



Sabine Reuer, BSc

Akustik-Bewertung von Schlingerdämpfern

MASTERARBEIT

zur Erlangung des akademischen Grades

Diplom-Ingenieurin

Masterstudium Maschinenbau

eingereicht an der

Technischen Universität Graz

Betreuer

Ass.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Christian Moser

Institut für Leichtbau

EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG


AFFIDAVIT

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe. Das in TUGRAZonline hochgeladene Textdokument ist mit der vorliegenden Masterarbeit identisch.

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources/resources, and that I have explicitly indicated all material which has been quoted either literally or by content from the sources used. The text document uploaded to TUGRAZonline is identical to the present master's thesis.

15.12.2015

Datum / Date



Unterschrift / Signature

Danksagung

Diese Masterarbeit wurde im Zeitraum von Mai bis November 2015 in der Gruppe MO MLT BG EN LCE WA der Siemens AG verfasst.

Ich möchte mich hiermit für die Unterstützung von Herrn Dr. Gerald Schleinzer, Herrn Dipl.-Ing. Thomas Kern und meinem Betreuer Dr. Christian Moser, der am Institut für Leichtbau diese Arbeit betreut hat, bedanken. Auch bei allen anderen, die mich im Laufe dieser Arbeit mit konstruktiver Kritik, der Klärung offener Fragen und wissenschaftlicher Betreuung unterstützt haben, möchte ich mich hiermit dafür bedanken.

Ganz besonders möchte ich mich auch bei meiner Familie bedanken, da sie mir nicht nur mein Studium zum Großteil finanziert, sondern auch immer den Rücken gestärkt hat.

Kurzfassung

Für Dämpfer gab es bisher keine genaue Spezifikation hinsichtlich ihrer akustischen Eigenschaften. Um eine solche quantitative Spezifikation festlegen zu können wurden im Laufe dieser Masterarbeit ein Messaufbau und ein entsprechender Messablauf an Schlingerdämpfern aus vier unterschiedlichen Projekten erprobt. Anhand der Ergebnisse konnte ein relevanter Prüfvorgang und eine Referenzkurve festgelegt werden, mit der in Zukunft Dämpferelemente quantitativ verglichen und bewertet werden können.

Abstract

There has been no precise specification for dampers in terms of their acoustic properties. In order to define such a quantitative specification, a measurement setup and a corresponding measuring process were tested at different roll dampers in the course of this master thesis. Based on the results a relevant testing procedure and a reference curve were determined, with which the dampers can be quantitatively compared and evaluated in the future.

Inhaltsverzeichnis

1	Schienenfahrzeuge	- 5 -
1.1	Drehgestelle	- 6 -
1.1.1	Radsatz	- 7 -
1.1.2	Radsatzführung	- 7 -
1.1.3	Primär- und Sekundärfederung	- 7 -
1.1.4	Dämpfer	- 8 -
2	Ausgangssituation	- 12 -
2.1	Defekte an Dämpfern	- 12 -
2.1.1	Undichtigkeit	- 12 -
2.1.2	Akustische Auffälligkeiten	- 13 -
2.1.3	Ungenügende Wirkung und schlechte Fahreigenschaften	- 13 -
2.1.4	Weitere Defekte	- 13 -
2.2	Unterscheidung zwischen Auffälligkeiten und Defekten	- 14 -
2.3	Complaint	- 15 -
2.4	Bisher keine genaue Spezifikation für Dämpfer hinsichtlich Akustik	- 15 -
3	Aufgabenstellung und Zielsetzung	- 16 -
4	Grundlagen Dämpfer	- 17 -
4.1	Dämpfertypen und ihre Funktion	- 17 -
4.1.1	Einrohr-Dämpfer	- 18 -
4.1.2	Zweirohr-Dämpfer	- 19 -
4.2	Einbausituationen	- 21 -
5	Messung	- 23 -
5.1	Messaufbau und -ablauf	- 24 -
6	Ergebnisse	- 30 -
6.1	Kraft-Weg-Kennlinien	- 30 -
6.1.1	Projekt „1“	- 35 -
6.1.2	Projekt „2“	- 38 -
6.1.3	Projekt „3“	- 43 -
6.1.4	Projekt „4“	- 49 -
6.2	Auswertung mittels MATLAB – Kraft-Frequenz-Kennlinien	- 53 -
6.2.1	Projekt „1“	- 54 -

6.2.2	Projekt „2“	- 55 -
6.2.3	Projekt „3“	- 57 -
6.2.4	Projekt „4“	- 60 -
6.2.5	Spektrenvergleiche	- 63 -
7	Erkenntnisse und Dämpferspezifikation	- 68 -

1 Schienenfahrzeuge

Schienenfahrzeuge werden laut DIN 25 003 als spurgebundene Fahrzeuge definiert. Dies bedeutet, dass ihre Führung auf Grund von Form- und Kraftschluss zwischen den Komponenten Rad und Schiene erfolgt. Das Bremsen und Antreiben wird rein durch Kraftschluss bestimmt. Eine Unterteilung der Schienenfahrzeuge kann in Eisenbahn, Straßen- oder U-Bahn und sonstige Schienenfahrzeuge erfolgen¹.

