

**TÜV Thüringen
Fahrzeug GmbH & Co. KG**

Service-Center Erfurt
Melchendorfer Str. 64
99096 Erfurt
Telefon 0361 4283-0
Telefax 0361 4283-242

Geschäftsführung:
Volker Höhnisch (Sprecher)
Martin Meyer
AG Jena, HRA 500265
Aufsichtsratsvorsitzender:
Volker Drube

E-Mail: info@tuev-thueringen.de
Internet: www.tuev-thueringen.de

Schaden- und
Wertgutachten

Aufgabenstellung für die Diplomarbeit für Herrn cand. Ing. Manuel Kleinke

Thema: Einfluss der Bereifung auf die Schwingungsdämpferprüfung unter Berücksichtigung moderner Reifenbauarten

Im Rahmen eines Projektes zur Schwingungsdämpferprüfung an Personenkraftwagen verifiziert und entwickelt die TÜV Thüringen Fahrzeug GmbH & Co. KG in Zusammenarbeit mit dem Fachgebiet Kraftfahrzeugtechnik der TU Ilmenau ein geeignetes Messverfahren.

Nach ersten Referenzmessungen verschiedener Schwingungsdämpfer und Reifen sollen Verbundsysteme getestet werden. Das Hauptaugenmerk dieser Aufgabenstellung liegt auf der Bestimmung und Beurteilung des Einflusses der Reifen bei einem Verbundsystem. Hierzu gehören Konzeption und Aufbau von Messsystemen. In zweiter Distanz soll darauf hingearbeitet werden, mit Hilfe der Referenzmessungen Prüfprinzipien zur Detektierung von defekten Stoßdämpfern im eingebauten Zustand zu untersuchen.

Folgende Aufgaben sind im Rahmen dieser Arbeit zu lösen:

- Einarbeitung in Schwingungsdämpfer- und Reifensteifigkeitsmessung
- Recherche über vorhandene Messverfahren und Prüfsysteme
- Definition von Messaufgaben
- Versuchsaufbau mit Konstruktion von Bauteilen/Befestigungen
- Organisation und Bestimmung von Prüflingen
- Durchführung geeigneter Referenzmessungen von Schwingungsdämpfern, Reifen und Verbundsystemen
- Bewertung und Beurteilung von Reifeneinflussgrößen
- Vorbereitung zur Adaption und Messung an vorhandenem Fahrwerktester

Die Aufgabe kann gegebenenfalls im Rahmen dieses Projektes in einer folgenden Arbeit weitergeführt werden. Laufender Informationsaustausch mit den Betreuern ist erforderlich.

Betreuer:	TÜV Thüringen:	Dipl.-Ing. (FH) Achmed Leser
	TU Ilmenau:	Dipl.-Phys. Karl-Heinz Müseler
Verantwortlicher Hochschullehrer:		Univ.-Prof. Dr.-Ing. Klaus Augsburg

i.A. A. Leser

i.A. T. Hesse

Diplomarbeit

„Einfluss der Bereifung auf die Schwingungsdämpferprüfung unter Berücksichtigung moderner Reifenbauarten“

Student:	Manuel Kleinke
Unternehmen:	TÜV Thüringen Fahrzeug GmbH und Co KG
Betreuer Unternehmen:	Dipl.-Ing. (FH) Achmed Leser
Universität:	Technische Universität Ilmenau
Betreuer Universität:	Dipl.-Phys. Karl-Heinz Müseler
Verantw. Hochschullehrer:	Univ.-Prof. Dr.-Ing. Klaus Augsburg
Projektbeginn:	02.01.2007
Abgabetermin:	02.07.2007

Vorwort:

Ich möchte mich für die Betreuung meiner Diplomarbeit bei der TÜV Thüringen Fahrzeug GmbH und Co. KG und spezielle bei Herrn Dipl.-Ing. (FH) A. Leser bedanken.

Ebenso danke ich dem Fachgebiet Kraftfahrzeugtechnik der Technischen Universität Ilmenau. Ohne die Zusammenarbeit mit dem Fachgebiet und die Hilfe von Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. K. Augsburg und Herrn Dipl.-Phys. Karl-Heinz Müseler hätte ich diese Arbeit nicht fertig stellen können. Weiterhin soll auch den Mitarbeitern der Werkstatt im Fachgebiet für die gute, zuverlässige und zügige Arbeit gedankt sein.

Erklärung:

Ich versichere hiermit, dass die Anfertigung dieser Diplomarbeit auf einer selbständigen Arbeit beruht und dass alle verwendeten Hilfsmittel und Quellen vollständig angegeben wurden.

Diese Arbeit hat nach meinem Wissen in gleicher oder ähnlicher Form noch keiner Prüfungskommission vorgelegen.

Inhaltsverzeichnis:

BILDERVERZEICHNIS:	IV
TABELLENVERZEICHNIS:	VI
ABKÜRZUNGSVERZEICHNIS:	VII
FORMELVERZEICHNIS UND INDIZES:	VIII
1 EINLEITUNG	- 1 -
2 GRUNDLAGEN	- 2 -
2.1 Grundlegende Erkenntnisse.....	- 2 -
2.2 Erkenntnisse aufgrund aktueller Studien.....	- 3 -
2.3 Gesetzliche Grundlagen	- 5 -
2.4 Physikalische Grundlagen	- 7 -
2.5 Technische Grundlagen.....	- 12 -
2.5.1 Schwingungsdämpfer	- 12 -
2.5.2 Reifen	- 15 -
2.5.2.1 Rad-Reifensystem.....	- 17 -
2.5.2.2 Verstärkte Seitenwände	- 18 -
2.5.2.3 Stützringeinlagen	- 18 -
3 PRÜFUNG VON SCHWINGUNGSDÄMPFERN	- 19 -
3.1 Prüfung im ausgebauten Zustand	- 19 -
3.2 Prüfung der Dämpfer im eingebauten Zustand	- 22 -
3.2.1 Prüfung durch eine Probefahrt.....	- 22 -
3.2.2 Wippmethode.....	- 23 -
3.2.3 Fallmethode	- 24 -
3.2.4 Erregermethode (EUSAMA-Verfahren)	- 26 -

3.2.5	Resonanzmethode (Boge-Verfahren).....	- 29 -
3.2.6	Parametermethode	- 33 -
4	ZUVERLÄSSIGKEIT DER PRÜFMETHODEN	- 34 -
5	MOTIVATION UND ZIELSETZUNG	- 38 -
6	SELEKTIERUNG VON TESTOBJEKTEN	- 40 -
6.1	Auswahl von Fahrwerk / Schwingungsdämpfer	- 40 -
6.2	Reifenauswahl	- 41 -
7	VERSUCHSPLANUNG.....	- 44 -
7.1	Reifensteifigkeitsmessung.....	- 44 -
7.2	Dynamische Messung	- 45 -
8	VERSUCHAUFBAUTEN.....	- 47 -
8.1	Reifenprüfstand	- 47 -
8.2	Hydropulser.....	- 48 -
9	QUASISTATISCHE REIFENMESSUNG.....	- 50 -
9.1	Analyse.....	- 51 -
9.2	Unterschiede verschiedener Reifen.....	- 52 -
9.3	Variation der Luftdrücke.....	- 55 -
9.4	Variation Sturz	- 56 -
9.5	Fazit der Reifenmessung	- 57 -
10	DYNAMISCHE MESSUNGEN.....	- 59 -
10.1	Luftdruck.....	- 60 -
10.2	Variation der Reifen	- 61 -

10.3	Erregerfrequenz und -amplitude.....	- 63 -
10.4	Abhängigkeit der Bereifung.....	- 64 -
10.5	Ergebnisse	- 67 -
11	ZUSAMMENFASSUNG.....	- 68 -
12	ABSCHLIEßENDE BETRACHTUNG UND AUSBLICK.....	- 70 -
13	LITERATURVERZEICHNIS	- 72 -
14	ANHANG.....	- 75 -
	Anhang 1	- 75 -
	Anhang 2	- 79 -
	Anhang 3	- 80 -
	Anhang 4	- 81 -
	Anhang 5	- 82 -
	Anhang 6	- 83 -

Bilderverzeichnis:

