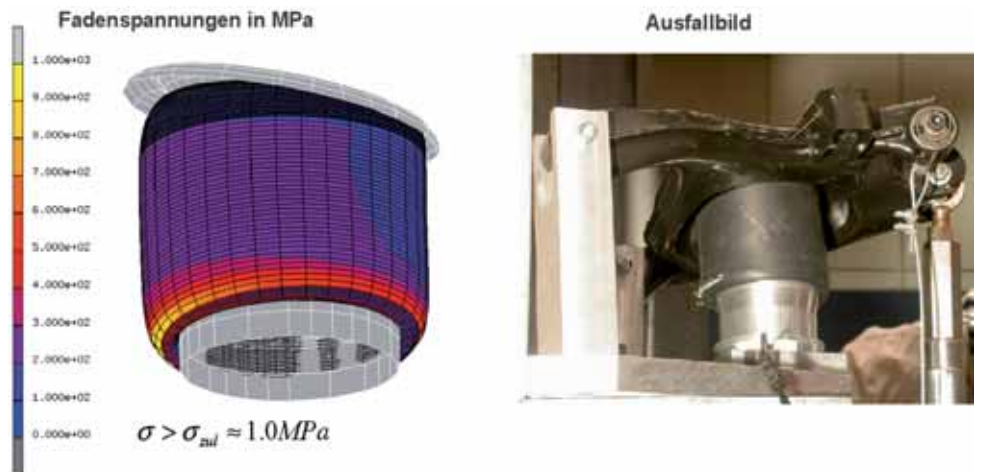


Bild 13. Rechnerische Voraussage eines Gewaltfadenbruches infolge Lateralverschiebung mittels der Rebarformulierung

Im dritten und letzten Beispiel wird die Bildung von „Krampfadern“ auf der Balgoberfläche anhand der FE-Berechnung erklärt. Bild 15 zeigt die Abwicklung des Balges einer McPherson-Luftfeder. Bei der Lebensdauerprüfung auf einem Halbachsprüfstand kommt es bei diesem Zwischenstand zu einem Ausfall der Luftfeder, bei dem im ersten Schadensstadium der Faden an Volumen zunimmt und als „Krampfader“ auf der Balgoberfläche sichtbar wird. Die Berechnung und Darstellung der Fadenkräfte (Bild 15) zeigt an der Schadensstelle eine vollständige Entlastung der Fäden der geschädigten Fadenlage. Durch die Entlastung ist der Faden querschnittlich aufgeprägt. Ein aufgeprägtes Dehnfeld in

Querrichtung führt zu einem irreversiblen Querdehnen des Fadens. Dadurch wird der Faden in Längsrichtung geschwächt, was zum Ausfall der Luftfeder führt. Mithilfe der Simulation war es in allen drei beschriebenen Fällen möglich, schnell Abhilfemaßnahmen für die Schädigung der Luftfeder zu finden.

**Das Wichtigste in Kürze**

In diesem Artikel wurde der aktuelle Stand der quasistatischen Berechnungsmethoden bei Luftfedersystemen aufgezeigt. Die dynamische Berechnung wurde von Pelz und Buttenbender [1] dargelegt. Dabei wird zwischen mikro-

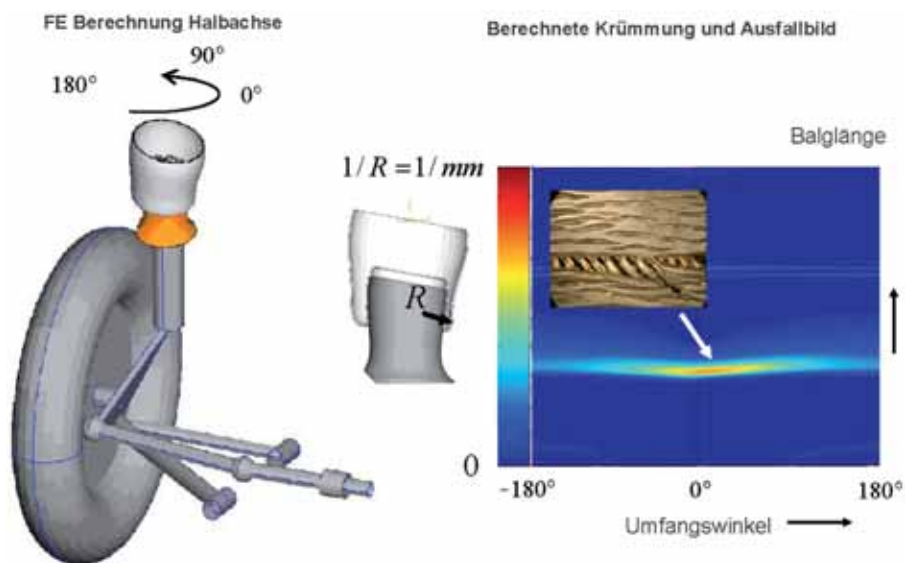


Bild 14. Rechnerische Voraussage eines Gewaltfadenbruches infolge Lateralverschiebung mittels der Rebarformulierung

skopischer und makroskopischer Modellierung unterschieden. Je nach Untersuchungsgegenstand ist die eine oder die andere Methode zu verwenden. Anhand der Beispiele wurde deutlich, dass die Berechnung zum einen eingesetzt wird, um Ausfallbilder bei Lebensdauerprüfungen auf einem Achsprüfstand zu verstehen, zum anderen wird sie verwendet, um bereits früh im Entwicklungsprozess Funktion und Robustheit der Bauteile zu gewährleisten.