Da moderne Schienenfahrzeuge für immer höhere Geschwindigkeiten ausgelegt werden, wird bei der Entwicklung von Drehgestellen, die die Verbindung zwischen Wagenkasten und Schienen darstellen, besonders darauf geachtet, den Passagiertransport so sicher und komfortabel wie möglich zu gestalten. Da Dämpfer in dieser Hinsicht eine große Rolle spielen, ist deren Auslegung und Funktionstüchtigkeit im Betrieb von großer Bedeutung.



Abbildung 1: Railjet²

¹ Haigermoser A.: Schienenfahrzeuge, Vorlesungsskriptum, TU Graz, Ausgabe 07.2002, S. 14

² Modellbahntechnikfreunde, Internet 2015-09-29, 20:08: <http://modellbahn.technikfreun.de/ausstellung/bilder-von-der-innotrans-2008-auf-dem-messe-gelände-berlin/>

1.1 Drehgestelle

Im Allgemeinen besteht ein Drehgestell aus den folgenden Komponenten (siehe Abbildung 2):

- Radsatz
- Radsatzführung
- Primär- und Sekundärfederung
- Rahmen
- Abstützung und Anlenkung
- Antrieb
- Bremsen³

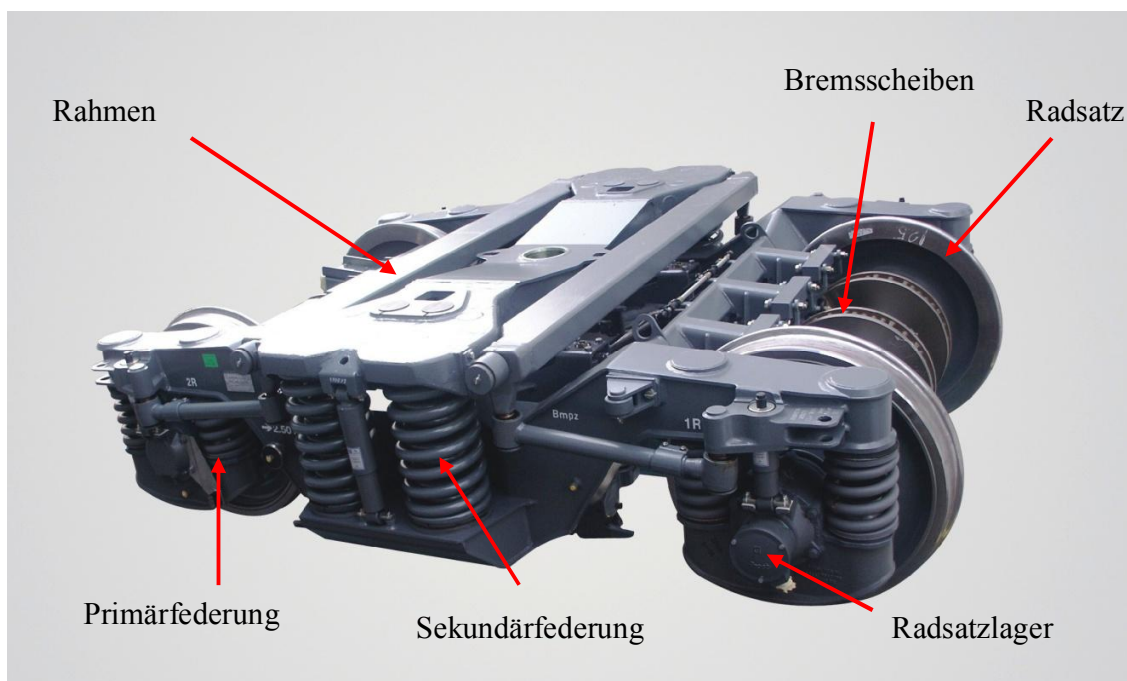


Abbildung 2: Laufdrehgestell SF300, allgemeine Ansicht ⁴

³ Haigermoser A.: Schienenfahrzeuge, Vorlesungsskriptum, TU Graz, Ausgabe 07.2002, S. 183 ff