Abb. 1: Studie der RWTH Aachen:	- 3 -
Abb. 2: Federkennlinie bei zügiger Belastung	- 8 -
Abb. 3: Vergleich Federungs- und Dämpfungskennlinie.....	- 9 -
Abb. 4: Lineare Dämpfungskennlinien	- 9 -
Abb. 5: Ableitung einer Dämpfungskennlinie aus dem Kraft-Weg-Diagramm	- 10 -
Abb. 6: Dämpfungskennlinien	- 10 -
Abb. 7: Einmassensystem (Feder-Masse-Schwinger).....	- 12 -
Abb. 8: Kraft-Geschwindigkeitsdiagramm eines Personenwagenstoßdämpfers	- 14 -
Abb. 9: Viertelfahrzeugmodell.....	- 14 -
Abb. 10: Aktuelle Notlaufsysteme und ihre Anwender	- 17 -
Abb. 11: PAX-System.....	- 17 -
Abb. 12: CWS-System	- 17 -
Abb. 13: SSR-System.....	- 18 -
Abb. 14: CSR-System	- 18 -
Abb. 15: Mechanischer Aufbau einer Stoßdämpferprüfmaschine	- 20 -
Abb. 16: Kraft-Weg-Diagramme eines Stoßdämpfers	- 21 -
Abb. 17: Kraft - Weg - Diagramme zweier defekter Stoßdämpfer	- 21 -
Abb. 18: Wippmethode	- 23 -
Abb. 19: Prinzip Fallmethode	- 24 -
Abb. 20: Schematische Darstellung des Prüfvorganges nach dem Fallprinzip.....	- 25 -
Abb. 21: Prinzipskizze EUSAMA-Messverfahren	- 27 -
Abb. 22: Schematischer Aufbau des Boge-Shocktesters	- 30 -
Abb. 23: Physikalisches Feder-Masse-Ersatzsystem für das Boge-Verfahren	- 31 -
Abb. 24: Kraft-Hub-Diagramm eines Stoßdämpfers mit 100%iger Leistung	- 32 -
Abb. 25: Kraft-Hub-Diagramm eines 50% leistungsgeminderten Stoßdämpfers.....	- 32 -

Abb. 26: Resonanzscheibe mit 100%igem (oben) und 50% leistungsgemindertem Stoßdämpfer (unten).....	- 32 -
Abb. 27: Darstellung der Abhängigkeit der EUSAMA-Werte von der Beladung /8/.....	- 36 -
Abb. 28: Min. Differenz der Messgröße aus 14 Vergleichen zw. einem 50%- und einem 20%-Dämpfer	- 37 -
Abb. 29: Min. Differenz der Messgröße aus 20 Vergleichen zw. einem 100%- und einem 50%-Dämpfer	- 37 -
Abb. 30: Min. Differenz der Messgröße aus 20 Vergleichen zw. einem 100%- und einem 20%-Dämpfer	- 37 -
Abb. 31: Mittlere Differenz der Messgröße zw. den einzelnen Dämpfereinstellungen.....	- 37 -
Abb. 32: Messaufbauten: a) mit Reifen b) starre Radattrappe c) nur Federbein	- 46 -
Abb. 33: Reifenprüfstand (Seitenansicht)	- 47 -
Abb. 34: Reifenprüfstand (Frontansicht)	- 47 -
Abb. 35: Konstruktive Zusammenhänge und Umrechnungen am Reifenprüfstand	- 48 -
Abb. 36: Hydropulser mit Versuchsaufbau.....	- 49 -
Abb. 37: Kraft-Weg-Diagramm; links: komplett; rechts: getrennt mit Trendlinie	- 51 -
Abb. 38: Kraft-Weg-Diagramme: Vergleich unterschiedlicher Reifen	- 53 -
Abb. 39: Vergleich Reifen R1 (H/B = 70%) (blau) und R2 (H/B = 80%) (rot).....	- 54 -
Abb. 40: Kraft-Weg-Diagramme: Vergleich unterschiedlicher Drücke bei gleichem Sturz ($\gamma = 0^\circ$).....	- 55 -
Abb. 41: Graphik der Energiewerte R1 mit $\gamma = 0^\circ$	- 56 -
Abb. 42: Kraft-Weg-Diagramme: Vergleich Sturzwerte bei unterschiedlichen Drücken ...	- 57 -
Abb. 43: Kraft-Weg-Diagramme des Schwingungssystems mit verschiedenen Reifen.....	- 62 -
Abb. 44: Vergleich der aufzunehmenden Dämpferenergie unter verschiedenen Messparametern	- 64 -
Abb. 45: Vergleich Energiewerte.....	- 66 -
Abb. 46: Gegenüberstellung EUSAMA-Werte.....	- 66 -

Tabellenverzeichnis:

Tab. 1: Reifenliste zur Untersuchung der Reifensteifigkeit.....	- 43 -
Tab. 2: untersuchte Prüfbedingungen.....	- 45 -
Tab. 3: Versuchsmatrix für einen Reifen	- 50 -
Tab. 4: Versuchsmatrix Reifendämpfung	- 50 -
Tab. 5:Näherungsweise ermittelter Anstieg der Kraft-Weg-Kennlinien (Reifen R1-R4) ..	- 52 -
Tab. 6: Anstieg numerisch	- 54 -
Tab. 7: mittlere Anstiegswinkel der Reifen in Abhängigkeit vom Fülldruck.....	- 55 -
Tab. 8: Energiewerte R1.....	- 56 -
Tab. 9: Versuchsmatrix Hydropulser	- 59 -
Tab. 10: Vergleich der Energie in Abhängigkeit vom Luftdruck	- 61 -
Tab. 11: Energie- und EUSAMA-Werte.....	- 65 -

1 Einleitung

Schwingungsdämpfer zählen zu den wichtigen aktiven Sicherheitskomponenten im Fahrzeug.

Aktuelle Studien haben bewiesen, dass defekte Dämpfer in bestimmten Fahrsituationen zur Erhöhung der dynamischen Radlastschwankungen und damit zu Achsbewegungen führen, die das Bremsvermögen und das Kurvenverhalten negativ beeinflussen.

Außerdem wurde nachgewiesen, dass die Defektrate von Schwingungsdämpfern der auf deutschen Strassen fahrenden Fahrzeuge erschreckend hoch ist. Um diese Zahlen zu senken arbeiten nun unabhängige Institute und Überwachungsvereine an einer Verbesserung der Überprüfbarkeit. Ziel soll sein, die Schwingungsdämpferprüfung im Rahmen der nach §29 StVZO vorgeschriebenen Hauptuntersuchung (HU) zu überprüfen.

Aufgrund des technischen und zeitlichen Potentials der Überwachungsvereine, die solche Hauptuntersuchungen durchführen, sowie der finanziellen Möglichkeiten der Fahrzeugbesitzer, sind diese Untersuchungen nur im eingebauten Zustand sinnvoll. Hierzu gibt es eine Reihe von Messmethoden, die alle samt das gleiche Problem aufweisen. Im eingebauten Zustand sind stets Einflüsse, von Reifen, Lagern, Fahrwerkaufhängung und Verbindungselementen zu berücksichtigen. Diese Verfahren sind teilweise schon so weit entwickelt, dass die Einflüsse minimiert werden. Aktuelle Prüfungen haben jedoch bewiesen, dass die Genauigkeiten bei keinem dieser Verfahren ausreichend sind, um eine dieser Prüfmethode für die HU gesetzlich vorzuschreiben.

Aus diesem Grund soll im Rahmen dieser Arbeit ein kleiner Teil der Einflüsse – nämlich die der Reifen – untersucht werden.

Aufgrund der Variablen, die ein Reifen haben kann, sind diese Untersuchungen sehr komplex. Ziel wird dabei sein, einen Vergleich der Reifendämpfung zum Gesamtsystem (Rad/Achse/Federbein) zu treffen. Hierzu soll in erster Linie die Reifeneigenschaften verschiedener Probanden gemessen werden. In weiteren Schritten sollen Schwingungsdämpfer einzeln und im Gesamtsystem mit Radaufhängung und Reifen vermessen werden.

2 Grundlagen

2.1 Grundlegende Erkenntnisse

Das Fahrwerk dient dem Komfort aber vor allem auch der Sicherheit der Fahrzeuginsassen.

Beim Überfahren von Fahrbahnebenheiten deformiert sich der Reifen und die Radaufhängung „verschiebt“ sich. Dabei werden die gefederte Masse des Fahrzeugaufbaus und die ungefederte Masse von Rädern und Achsen zu Schwingungen angeregt.

Da die Reifen nur einen geringen Teil der von der Störung verursachten Energie aufnehmen, werden bei einem ungefederten Fahrzeug alle Stöße, die aus den Unebenheiten der Straßen resultieren, auf die Fahrzeuginsassen übertragen. Der restliche Energieanteil wird größtenteils von der Feder aufgenommen, die die Energie dann als gedämpfte Oszillation abgibt.