Dem Entwickler bietet die zugegebenermaßen schwierige Simulation von Luftfedern einen Blick in das Bauteil „Luftfeder“. Dabei müssen die Erwartungen an die Berechnung realistisch bleiben. Notwendig hierfür ist eine gute interne und externe Kommunikation. Es war unter anderem Ziel aufzuzeigen, dass die Entwicklung der numerischen Festigkeitsauslegung von Luftfedersystemen ohne Prüfstandsversuche nicht denkbar ist. Es muss jedoch Ziel sein, die zeit- und kostenintensiven Prüfstandsversuche durch intelligente Entwicklung so gering wie möglich zu halten.

**Danksagung**

Viele der gezeigten numerischen Berechnungen gehen auf unsere Kollegen Christian Reisinger, Martin Puchinger (Freudenberg Forschungsdienste) und Michael Metzger (Vibracoustic) zurück. Ohne sie hätte die Luftfederberechnung heute nicht die notwendige Bedeutung für die Entwicklung des Produktes Luftfeder.

**Literatur**

- 1 P. Pelz, J. Buttenbender: The dynamic stiffness of an air spring, International Conference on Noise & Vibration Engineering - ISMA (2004), Leuven, Belgium
- 2 T. Brüger: Präzise Methoden zur Lebensdauer vorhersage von Gummifedern im Fahrwerk, MIC Fachtagung Federn und Dämpfungssysteme im Fahrwerk, München (2006)
- 3 E. Cerda, L. Mahadevan: Geometry and physics of wrinkling, Phys. Rev. Lett. 90, 074302

**Die Autoren dieses Beitrags**

Prof. Dr.-Ing. Peter Pelz studierte Allgemeinen Maschinenbau an der TH Darmstadt. Anschließend arbeitete er als Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fachgebiet Technische Strömungslehre sowie Strömungslehre und Aerodynamik der TU Darmstadt. 2000 promovierte er zum Dr.-Ing. an der TU Darmstadt. Bis 2003 war er

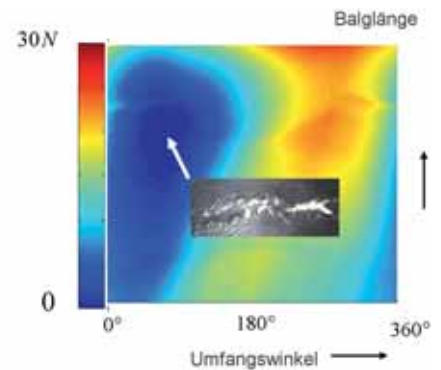


Bild 15. Rechnerische Vorhersage von lokaler Fadenentlastung mittels gemittelter Behandlung des Fadens

Gruppensprecher Strömungsmechanik bei den Freudenberg Forschungsdiensten KG, Weinheim. Danach übernahm er die Leitung der Vorentwicklung Federbein und Fahrwerk der Vibracoustic GmbH & Co. KG, Hamburg. Seit 2006 ist er Professor an der TU Darmstadt und leitet dort das Fachgebiet Fluidsystemtechnik.

Dipl.-Math. Thorsten Brüger studierte Mathematik und Informatik an der Universität Hamburg. Nach seinem Diplom 1994 arbeitete er in der Zentralabteilung Technische Datenverarbeitung (Modellbildung und Simulation) bei der Phoenix AG. 1999 wurde er zum Leiter Team Simulation der Phoenix AG bestellt und übernahm anschließend die Position des Technischen Leiters bei der Intech Thüringen GmbH (Innovationszentrum der Phoenix AG).

2004 wechselte er zur Vibracoustic GmbH & Co. KG und wurde dort Leiter der FEM/Lebensdauer. Seit 2007 ist er noch für das Prüfwesen verantwortlich.

Dr.-Ing. Jürgen Merk studierte Luft- und Raumfahrttechnik an der Universität Stuttgart. Nach seinem Studium war er Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Statik und Dynamik der Luft- und Raumfahrtkonstruktionen der Universität Stuttgart. 1996 promovierte er zum Dr.-Ing. an der Universität Stuttgart. Anschließend trat er in die AUDI AG, Ingolstadt, ein und arbeitete zuerst als Entwicklungsingenieur auf dem Gebiet CAE für Gesamtfahrzeugdynamik und -akustik. Seit 2000 ist er Versuchsingenieur im Bereich Betriebsfestigkeit.

**Abstract**

**Design of robust Air Springs by means of Simulation Methods.** Due to the significant functional and comfort advantages of air springs and air dampers compared to coil springs they are used more and more for suspension systems. The complexity of the system together with the non trivial material behaviour requires laborious tools to analyse and predict the lifetime of the air spring. It is shown, that numerical development methods are one way to cope with shortened development cycle times and increasing demands on the air suspension system. In the following article the air spring system is described in its components with an emphasis on those qualities which are most important for the life time of the suspension system. The chronological development of simulation methods is shown up to the present stage. Along typical failure reasons the use of different methods is shown. Deficiencies in the current methods are discussed.

You will find the article and additional material by entering the document number MP100827 on our website at [www.materialstesting.de](http://www.materialstesting.de)