⁴ Siemens, Internet 2015-11-9, 19:40: http://www.siemens.co.in/pool/press/news_archive/sf_300big.jpg

1.1.1 Radsatz

Der Radsatz besteht aus einer durchgehenden Welle, die aus Leichtbaugründen hohlgebohrt sein kann, zwei kalt aufgepressten Rädern und den Radsatzlagern, welche als Wälzlager ausgeführt sind. Die Räder können entweder voll oder bereift ausgeführt werden. Vollräder bestehen aus einem einzigen Stück und werden meist bei Laufradsätzen verbaut. Bereifte Räder bestehen aus mehreren Komponenten und kommen bei Triebradsätzen zum Einsatz. Letztere haben den Vorteil, dass Verschleißteile bei Bedarf getauscht werden können. Um Geräusche zu vermindern können bei bereiften Rädern Gummielemente eingebaut werden.⁵

1.1.2 Radsatzführung

Die Radsatzführung dient der Führung des Radsatzes im Drehgestell. Es gibt verschiedenste Ausführungen, auf die hier nicht näher eingegangen werden soll.⁶

1.1.3 Primär- und Sekundärfederung

Die Anforderungen an Federungen an Drehgestellen sind wie folgt:⁷

- Sicherheit gegen Entgleisen
- Schutz vor Stößen
- Entkopplung des Fahrzeugkastens vom Radsatz
- Komfort
- Übertragung von Kräften (statische und quasistatische)⁷

Die Primärfederung befindet sich zwischen Radsatzlager und Rahmen, während die Sekundärfeder den Wagenkasten gegenüber dem Rahmen abstützt. In einigen Fällen, wie z.B. bei Güterwägen, wird die Federung nur einstufig ausgeführt. Je nach Anforderungen an die Federung können diese auf unterschiedliche Weise, wie z.B. als Blatt-, Schrauben- oder Luftfeder, ausgeführt werden.⁷

⁵ Haigermoser A.: Schienenfahrzeuge, Vorlesungsskriptum, TU Graz, Ausgabe 07.2002, S. 183 ff

⁶ Haigermoser A.: Schienenfahrzeuge, Vorlesungsskriptum, TU Graz, Ausgabe 07.2002, S. 188

⁷ Haigermoser A.: Schienenfahrzeuge, Vorlesungsskriptum, TU Graz, Ausgabe 07.2002, S. 195 ff

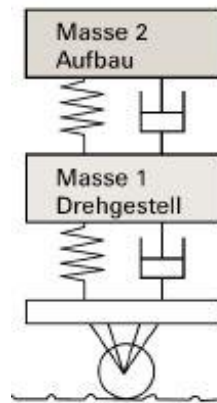


Abbildung 3: Modell eines Schienenfahrzeuges mit Primär- und Sekundärstufe⁸

1.1.4 Dämpfer

Die Aufgabe von Dämpfern liegt in der Verringerung von durch die unebene Fahrbahn hervor gerufenen Schwingungen des Fahrwerks und des Wagenkastens. Um dies zu erreichen werden die Vorteile viskoser Medien in Kombination mit unterschiedlichen Ventildurchmessern ausgenutzt.⁹

Um die Notwendigkeit von Dämpfern (im Speziellen Drehdämpfern) im Schienenfahrzeugbau zu verstehen, soll zunächst kurz auf die Spurführung eingegangen werden.

Steht der Radsatz nicht symmetrisch auf den Gleisen oder besteht ein Anlaufwinkel, so kommt es zum so genannten Sinuslauf. Auf Grund der konischen Ausführung der starr verbundenen Räder, sind deren Abrollradien auf beiden Seiten unterschiedlich (siehe Abbildung 4). Auf der Seite des größeren Abrollradius wird bei einer Bewegung entlang der Schienen ein längerer Weg zurück gelegt, als auf der Seite des kleineren Radius. Erreichen die beiden Rollradien ihre Maxima (einerseits Maximum und andererseits das Minimum), so steht der Radsatz genau parallel zur Schienenachse. Durch den weiteren Bewegungsverlauf setzt sich dieser Vorgang nun in die andere Richtung fort. Dies führt zu einer Schlingerbewegung des Radsatzes. Für kleine Auslenkungen kann diese Bewegung mit einem Sinus angenähert werden (siehe Abbildung 5).^{10, 11}

⁸ Hochleitner H.G.: Fluidtechnik in „Schienenfahrzeugen“, TU Graz, WS 2012/2013 Version: 2012-01-30, S. 329