Ist ein Fahrwerk ausschließlich durch eine Federung von der Karosserie getrennt, bleibt der Fahrzeugaufbau im Wesentlichen in Ruhe. In diesem Fall federt das Fahrwerk gegen die Karosserie, wobei die Räder schwingen. Dabei hätten die Räder bei ihrer Ein- und Ausfederung jeweils nur einmal Kontakt mit der Fahrbahn. Der für den Antrieb und die Fahrsicherheit nötige Fahrbahnkontakt ist dann in hohem Maße eingeschränkt.

Eine Lösung hierfür sind Schwingungsdämpfer, die ein schnelles Abklingen der Federschwingungen bewirken, indem sie einen Teil der Energie, die von der Feder aufgenommen wird, in Wärme umwandeln. Sie bremsen die schwingende Radbewegung somit nach beiden Richtungen ab. Dazu entwickeln sie Dämpfungskräfte, die den Federkräften entgegen wirken. Diese Gegenkräfte sind dann am größten, wenn sich das Rad am schnellsten bewegt. Das heißt genau beim Durchgang des Rades durch seine ursprüngliche Ruhelage. An den beiden Punkten, wo das Rad seine Schwingbewegung umkehrt, sind die Dämpfungskräfte gleich Null

2.2 Erkenntnisse aufgrund aktueller Studien

Eine Untersuchung des Instituts für Verkehr und Umwelt (IVU) ergab, dass Stoßdämpfer mit einer Laufleistung von etwa 100.000km schon deutlich an Dämpferleistung verlieren. Das dürften in Deutschland derzeit etwa fünf bis sechs Millionen Pkw sein, was einer Defektrate von ca. 14% entspricht.

Diese Defektrate wächst mit dem Fahrzeualter stark an. Laut IVU ist bei jedem zehnten Fahrzeug, das älter als fünf Jahre ist, die Dämpferleistung schon beträchtlich gemindert. Bei Fahrzeugen, die älter als acht Jahre sind, liegt die Defektrate zum Teil bei 15 Prozent.

Da sich der Verschleißprozess über lange Zeit verteilt, schleichend einstellt, wird er vom Fahrer nur selten bemerkt. Um diese Defektraten zu reduzieren und die Verkehrssicherheit zu erhöhen, fordert die IVU, dass eine objektive Überprüfung der Schwingungsdämpfer in die Hauptuntersuchung (HU) nach §29 StVZO integriert wird. Derzeit besteht die Prüfung lediglich einer Sichtkontrolle, bei der starker Ölverlust des Dämpfers und die äußerliche Unversehrtheit beurteilt wird.

Studien des Instituts für Kraftfahrwesen der RWTH Aachen (ika) zeigen, dass sich bei Fahrzeugen mit mangelhaften Schwingungsdämpfern und ohne ABS der Bremsweg gegenüber einem Pkw mit intakten Dämpfern bei Tempo 80km/h um mehr als 1,5 Meter verlängert. Das sind 4,3% mehr. Bei Fahrzeugen mit ABS sind es sogar über fünf Meter, also 14,1% mehr.

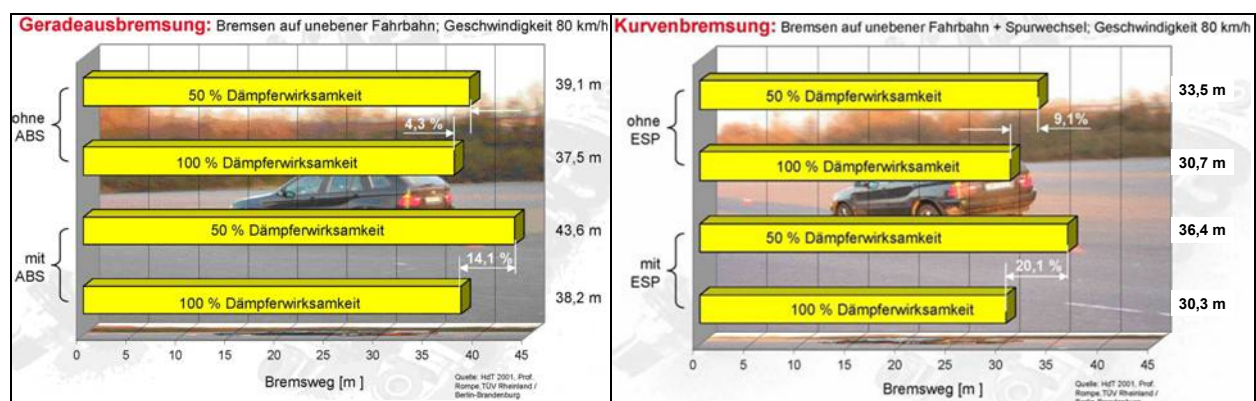


Abb. 1: Studie der RWTH Aachen: links vergleich mit/ohne ABS; rechts: Vergleich mit/ohne ESP /1/

Wie im rechten Teil der Abbildung 1 zu sehen ist, wird auch bei Fahrzeugen mit elektronischen Stabilitätsprogrammen die Fahrsicherheit erheblich beeinflusst, wenn deren Schwingungsdämpfer eine reduzierte Wirksamkeit aufweisen. Bei Fahrzeugen ohne ESP verlängert sich der Bremsweg um etwa drei Meter (+9,1%) und bei Pkw mit ESP um etwa sechs Meter (20,1%).

Um die Aufnahme einer Überprüfung der Schwingungsdämpfer in die HU gesetzlich vorzuschreiben, bedarf es jedoch geeigneter Kriterien:

a) Geeignete Meßmethode

Ziel dieser Meßmethode sollte sein, das die Schwingungsdämpfer schnell, zuverlässig, in technischer Hinsicht leicht und in einem hohen Maße an Genauigkeit überprüft werden können. Das bedeutet, dass die Dämpfer im eingebauten Zustand überprüft werden müssen, um die Arbeitszeit der Sachverständigen und damit die Kosten der Autobesitzer in einem vertretbaren Rahmen zu halten. Des Weiteren ist eine exakte Aussagekraft über die Funktionsweise der Schwingungsdämpfer notwendig.

b) Objektive Prüfung von Schwingungsdämpfern

Eine objektive Prüfung des Schwingungsdämpfers ist derzeit nur in ausgebautem Zustand möglich, aber für den Fall einer gesetzlich vorgeschriebenen Untersuchung notwendig. Objektive Verfahren zur Prüfung in eingebautem Zustand betreffen stets die gesamte Achse. Durch Komplexität der Fahrwerke und den damit verbundenen vielfältigen Einflüssen auf das Messergebnis ist die Aussagekraft dieser Prüfung begrenzt. Auch verhindern die unterschiedlichen Fahrwerkskonzepte eine allgemeingültige Bewertung der Messergebnisse.

c) Tauglichkeit der Prüfstände

Wie später noch dargestellt wird, scheinen die zur Zeit einsetzbaren Prüfstände, sowohl mit starrer als auch mit elastischer Fußpunktanregung, mit einer Kraft- und Wegmessung, nicht geeignet zu sein, um eine Bauteilbeurteilung in ausreichender Genauigkeit für eine gesetzliche Maßnahme zu liefern.

d) Bestimmung der Grenzwerte

Die Festlegung von Grenzwerten für den allgemeinen Fall erscheint aufgrund der unterschiedlichen Fahrwerkskonzeptionen kritisch.

2.3 Gesetzliche Grundlagen

Wie bereits erläutert arbeiten unabhängige Institute und Überwachungsvereine daran eine Schwingungsdämpferprüfung im Rahmen der Hauptuntersuchung nach §29 StVZO durchzuführen.

Hierzu muss zunächst erwähnt werden, dass nach § 29 Abs. 1 StVZO die „Halter von zulassungspflichtigen [...] und kennzeichenpflichtige[n] Fahrzeuge[n] [...] ihre Fahrzeuge auf ihre Kosten nach Maßgabe der Anlage VIII in Verbindung mit Anlage VIIIa in regelmäßigen Zeitabständen [haben] untersuchen zu lassen.“

„Eine Prüfplakette darf [nach §29 StVZO Abs. 3] nur dann zugeteilt und angebracht werden, wenn keine Bedenken gegen die Vorschriftsmäßigkeit des Fahrzeuges bestehen. Durch die nach durchgeführter Hauptuntersuchung zugeteilte und angebrachte Prüfplakette wird bescheinigt, dass das Fahrzeug zum Zeitpunkt dieser Untersuchung vorschriftsmäßig nach Nummer 1.2 der Anlage VIII ist. Weist das Fahrzeug lediglich geringe Mängel auf, so kann abweichend von Satz 1 die Prüfplakette zugeteilt und angebracht werden, wenn die unverzügliche Beseitigung der Mängel zu erwarten ist.“

Hierzu muss, wie in Abs. 1 §29 StVZO vorgeschrieben die Anlage VIIIa, die auszugsweise in Anhang 1 zu sehen ist, hinzugezogen werden.