⁹ Hirschberg W., Waser H. M.: Skriptum Fahrzeugtechnik, TU Graz, Stand: 9.10.2012, S. 62

¹⁰ Haigermoser A.: Schienenfahrzeuge, Vorlesungsskriptum, TU Graz, Ausgabe 07.2002, S. 104 f

¹¹ Wikipedia, Internet 2015-09-24, 14:13: <https://de.wikipedia.org/wiki/Sinuslauf>

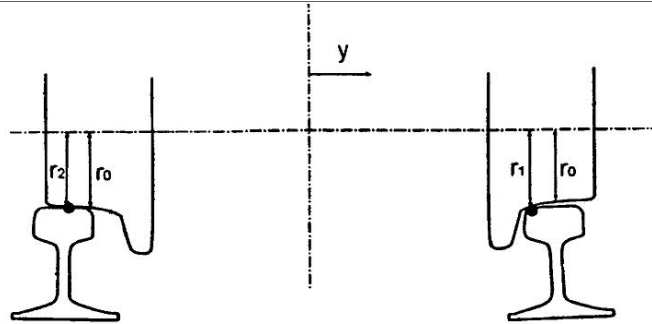


Abbildung 4: Außermittige Lage der Räder auf den Schienen¹²

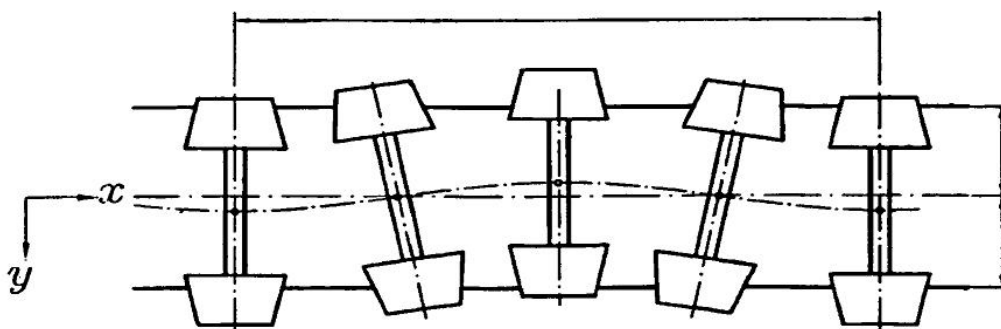


Abbildung 5: Sinuslauf des Drehgestells¹³

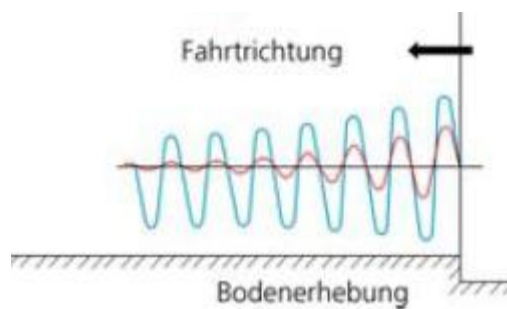


Abbildung 6: Verringerung der Auslenkung durch Dämpfer (rote Kurve) im Vergleich zur ungedämpften Auslenkung (blaue Kurve)¹⁴

Die aus der Maschinendynamik bekannte Formel für das Lehr'sche Dämpfungsmaß ist in Formel 1 festgehalten und kann generell Werte zwischen 0 (keine Dämpfung) und 1 (aperiodischer Grenzfall) annehmen. Im Fahrzeugbau werden meist auf Grund der

¹² Patentimages, Internet 2015-09-29, 20:20: <http://patentimages.storage.googleapis.com/EP2165910B1/imgf0001.png>

¹³ Patentimages, Internet 2015-09-29, 20:20: <http://patentimages.storage.googleapis.com/EP2165910B1/imgf0001.png>

¹⁴ Heißing B., Ersoy M.: Fahrwerkhandbuch - Grundlagen, Fahrdynamik, Komponenten, Systeme, Mechatronik, Perspektiven, 1. Auflage, Friedr. Vieweg & Sohn Verlag, Mai 2007, S. 267

Anforderungen an Komfort und Sicherheit Werte zwischen 0,3 (komfortabel) und 0,5 (sportlich) angestrebt.¹⁵

$$D = \frac{d_A}{2\sqrt{c_A m_A}}$$

Formel 1: Lehr'sches Dämpfungsmaß¹⁵

Geht man mit diesen Werten von einer linearen Dämpfung aus, so ergibt sich eine Dämpferkennlinie gemäß Abbildung 7 A.