Nach Nummer 2 der Anlage VIIIa (§29 Abs. 1) liegt „die Entscheidung über den Umfang der Hauptuntersuchung [...] im pflichtgemäßen Ermessen des aaSoP oder PI [(amtlich anerkannter Sachverständiger oder Prüfer oder Prüfingenieur)] [...]“. Dabei soll „die Hauptuntersuchung mindestens die unter den Nummern 4.1 bis 4.10 vorgeschriebenen Pflichtuntersuchungen umfassen[.][...]“ Weiterhin hat „der aaSoP oder PI zusätzlich Ergänzungsuntersuchungen durchzuführen, wenn aufgrund des Zustandes oder des Alters des Fahrzeugs, Bauteils oder Systems die Vermutung besteht, dass bei den entsprechenden Untersuchungspunkten eine über die Pflichtuntersuchung hinausgehende vertiefte Untersuchung erforderlich ist. Dabei

sind die unter den Nummern 4.1 bis 4.10 jeweils zu treffenden Ergänzungsuntersuchungen dann zu erweitern, wenn dies zur Feststellung der Vorschriftsmäßigkeit des Fahrzeugs erforderlich ist. Dies gilt in gleicher Weise, wenn unzulässige technische Änderungen am Fahrzeug, an Bauteilen oder Systemen vermutet werden[...]“

Die Nummer 4 der Anlage VIIIa (§29 Abs. 1) besagt, dass „das Fahrzeug [...] hinsichtlich des Zustandes, der Funktion, der Ausführung und der Wirkung seiner Bauteile und Systeme zu untersuchen [ist]. [...] Die Untersuchung des *Zustandes* hat visuell und/oder manuell und/oder elektronisch auf

- Beschädigung, Korrosion und Alterung,
- Übermäßigen Verschleiß und übermäßiges Spiel,
- Sachgemäße Befestigung, Sicherung, Montage und Verlegung,
- Freigängigkeit und Leichtgängigkeit

zu erfolgen.

[...] Die Untersuchung der *Wirkung* hat grundsätzlich messtechnisch auf Einhalten oder Erreichen von vorgegebenen Grenzwerten zu erfolgen [...]“

Unter Nummer 4.5 der Anlage VIIIa (§29 Abs. 1) sind die Untersuchungen der Achsen, Räder, Reifen und Aufhängungen reglementiert. Demnach muss bei der Pflichtuntersuchung der Zustand der Schwingungsdämpfer auf Auffälligkeiten und die vorhandene Ausführung auf ihre Zulässigkeit geprüft werden. Der Zustand darf im Rahmen einer Ergänzungsuntersuchung näher kontrolliert werden.

Es ist festzustellen, dass deutschlandweit im Rahmen einer Hauptuntersuchung die Schwingungsdämpfer bereits heute untersucht werden müssen. Da aber nach Maßgabe der Straßenverkehrszulassungsordnung (StVZO) keine Messverfahren vorgeschrieben bzw. definiert sind, beschränkt sich die Untersuchung auf eine Sichtprobe, mit der Auffälligkeiten festgestellt werden können.

Auf internationaler Ebene werden bereits weiterführende Überprüfungen durchgeführt.

Im nachfolgenden Abschnitt wird, mit Berufung auf die Veröffentlichung des Instituts für Kraftfahrwesen Aachen (/1/), stichpunktartig ein kurzer Überblick über die gesetzliche Überprüfung der Schwingungsdämpfer in einigen europäischen Staaten gegeben.

- Belgien: Seit 1991 ist die Schwingungsdämpferprüfung nach dem EUSAMA-Verfahren teil der technischen Fahrzeugüberprüfung. Hierzu sind Grenzwerte für die Achse und für die Rechts-Links-Differenz definiert.
- Frankreich: Seit Anfang der 90er Jahre ist die Schwingungsdämpferprüfung teil der technischen Fahrzeugüberprüfung. Die Untersuchung findet hier nach dem EUSAMA- oder dem Boge-Verfahren statt. Dazu wird lediglich der Rechts-Links-Vergleich gefordert. Wird der Grenzwert überschritten, kommt es jedoch nicht zu einer Zurückweisung.
- Irland: In Irland wird ausschließlich das Boge-Verfahren angewendet.
- Polen: In Polen werden nur die Schwingungsdämpfer von Importwagen bei ihrer Erstprüfung nach dem EUSAMA-Verfahren untersucht.
- Ungarn: Lediglich um den Fahrzeugbesitzer auf die Tauglichkeit der Schwingungsdämpfer hinzuweisen, ist seit Mitte der 90er Jahre eine Überprüfung nach dem EUSAMA-Verfahren im Rahmen der technischen Fahrzeugüberprüfung vorgeschrieben.

2.4 Physikalische Grundlagen

Wird eine Feder mit einer statischen Kraft F_F belastet, so gibt diese nur bis zu einem bestimmten Weg s_F nach, bei dem die Gesetzmäßigkeit

$$F_F = c_F \cdot s_F \quad (1)$$

erfüllt ist. Die Abhängigkeit der Federkraft vom Federweg wird, wie in Abbildung 2 zu sehen, in der Federkennlinie wiedergegeben. Die Steigung der Kennlinie dF/ds wird, wie in Gleichung 1 verwendet als Federsteifigkeit c oder nach DIN 2089 als Federrate R bezeichnet und ist ein Maß für die Federhärte.

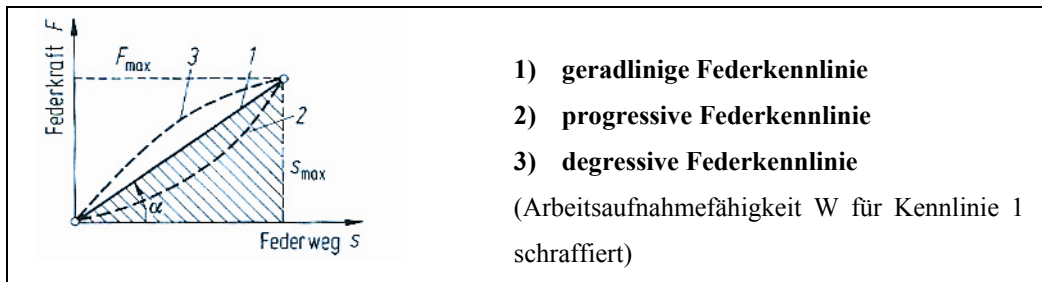


Abb. 2: Federkennlinie bei zügiger Belastung /14/

Die in Abbildung 2 schraffierte Fläche spiegelt die Energie wieder, die in Abhängigkeit von der Auslenkungsdifferenz zwischen den Kraftangriffsstellen in der Feder gespeichert und in einem für die Fahrsicherheit unpassenden Moment wieder abgegeben wird.

Während die Federkraft eine Funktion des Radweges ist, hängt die Dämpferkraft von der Geschwindigkeit ab, mit der die beiden Befestigungspunkte auseinandergezogen bzw. zusammengeschoben werden. Das heißt, wenn ein Schwingungsdämpfer mit einer konstanten Kraft belastet wird, gibt dieser mit gleichbleibender Geschwindigkeit über den gesamten Hub nach. Geht man zur Abschätzung der Dämpfungskraft von der allgemeinen Differentialgleichung

$$m\ddot{z} + k\dot{z} + cz = 0 \quad (2)$$

\swarrow \uparrow \swarrow
 Trägheits- Dämpfungs- Feder-
 kraft kraft kraft = 0

aus, so ergibt sich mit k_D als Dämpfungsfaktor und v_D als Geschwindigkeit folgende Gleichung für die Dämpfungskraft F_D :

$$F_D(t) = k_D \cdot v_D(t) \quad (3)$$

Stellt man die Federkurve nach Gleichung 1 der Dämpferkurve nach Gleichung 3 gegenüber, so stellt man, wie in Abbildung 3 zu sehen, eine Ähnlichkeit fest.