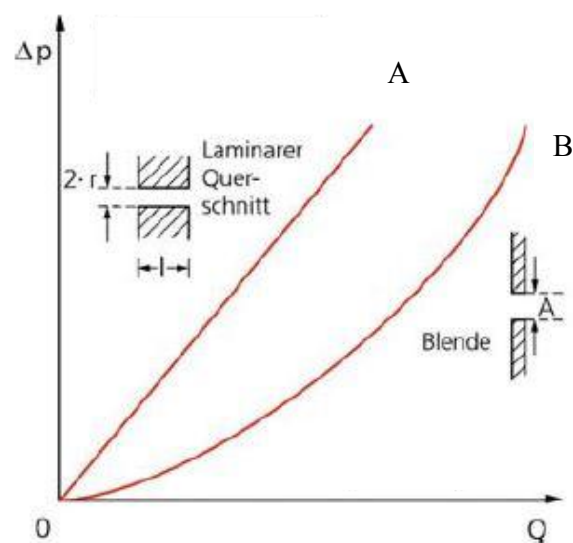


Abbildung 7: Lineare und progressive Dämpferkennlinie¹⁶

$$F = A \cdot \Delta p$$

Formel 2: Kraft¹⁷

$$v = \frac{Q}{A}$$

Formel 3: Geschwindigkeit¹⁷

¹⁵ Hirschberg W., Waser H. M.: Skriptum Fahrzeugtechnik, TU Graz, Stand: 9.10.2012, S. 63

¹⁶ Heißing B., Ersoy M.: Fahrwerkhandbuch - Grundlagen, Fahrdynamik, Komponenten, Systeme, Mechatronik, Perspektiven, 1. Auflage, Friedr. Vieweg & Sohn Verlag, Mai 2007, S. 269

¹⁷ Heißing B., Ersoy M.: Fahrwerkhandbuch - Grundlagen, Fahrdynamik, Komponenten, Systeme, Mechatronik, Perspektiven, 1. Auflage, Friedr. Vieweg & Sohn Verlag, Mai 2007, S. 268

Dämpfer haben einen großen Einfluss auf den Komfort eines Fahrzeuges. Schwingungs- und Geräuschbelastung von Passagieren, Nachschwingen, Aufschaukeln oder starkes Eintauchen bei der Bremsung sollen mit der korrekten Auslegung von Dämpfern vermieden werden.^{18,19} Es ist also darauf zu achten, einen Kompromiss zwischen einer harten Sicherheitsdämpfung und einer weichen Komfortdämpfung zu finden.¹⁸

Da Aufbau und Anordnung der Ventile stark variiert werden können ist eine große Variation von Dämpferkennlinien (progressiv, degressiv oder linear) und somit auch eine Anpassung an die jeweiligen Anforderungen des Dämpfers möglich.²⁰

¹⁸ Heißing B., Ersoy M.: Fahrwerkhandbuch - Grundlagen, Fahrdynamik, Komponenten, Systeme, Mechatronik, Perspektiven, 1. Auflage, Friedr. Vieweg & Sohn Verlag, Mai 2007, S. 266

¹⁹ Trzesniowski M.: Rennwagentechnik, 1. Auflage, Vieweg+Teubner | GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden, 2008, S. 305

²⁰ Heißing B., Ersoy M.: Fahrwerkhandbuch - Grundlagen, Fahrdynamik, Komponenten, Systeme, Mechatronik, Perspektiven, 1. Auflage, Friedr. Vieweg & Sohn Verlag, Mai 2007, S. 69

2 Ausgangssituation

2.1 Defekte an Dämpfern

Defekte an Dämpfern treten meist schleichend auf und können in sicherheitsrelevanten Situationen gefährlich werden.²¹

Die Fehlerarten an Dämpfern können sehr unterschiedlich sein, wie z.B. Beschädigungen des Silentblocks, Deformation des Staubschutzrohres, fehlerhafte Schweißnähte, Korrosion, Ölverlust, Abblättern bzw. Risse in den Gummiteilen etc.²² Da die Ursachen dieser Defekte nicht erst während des Betriebes entstehen müssen, ist bereits bei der Montage und Inbetriebnahme des Fahrzeuges auf einen fehlerfreien Herstellungsprozess und eine korrekte Handhabung der Dämpfer zu achten.

2.1.1 Undichtigkeit

Undichtigkeit kann durch verschlissene Kolbenstangendichtungen oder Beschädigungen an der Kolbenstange hervorgerufen werden.²³ Meist werden die Voraussetzungen für diesen Defekt bereits beim Zusammenbau oder der Montage des Dämpfers gelegt, indem er zu grob gehandhabt wird oder Fremdpartikel in das System gelangen.

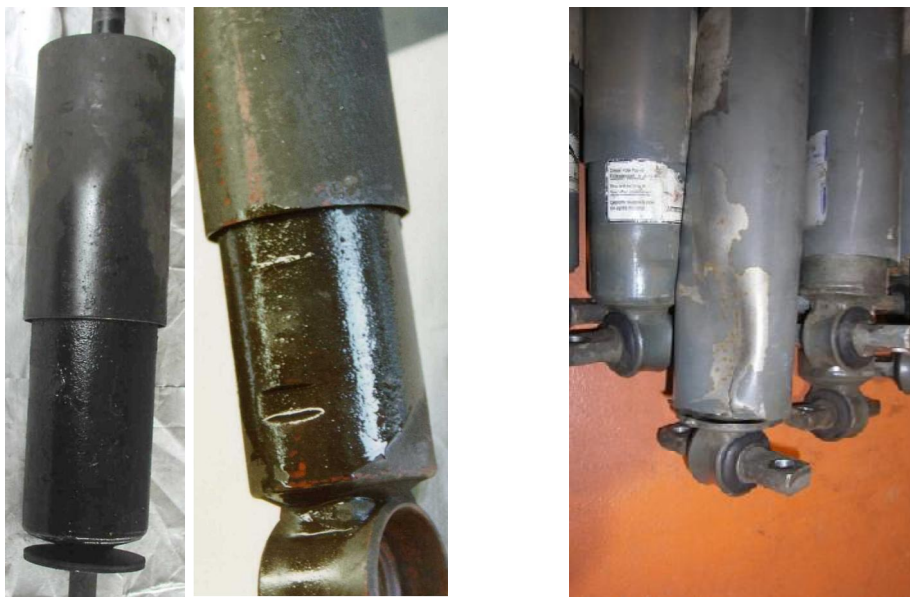


Abbildung 8: Undichte Dämpfer (links) und Deformation (rechts)²⁴

²¹ ZF Sachs: Technisches Training - Fahrzeugteile im Pkw Fahrwerk Aufbau, Funktion und mögliche Schäden, S. 5

²² Siemens intern: Instandhaltung E.A.03 Dämpfer A6Z00002287131 Version „“, S. 8 ff

²³ ZF Sachs: Technisches Training - Fahrzeugteile im Pkw Fahrwerk Aufbau, Funktion und mögliche Schäden, S. 22

²⁴ Siemens intern: Sichtkontrollanweisung Dämpfer A6Z00036788792 Version „A“, S. 3, 9

2.1.2 Akustische Auffälligkeiten

Auf Grund seines konstruktiven Aufbaus kann es bei einem Dämpfer durch verschiedene Effekte zu störenden Geräuschen kommen: Strömungsgeräusche, Ventilgeräusche und Klappern bzw. Knarren.²⁵ Dies kann durch eine lose Stoßdämpferbefestigung, eine Überschreitung der Lebensdauer des Dämpfers, Kontakt zwischen Schutz- und Zylinderrohr²⁶ aber auch durch Kavitation hervorgerufen werden.

Neben den Anforderungen bezüglich Scherstabilität und Schmiereigenschaften müssen die für einen Dämpfer verwendeten Mineralöle auch eine geringe Neigung zur Kavitation aufweisen, da es ansonsten besonders bei hohen Geschwindigkeiten im Dämpfer zur Bildung von Schaum und auch von Geräuschen kommen kann.²⁷

2.1.3 Ungenügende Wirkung und schlechte Fahreigenschaften

Eine ungenügende Wirkung des Dämpfers ist ebenfalls durch Beschädigungen an der Kolbenstange oder an Dichtungen und Ventilen zurück zu führen.²⁸

Hat der Dämpfer seine Lebensdauer, die stark vom Zustand der Gummimetallteile bzw. Dichtungen abhängig ist, bereits überschritten oder sind falsche Dämpfer verbaut, so können die Fahreigenschaften darunter leiden.²⁶

Wird bei der Montage des Dämpfers ein anderer Typ verbaut, so kann dies zu einem falschen Dämpferverhalten führen, d.h. der Dämpfer reagiert zu hart oder zu weich. Defekte Ventile können ebenfalls zu einer zu harten Dämpfung führen, hat der Dämpfer bereits seine Lebensdauer überschritten, so wird die Dämpfung zu weich.²⁶

2.1.4 Weitere Defekte

Auf Grund der Einwirkung von äußeren Kräften kann es zu einer Beschädigung der Schutzrohre kommen. Dies kann auf Grund von losen Schutzrohren zu Klappergeräuschen führen. Im schlimmsten Fall kommt es zu einer Blockade des Dämpfers.²⁹