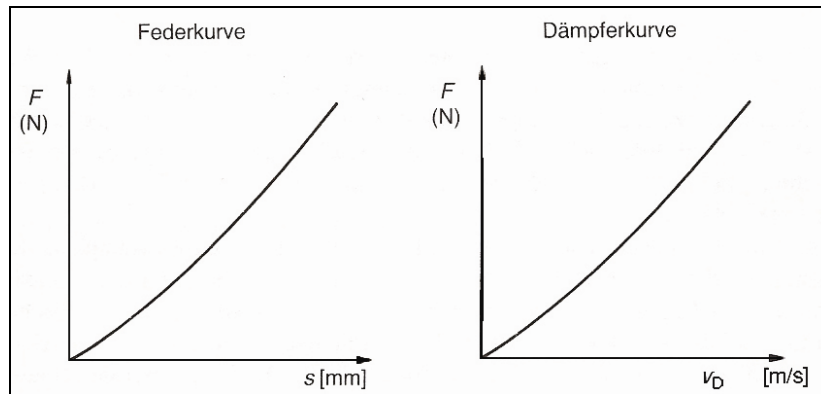


Abb. 3: Vergleich Federungs- und Dämpfungskennlinie /12/

Um dies zu vermeiden, wird bei der Dämpferkennlinie die Zugstufe positiv, d.h. im ersten Quadranten, und die Druckstufe negativ, also im vierten Quadranten, aufgetragen (s. Abb. 4).

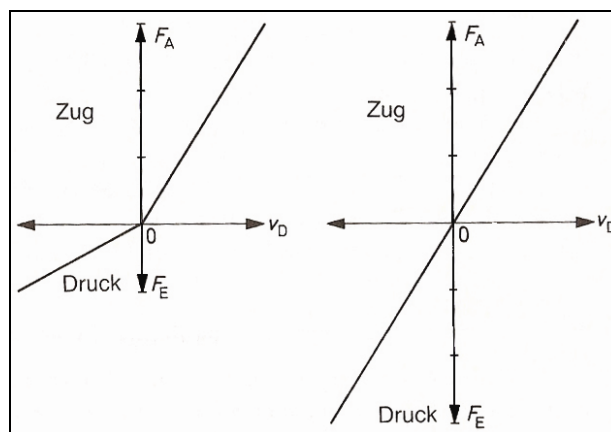


Abb. 4: Lineare Dämpfungskennlinien /12/

Links: unsymmetrisch: hier mit dem Verhältnis Zug/Druck = 3
Rechts: symmetrisch (d.h. Verhältnis 1:1)

In Abbildung 5 ist die Herleitung der Dämpfungskennlinie, früher auch Kraft-Geschwindigkeits-Kurve genannt, über das Kraft-Weg-Diagramm verdeutlicht. Im linken Teil der Abbildung ist ein Kraft-Weg-Diagramm zu sehen, wie es sich bei einer Prüfung mit unterschiedlichen Erregerfrequenzen ergibt. In der Hubmitte erreicht die Prüfgeschwindigkeit den jeweiligen Maximalwert $v_{D,max}$. Die dabei gemessenen Dämpfungskräfte werden mit F_A als Zugkraft und F_E als Druckkraft bezeichnet. Verbindet man die maximalen Dämpferkräfte aus dem Kraft-Weg-Diagramm mit dem Kraft-Geschwindigkeits-Diagramm und berechnet die zugehörigen Geschwindigkeiten nach Gleichung 4, so ergibt sich die Dämpfungskennlinie.

$$v_{D,max} = \frac{\pi \cdot s_D \cdot n_D}{60} \quad [m/s] \quad (4)$$

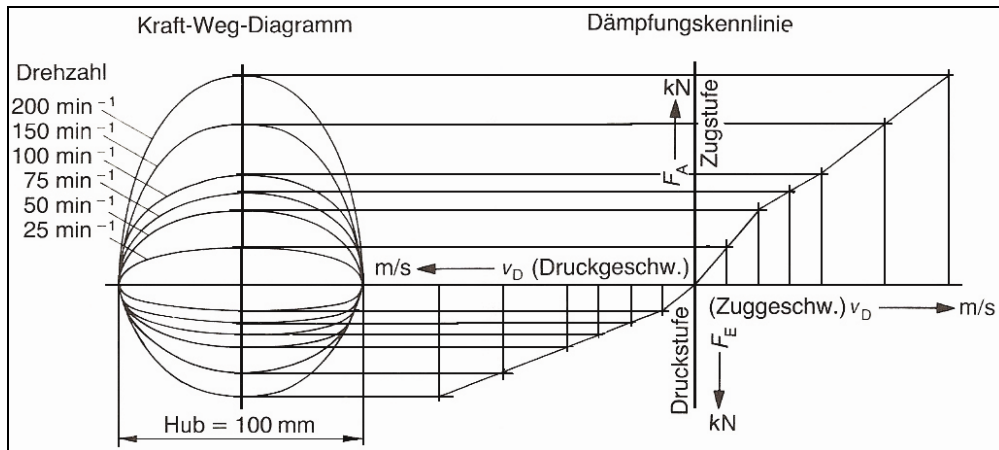


Abb. 5: Ableitung einer Dämpfungskennlinie aus dem Kraft-Weg-Diagramm /12/

Die bereits in Abbildung 2 benannten degressiven, progressiven und linearen Verläufe werden nun in Abbildung 6 noch einmal mit Hilfe der zugehörigen Dämpfungskennlinien verdeutlicht. Der Kurvenverlauf und die Diagrammform hängen direkt zusammen. Die kleinste Fläche und damit die geringste mittlere Dämpfung hat das zu einer progressiven Kurve gehörende Diagramm. Die größte Fläche hat somit die degressive Dämpfung. Der Verlauf der Dämpfungskennlinie lässt sich durch den Exponenten n in Gleichung 5 ausdrücken.

$$F_D = k_D \cdot v_D^n \quad \dots(5)$$

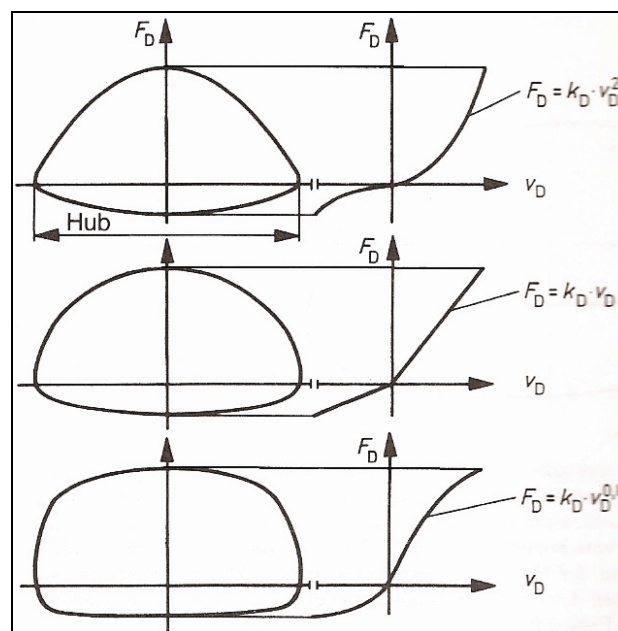


Abb. 6: Dämpfungskennlinien /12/
 progressiv (oben), linear (Mitte), degressiv (unten)

Die Kenngröße der Dämpfung in einem schwingungsfähigen System ist der Abklingfaktor δ . Das Verhältnis von Abklingfaktor zur ungedämpften Eigenfrequenz bezeichnet man als die relative Dämpfung D .

$$D = \delta / \omega_e \quad (6)$$

Unter Berücksichtigung des Einmassensystems (n=1) (Abb. 7) und der Annahme der Proportionalität zwischen Schwingungsgeschwindigkeit und Dämpfung ergibt sich mit

$$2D\omega_0 = \frac{k}{m} \quad \text{und} \quad \omega_0^2 = \frac{c}{m} \quad (7) \text{ und } (8)$$

die allgemeine Bewegungsdifferentialgleichung der Translation in folgender Form:

$$\ddot{z} + 2D\omega_0\dot{z} + \omega_0^2 z = 0 \quad (9)$$

Bezogen auf dieses Schwingungssystem gibt es für die Lehrsche Dämpfung D, die aus

$$D = \frac{k}{2\sqrt{cm}} \quad (10)$$

gebildet wird, Erfahrungswerte.

Der Nenner

$$2\sqrt{c \cdot m} = k_{ap} \quad (11)$$

wird auch mit aperiodischer Dämpfung bezeichnet. Bei

$$D = \frac{k}{k_{ap}} \quad \text{entspricht} \quad (12)$$

D = 1 der aperiodischen Bewegung und

D = 0 der ungedämpften Schwingung.

Die Werte für die relative Fahrwerkämpfung liegen in einem Bereich von D = 0,2...0,4. Die Abweichungen von diesem Wert sind besonders vom System der zwischen Reifenfederung und Aufbaufederung eingespannten, mit dem Rad verbundenen Masse abhängig, das bei der Bestimmung von D nicht mit einbezogen ist.