Ein Schleifen des Schutzrohres am Zylinderrohr kann ebenfalls durch den Einfluss äußerer Kräfte, aber auch durch eine nicht fluchtende Befestigung oder falsche Ausführung der Schweißnähte verursacht werden.²⁹

Treten ozonbedingte Risse an den Gummigelenken auf, so sind diese noch nicht bedenklich. Kommt es zu Ablätterungen oder aufklaffenden Rissen, so ist dies nicht mehr zulässig.²⁹

²⁵ Siemens intern: Dämpfer, Akustik A6Z00005731027 Version „-“, S. 7

²⁶ ZF Sachs: Technisches Training Fahrzeugteile im Pkw Fahrwerk Aufbau, Funktion und mögliche Schäden, S. 22

²⁷ Heißing B., Ersoy M.: Fahrwerkhandbuch - Grundlagen, Fahrdynamik, Komponenten, Systeme, Mechatronik, Perspektiven, 1. Auflage, Friedr. Vieweg & Sohn Verlag, Mai 2007, S. 269 f

²⁸ ZF Sachs: Technisches Training Fahrzeugteile im Pkw Fahrwerk Aufbau, Funktion und mögliche Schäden, S. 22 f

²⁹ Siemens intern: Instandhaltungshandbuch für Schwingungsdämpfer Avenio München A6Z00034597476 Version „-“, S. 14 ff

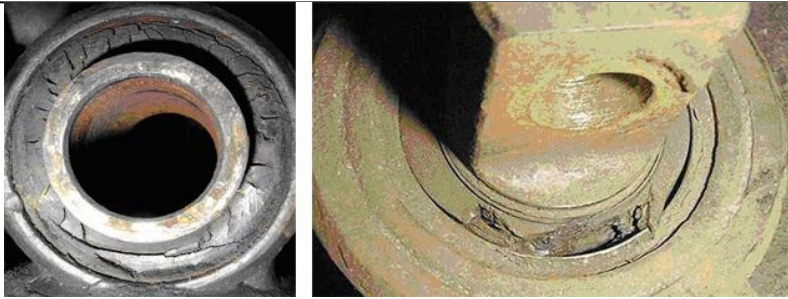


Abbildung 9: Risse und Ablätterungen an Gummitteilen³⁰

2.2 Unterscheidung zwischen Auffälligkeiten und Defekten

Wird ein Ölfilm am Dämpfer entdeckt, so ist eine genauere Untersuchung notwendig. Handelt es sich hierbei lediglich um ein so genanntes leichtes „Schwitzen“, also einem sehr geringen Ölfilm, so stellt dies noch keinen Defekt dar, da bei jedem Hub etwas Öl aus der Arbeitskammer transportiert wird, um die Dichtungen zu schmieren und so die korrekte Funktionsweise der Dichtungen sicher zu stellen. Um heraus zu finden, ob der Dämpfer leckt oder nur schwitzt, sollte entweder mit trockenen Fingern über den Dämpfer gefahren oder dieser mit einem trockenen Tuch abgewischt und dies nach mehreren Tagen wiederholt werden. Weiters muss sichergestellt werden, dass die am Dämpfer befindliche Ölschicht nicht von einer externen Quelle, wie z.B. Schmierung oder Konservierung anderer Bauteile, stammen könnte. Überbeanspruchung, Beschädigungen an der Kolbenstange, Verschmutzungen oder eine Überschreitung der Lebensdauer können bei Dämpfern zu kaputten Kolbenstangendichtungen und somit zu Undichtigkeit führen, welche im Gegensatz zum „Schwitzen“ einen Defekt darstellt. Da es bereits beim Zusammenbau des Dämpfers oder dessen Montage am Drehgestell zu Beschädigungen an der Kolbenstange oder ähnlichen Defekten kommen kann, ist während jeglicher Handhabung des Dämpfers auf eine korrekte und saubere Vorgehensweise zu achten. Undichtigkeit wird meist durch einen Verlust an Dämpfungskraft oder eine Sichtprüfung festgestellt.³¹

Bei ungewöhnlicher Geräusentwicklung ist zunächst sicher zu stellen, dass diese tatsächlich von den Dämpfern ausgeht und nicht von anderen Bauteilen. Sämtliche Anbauteile sind in richtiger Reihenfolge und mit korrektem Anzugsmoment zu montieren. Ursachen für Geräusche können z.B. auf Grund von überschrittener Lebensdauer oder Verschmutzungen verschlissene Gummigelenke sein.³¹