Zur Vervollständigung ist zu erwähnen, dass bei Federn und Schwingungsdämpfern, die an Lenkern angebracht sind, fast immer ein Übersetzungsverhältnis zum Radweg auftritt. Steht der Dämpfer bei Einzelradaufhängungen und Verbundlenkerachsen um den Winkel ξ_D zur Senkrechten, geht die Übersetzung i_D nach Gleichung 13 in die Berechnung der auf das Rad bezogenen Dämpfung mit ein. Dies gilt sowohl für gleich- als auch für wechselseitige Federung.

$$i_D = 1 / \cos \xi_D \quad (13)$$

Bei einer Vergrößerung des Winkels ξ_D wird die Kraft am Rad kleiner und der Weg im Dämpfer geringer. Das Übersetzungsverhältnis i_D geht bei der Bestimmung von k und c im Quadrat ein, denn es wirkt sich sowohl auf die Kraft als auch auf den Weg an der Feder und die Geschwindigkeit am Dämpfer aus.

Dem Neigungswinkel ξ_D sind teilweise Grenzen gesetzt. Zweirohrdämpfern dürfen bei voll eingefederten Rädern eine Schräglage von 45° nicht überschritten, da dies ein einseitiges Absinken des Ölspiegels im Ausgleichsraum zur Folge hätte. Eine Ausnahme ist der Gaszellendämpfer.

2.5 Technische Grundlagen

2.5.1 Schwingungsdämpfer

Die für den hydraulischen Schwingungsdämpfer meist verbreitete Bezeichnung ist Stoßdämpfer.

Ein Stoßdämpfer ist ein hydraulischer Mechanismus, der zwischen einer gefederten und einer ungefederten Masse angeordnet wird.

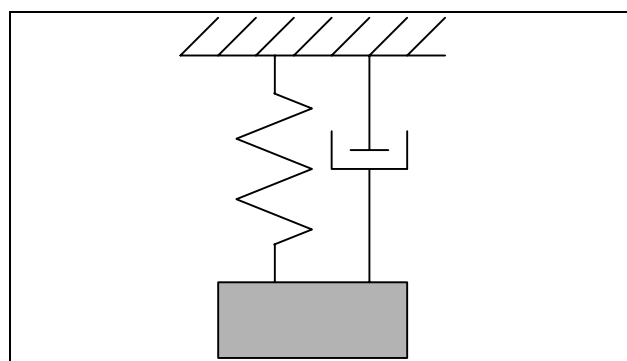


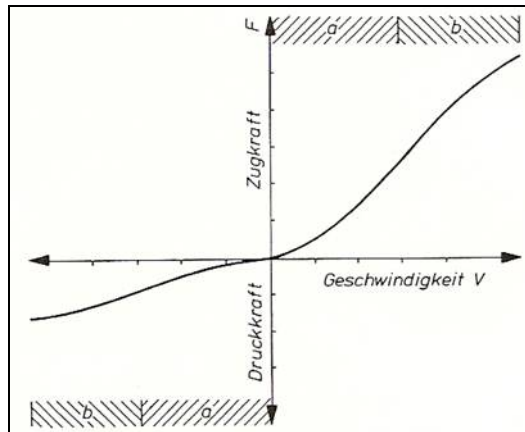
Abb. 7: Einmassensystem (Feder-Masse-Schwinger)

Die Aufgabe des Schwingungsdämpfers im Fahrzeug ist es, die von den Fahrbahnebenheiten entstandene kinetische Energie aufzunehmen und in Wärme umzuwandeln. Dadurch soll die Oszillation der Feder schnell verringert und somit der Fahrbahnkontakt der Räder gewährleistet werden.

Die Wirkung des Schwingungsdämpfers beruht physikalisch auf der hydraulischen, geschwindigkeitsproportionalen Dämpfung, die dadurch entsteht, dass durch die Relativbewegung zwischen Rad und Fahrzeugaufbau von einem Kolben in einem Zylinder Öl durch Ventile verdrängt wird. Deshalb antwortet der Schwingungsdämpfer auf eine einwirkende Bewegung, welche die Geschwindigkeit $v(t)$ besitzt, entsprechend seinem Dämpfungskoeffizienten k nach Gleichung 3 mit der Reaktionskraft $F(t)$.

Da nur Schwingungen in der Nähe der Eigenfrequenz gedämpft werden, trifft der Begriff Schwingungsdämpfer besser zu. Bei Erregungen oberhalb des etwa $\sqrt{2}$ -fachen Betrags der Eigenfrequenz erfolgt theoretisch und praktisch eine Stoßverstärkung. Das heißt, dass Amplitude, Geschwindigkeit und Beschleunigung beim gedämpften System gegenüber dem ungedämpften System erhöht werden. Bei den Stößen infolge von Fahrbahnunebenheiten ist sowohl infolge der Form der Unebenheit als auch infolge der Fahrgeschwindigkeit der Flankensanstieg steiler anzunehmen als der einer Sinuswelle, die den Aufbau in der Eigenfrequenz erregen würde. Bei den daraus resultierenden Stößen auf den Fahrzeugaufbau wäre aber der Stoßdämpfer in Wirklichkeit ein Stoßverstärker. Auch wenn sich der Begriff Stoßdämpfer und im englischen shock-absorber durchgesetzt hat, wird hier ausschließlich die physikalisch korrekte Bezeichnungen Schwingungsdämpfer beibehalten.

Damit die hohen fahrzeugspezifischen Forderungen an Fahrkomfort und Fahrsicherheit in einem Schwingungsdämpfer erreicht werden, wird durch gezielte Gestaltung der Funktionselemente des Schwingungsdämpfers das gewünschte Dämpfungsverhalten in Abhängigkeit von der Kolbengeschwindigkeit verwirklicht. Wegen der Eigenfrequenzen des Fahrzeugaufbaus von ca. 1,5Hz und der Radaufhängung von 7 bis 15Hz ergeben sich in Verbindung mit der an der Bewegung beteiligten Massen und Federn unterschiedliche Dämpfungskoeffizienten in Abhängigkeit von der Kolbengeschwindigkeit. Weiterhin werden für die Zug- und Druckstufe unterschiedliche Dämpfungswerte gefordert, so dass sich die gesamte Dämpferkennlinie nach Abbildung 8 aus mehreren Teildämpfungen zusammensetzt. Die Kräfte in der Zugstufe sind dabei bei gleicher Geschwindigkeit größer als bei der Druckstufe. Das liegt daran, dass bei der Druckstufe die Kräfte von Dämpfer und Feder in gleiche Richtung und bei der Zugstufe in entgegengesetzte Richtung wirken.



**Abb. 8: Kraft-Geschwindigkeitsdiagramm eines Personenwagenstoßdämpfers /4/
a) Dämpfungsbereich des Fahrzeugaufbaus
b) Dämpfungsbereich der Radaufhängung**

In dem Fall, dass nur das System aus Aufbaufederung und Aufbaumasse (Abb. 7) zu dämpfen ist, ist die Auslegung des Schwingungsdämpfers unproblematisch. Der Schwingungsdämpfer hat jedoch noch auf ein zweites System dämpfend zu wirken. Nämlich auf das der zwischen Aufbaufeder und Reifenfeder mit dem Rad verbundenen Masse. Aus diesem Grund werden die Vertikalschwingungen des Systems Fahrbahn-Reifen-Karosserie üblicherweise mit Hilfe eines Viertelfahrzeugmodells, wie in Abbildung 9 zu sehen, modelliert.

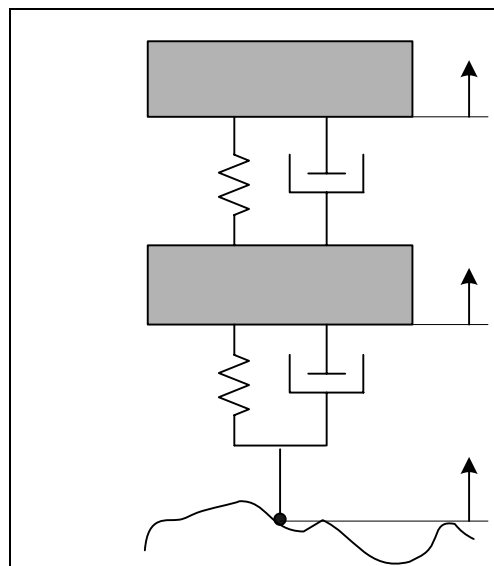


Abb. 9: Viertelfahrzeugmodell

Dieses System wird mit einer hohen Dämpfungskraft besser gedämpft, da die Aufbaumasse gegenüber der Achsmasse groß ist. Durch die höher eingestellte Dämpfungskraft werden die Radlastschwankungen gemindert. Bei der Dämpfungskrafteinstellung ist ein vertretbarer Kompromiss zwischen höherem Fahrkomfort (niedriger Dämpfungskrafteinstellung) und geringen Radlastschwankungen (höhere Dämpfungskrafteinstellungen) zu suchen. Aus diesem Grund

werden beim Einsatz eines Fahrzeugs in Rennsportveranstaltungen auf der Strasse höhere Dämpfkkräfte verwendet. Die Festlegung der Dämpfkraft eines Serien-Pkw wird zudem durch ihre Abhängigkeit von Fahr- und Beladungszustand erschwert. Die Fahrzeughersteller gehen deshalb in der Regel von einem mittleren Beladungszustand (zwei Personen und 75kg Gepäck) sowie von fahrzeugeinsatztypischen Fahrbahnanregungen aus. Die Lösung dieses Problems liegt darin, dass die Schwingungsdämpfer eines Serien-Pkw eine stark nicht lineare Charakteristik aufweisen. Sie werden so ausgelegt, dass sie in bestimmter, unterschiedlicher Weise auf Zug und Druckkräfte reagieren.

Der oben erwähnte Kompromiss zwischen Komfort und Fahrsicherheit über das gesamte Spektrum möglicher Erregungen ist nicht erforderlich, wenn mittels einer Regelung die Dämpfung der jeweiligen Situation angepasst werden kann.

Da Pkw mit automatischer Dämpferverstellung nur einen geringen Anteil an den heute zugelassenen Fahrzeugen stellen, kann zum Umfang und den Auswirkungen von defekten automatischen Dämpfersystemen keine allgemeingültige Aussage gemacht werden. Es ist denkbar, dass solche Systeme eine vom normalen Dämpfer abweichende Ausfallrate haben und daher eine besondere Kontrolle erfordern. Dies müsste jedoch in Untersuchungen und mit Hilfe von Statistiken erforscht werden.

2.5.2 Reifen

Seit dem der Luftreifen Jahr 1888 von John Boyd Dunlop entwickelt und 1889 durch die Gebrüder Michelin erstmals am Automobil eingesetzt wurde, ist er Gegenstand umfangreicher Forschungsarbeiten. Er ist als zentrales Bindeglied zwischen Fahrbahn und Fahrzeug für die Fahrdynamik und die Fahrsicherheit von Kraftfahrzeugen von entscheidender Bedeutung. Die Fahrsicherheit eines Fahrzeuges wird entscheidend von den Radführungseigenschaften bestimmt. Damit wird die Höhe der übertragbaren Längs- und Querkräfte bezeichnet, die von den an den Rädern wirkenden Normalkräften, den Radlasten, abhängig sind.

Während der Fahrt ändern sich die Radlasten durch äußere Einflüsse in Abhängigkeit der Auslegung von Federung und Dämpfung. Die durch einen Schwingungsvorgang des Systems

Rad/Achse erzeugte Radlastschwankung wird durch eine harte Dämpfung am wirksamsten minimiert.

Aufgrund vieler Entwicklungen werden heute nicht mehr alle Reifenbauarten am PKW verwendet. So hat der schlauchlose Reifen den Reifen mit Schlauch fast vollkommen verdrängt. Dies liegt zum einen an der einfacheren und schnelleren Montage und zum anderen an der Fähigkeit der Innenseele, die kleine Stichverletzungen selbst abdichtet, womit ein plötzlicher Luftverlust verhindert wird. Außerdem werden für den PKW Bereich fast ausschließlich nur noch Radialreifen eingesetzt. Diagonalreifen, bei denen sich die Kordfäden der Karkasse diagonal zur Lauffläche kreuzen, sind noch für Motorräder, Fahrräder, Erdbewegungsmaschinen, Industrie- und Landwirtschaftsfahrzeuge wichtig. Eine ausreichende Einzeloptimierung gewährleistet nur die aufwendigere, aus zwei Hauptgruppen bestehende Radialbauweise, bei der die Kordfäden der Karkasslage(n) auf kürzestem Weg von Wulst zu Wulst verlaufen. Aus Stabilitätsgründen umschließt ein Gürtel die relativ dünne und elastische Karkasse.

Zudem ist zu beobachten, dass moderne Reifenbauarten breiter sind als es vor einigen Jahren oder Jahrzehnten noch üblich war. Ein Grund dafür ist, dass die Automobile immer leistungsstärker werden und somit immer größere Kräfte von den Rädern übertragen werden müssen. Zwar besitzen weniger breite Reifen ein günstigeres Aquaplaningverhalten, maßgebliche Kräfte bei Beschleunigung, Verzögerung und Kurvenfahrt werden jedoch durch die kraftschlüssige Verbindung zwischen Reifen und Fahrbahn übertragen, wobei breitere Ausführungen hilfreich sind.

In diesem Zusammenhang muss als weiteres wichtiges Kennzeichen für die Bereifung an einem Pkw auch das Höhen-Breiten-Verhältnis erwähnt werden. Das Höhen-Breiten-Verhältnis H/B - auch Querschnittsverhältnis genannt - spielt bei den Reifeneigenschaften und dem Raumbedarf des Rades eine Rolle. So lassen breite Ausführungen einen größeren Durchmesser für die Felge und damit auch für die Bremsscheibe zu. Zudem können sie höhere Seiten- und Längskräfte übertragen.

Die Querschnittsbreite eines Neureifens wird mit B bezeichnet. Die Höhe H lässt sich leicht aus den in Inch bzw. Zoll angegebenen Felgendurchmesser und dem Reifen-Außendurchmesser berechnen. Der Reifen-Außendurchmesser und die Breite sind an dem auf

eine Messfelge montierten Neureifen bei dem Messluftdruck 1,8bar bzw. bei V-, W- und ZR-Reifen 2,3bar abzunehmen.

Spricht man über moderne Reifenbauarten, so müssen auch so genannte Runflat Reifen (RFT) erwähnt werden, die den heutigen Standartreifen in Zukunft ablösen werden. Ziel der Fahrzeughersteller ist es dabei auf das Reserverad zu verzichten. Die neue Reifengeneration mit Notlaufeigenschaften soll es ermöglichen die Fahrt im Fall einer Reifenpanne ohne Unterbrechung bis zum Ziel oder einer Werkstatt fortzusetzen.

Auf dem Markt und in der Entwicklung sind im Wesentlichen drei verschiedene Notlaufsysteme zu finden, die in der folgenden Übersicht (Abb. 10) dargestellt werden.

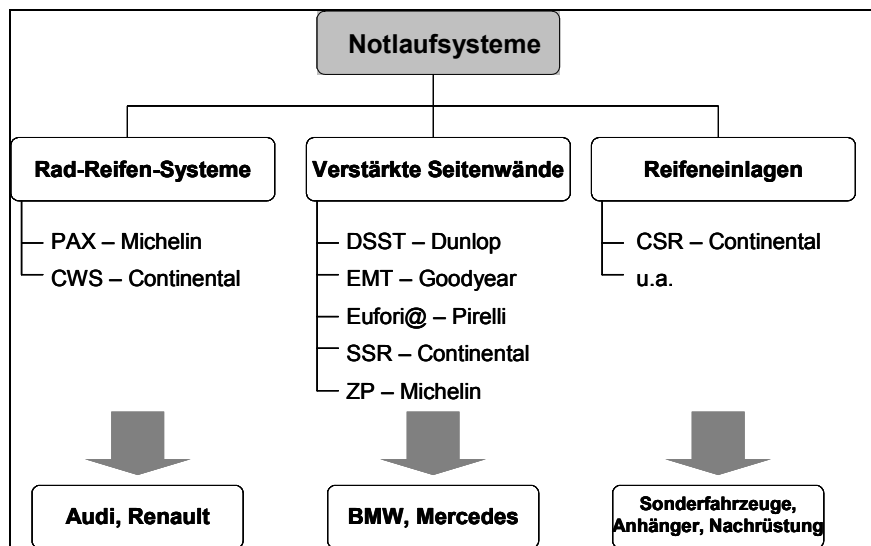


Abb. 10: Aktuelle Notlaufsysteme und ihre Anwender

2.5.2.1 Rad-Reifensystem

Bei dem Rad-Reifensystem (siehe Abb. 11 und 12) besteht eine feste mechanische Verbindung zwischen einem speziell ausgebildetem Felgenhorn und dem Reifen.



Abb. 11: PAX-System /15/, /16/

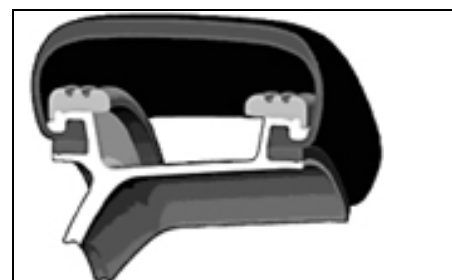


Abb. 12: CWS-System /17/

Eine innen liegende Kunststoffauflage sorgt dabei im Falle eines völligen Luftverlustes für das Tragen der Fahrzeuglast und die Kraftübertragung zwischen Rad und Fahrbahn. Der große Nachteil ist dabei die Inkompatibilität mit dem herkömmlichen Reifen- und Felgenbestand sowie den entsprechenden Montiermaschinen.

2.5.2.2 *Verstärkte Seitenwände*

Um die Abplattung eines Reifens bei völligem Luftverlust zu verhindern, werden bei diesem System flexible Gummistreifen (in Abb. 13 orange dargestellt) mit einem besonders niedrigen Dämpfungsgrad in die Seitenwände einvulkanisiert. Damit unterscheiden sich diese Reifen äußerlich nicht von den Standartreifen und sind mit den Standardfelgen kompatibel.



Bild 1: Konventioneller Reifen nach Druckverlust: Reifen wird nach wenigen Umrrollungen zerstört	Bild 2: Reifen mit CSR nach Luftverlust: Aktionsradius bis zu 80 km bei 80 km/h max. Geschwindigkeit	Bild 3: SSR Reifen im Normalbetrieb
---	---	--

Abb. 13: SSR-System /18/

2.5.2.3 *Stützringeinlagen*

Das System mit den Reifeneinlagen ist das derzeit einzige Nachrüstsystem. Dabei werden wie in Abbildung 14 zu sehen, werden zusätzliche Einlagen und Stützringe auf das Tiefbett von Standardfelgen montiert. Durch diese wird der Reifen im Pannenfall auf der Felge fixiert und das Zusammenfallen der Seitenwände, welches zur Zerstörung derselbigen führt, verhindert.



Bild 1: Konventioneller Reifen nach Druckverlust: Reifen wird nach wenigen Umrrollungen zerstört	Bild 2: Reifen mit CSR nach Luftverlust: Aktionsradius bis zu 200km bei 80km/h max. Geschwindigkeit	Bild 3: Reifen mit CSR: Kein Einfluss auf die Reifenperformance
---	--	--

Abb. 14: CSR-System /19/

11 Zusammenfassung

Im Rahmen dieser Arbeit wurden weitere Erkenntnisse zum Thema Schwingungsdämpferuntersuchung im Rahmen einer Hauptuntersuchung am Kraftfahrzeug gesetzlich vorzuschreiben, gewonnen.

Es konnte einige für die Prüflingenieure wichtige Fragen geklärt werden, wie:

- Gibt es Einflüsse der Bereifung bei der Schwingungsdämpferprüfung und wie groß sind diese?
- Haben unterschiedliche Reifen auch unterschiedliche Auswirkungen?
- Gilt es spezielle Messparameter vorzuschreiben?
- Existieren Möglichkeiten für eine Vorabschätzung der zu erwartenden Reifeneinflüsse?
- Wie verhalten sich die Reifen bei unterschiedlichen Fülldrücken?

Hierzu wurden zunächst quasistatische Messungen am Reifenprüfstand durchgeführt, bei denen die Reifensteifigkeit verschiedener Reifen ermittelt wurde. Ergebnis dieser Untersuchungen war, dass es eine Abhängigkeit zwischen Reifensteifigkeit und Querschnittsverhältnis der Reifen gibt. Außerdem wurde festgestellt, dass der Reifenluftdruck einen enormen Einfluss auf die Reifensteifigkeit hat, während der Radsturz nicht berücksichtigt werden muss.

Im nächsten Schritt wurden diese Erkenntnisse genutzt, um die Beeinflussung der Reifen bei der Schwingungsdämpferprüfung am Hydropulser zu untersuchen. Auch hier war eine Abhängigkeit vom Querschnittsverhältnis der Bereifungen zu erkennen. Diese sind bei den hier verwendeten Standartreifen jedoch überschaubar und müssen bei den Messungen von Prüflingenieur nicht berücksichtigt werden. Eine Vorabschätzung der zu erwartenden Reifeneinflüsse ist von daher nicht möglich. Es sei jedoch an dieser Stelle noch einmal erwähnt, dass Runflat-Reifen nicht untersucht wurden. Die hier getroffenen Aussagen beruhen sich ausschließlich auf Standartreifen.

Vielmehr hat man festgestellt, dass der Reifenfülldruck eine enorme Beeinflussung darstellt. Von daher sollte zwingend geraten werden den Reifendruck für die Schwingungsmessungen vorzuschreiben.

Betrachtet man die hier vorliegenden Untersuchungen, so ist festzustellen, dass die Bereifung enormen Einfluss auf die Schwingungsdämpferprüfung hat. Wie diese Einflüsse jedoch von den verschiedenen Fahrwerktestern unberücksichtigt bleiben können und ob dies überhaupt möglich ist, wurde an dieser Stelle nicht untersucht.

Für den Prüflingenieur ist wichtig zu wissen, dass der Kunde, im Falle einer vorgeschriebenen Untersuchung, sich mit einem erhöhten Reifenluftdruck die Messung beeinflussen könnte.

12 Abschließende Betrachtung und Ausblick

Schaut man sich die in den Vorbetrachtungen erwähnten Untersuchungen und die Erkenntnisse aus dieser Arbeit an, so kann die eingangs erwähnte Theorie, dass es technisch derzeit noch nicht möglich ist die Schwingungsdämpferprüfung in der HU gesetzlich vorzuschreiben, bestätigt werden. Auch wenn man Messparameter, wie zum Beispiel den Reifenfülldruck vorschreiben kann, so existieren noch immer Einflüsse auf die Untersuchung, die aus der Bauweise der Reifen resultieren.

Diese Arbeit hat sich ausschließlich mit Fragen gegenwärtiger Probleme beschäftigt, sodass die Auswahl der Probanden von dieser Seite her bestimmt wurde. Da bereits unter diesen Bedingungen Einflüsse der Bereifung festgestellt wurden, ist es notwendig weitere Untersuchungen durchzuführen. Dabei sollte insbesondere auf die Reifenbauarten geachtet werden. Es ist unabdingbar Runflat-Reifen zu untersuchen, da diese sich in Zukunft mehr auf dem Markt etablieren werden und bei diesen mehr Eigendämpfung zu erwarten ist. Hierbei ist es jedoch auch notwendig die verschiedenen Bauarten der Runflat-Reifen zu prüfen.

Reihenuntersuchungen, die folgende Problematiken berücksichtigen wären ebenfalls wichtig um weitere Erkenntnisse zu erringen.

- Messparameter
 - Sollten Messparameter für die Fahrwerktester vorgeschrieben werden?
 - Welche?
- Reifentkoppelung
 - Wie kann der Reifen bei der Schwingungsdämpferprüfung entkoppelt werden?
 - Ist dies wie bei den Boge-Prüfständen möglich und ausreichend?
- Reifenmischung
 - Gibt es Unterschiede zwischen Sommer- und Winterreifen?
- Temperatur der Reifen
 - Ist eine Untersuchung der Reifentemperatur notwendig, da diese mit dem Fülldruck stark korreliert?
- Abnutzungserscheinung der Reifen
 - Kann man aufgrund der Abnutzungserscheinung der Bereifung eventuelle Voraussagen über die Beeinflussung machen?

- Reifen nicht mit Luft gefüllt
Gibt es eventuelle Unterschiede zwischen verschiedenen Füllgasen?
- Reifenhersteller
Weisen Reifen nur aufgrund ihrer Dimensionen unterschiedliche Einflüsse auf oder gibt es auch Unterschiede zwischen gleichen Reifen verschiedener Hersteller?
- Berücksichtigung der Radlasten
Ist die Vorspannung auf das Feder-Dämpfer-System von Bedeutung und sollte ggf. eine definierte Radlast und damit Zuladung für die Prüfungen vorgeschrieben werden?
- Notwendigkeit einer Aufwärmphase für die Dämpfer
Muss zwischen kalten und bereits erwärmten Schwingungsdämpfern unterschieden werden?
- Festlegung der genauen Auffahrposition / Lenkwinkel
Auch wenn die der Sturz nicht entscheidend ist, so können jedoch andere Hebel wirken und somit die Radaufhängung einen größeren Einfluss haben.

Wie anhand der Auflistung zu erkennen ist wurde mit dieser Arbeit nur ein Teil in der Problematik Schwingungsdämpferuntersuchung geleistet werde. Um die Überprüfung im Rahmen der HU gesetzlich vorzuschreiben bedarf es weiterer Untersuchungen, die in einem ähnlichen Rahmen durchgeführt und auf diese Arbeit aufgebaut werden können.