Nicht montierte Abdeckkappen können zu einem Zischen der Ventile und somit zu deutlich wahrnehmbaren Dämpfergeräuschen führen. Auch durch Überbeanspruchung angerissene Gelenkaugen können Geräusche erzeugen.³¹

³⁰ Siemens intern: Sichtkontrollanweisung Dämpfer A6Z00036788792 Version „A“, S. 5

³¹ ZF Sachs: Technisches Training Fahrzeugteile im Pkw Fahrwerk Aufbau, Funktion und mögliche Schäden, S. 22 ff

Ob es sich bei den auftretenden Geräuschen nur um Auffälligkeiten oder um Defekte handelt, hängt davon ab, ob die Funktionstüchtigkeit des Dämpfers und in weiterer Folge auch die Sicherheit und der Komfort des Fahrwerkes beeinträchtigt wird oder nicht.

Um die uneingeschränkte Funktionalität der Dämpfer zu kontrollieren findet alle 60.000km und bei Bedarf, d.h.: bei Ausfall oder Beschädigung, eine Überprüfung statt.³²

2.3 Complaint

Bei einem Projekt der Firma Siemens wurden seitens des Kunden störende Geräusche im Fahrzeuginnenraum, die während des Durchfahrens von engen Kurvenradien wahrgenommen werden konnten, reklamiert. Infolgedessen wurden die betroffenen Züge nicht für den Passagierbetrieb freigegeben.³³

Die bei diesem Projekt verbauten vier Sekundär-Horizontal-Dämpfer sind jeweils an den Enden der Langträger an das Fahrwerk angebunden und befinden sich somit direkt im Sitzkasten unter den Fahrgastsitzen. Anlässlich des Complaints wurden Versuchsfahrten im Depot durchgeführt, welche die Geräuschentwicklung bestätigten. An Fahrwerken, bei denen die Dämpfer vom Fahrwerk entkoppelt wurden, traten keine akustischen Auffälligkeiten auf. Dies bestätigte die Annahme, dass die reklamierten Geräusche von den Dämpfern verursacht wurden. Des Weiteren wurden die Dämpfer auch beim Hersteller auf einem Prüfstand getestet. Hierbei konnten strömungsbedingte Geräusche in der Zugstufe festgestellt werden. Diese werden vor allem von den Parametern Bauform, Baugröße und Kennlinie beeinflusst. Die genaue Ursache für die im Innenraum auftretenden Geräusche konnte nicht in Kenntnis gebracht werden. Auslöser hierfür könnten z.B. Resonanzen im Anbau oder turbulente Strömungen im Dämpfer sein.³⁴

Die Dämpfer der betroffenen Projekte wurden hinsichtlich Ventilgeometrie und Kennlinie so angepasst, dass es zu keinerlei störender Geräuschentwicklung kommt.³⁵

2.4 Bisher keine genaue Spezifikation für Dämpfer hinsichtlich Akustik

Für Dämpfer gibt es genaue Spezifikationen bezüglich ihrer Eigenschaften wie z.B. Dämpferkennlinie, Steifigkeit oder Widerstandsfähigkeit gegen äußere Einflüsse. Hinsichtlich der akustischen Eigenschaften wurden die Grenzen bisher sehr unspezifisch definiert, indem die Dämpfer nur in Relation zu einem Referenzdämpfer verglichen wurden oder in der Spezifikation lediglich festgehalten wurde, dass diese keine „störenden Geräusche“ abstrahlen durften.

³² Siemens intern: Instandhaltung E.A.03 Dämpfer A6Z00002287131 Version „-“, S. 14

³³ Siemens intern: Complaint 3697 - Strömungsgeräusche im Sekundär Horizontal Dämpfer A6Z00036210616 Version „-“, S. 3

³⁴ Siemens intern: Complaint 3697 - Strömungsgeräusche im Sekundär Horizontal Dämpfer A6Z00036210616 Version „-“, S. 3f

³⁵ Siemens intern: Complaint 3697 - Strömungsgeräusche im Sekundär Horizontal Dämpfer A6Z00036210616 Version „-“, S. 4

3 Aufgabenstellung und Zielsetzung

Es soll ein Messaufbau und weiterführend ein entsprechender Ablauf für Dämpfermessungen zum Thema akustische Eigenschaften definiert und diese bei mehreren Messungen verschiedener Dämpfer erprobt werden.

Im Laufe der Diplomarbeit soll eine akustische quantitative Spezifikation für Dämpfer entstehen, die den Prüfvorgang für Dämpfermessungen beschreibt und Grenzen festlegt. Im Vergleich zu den alten Ansätzen bietet dieses Konzept, wenn einmal fertig ausgearbeitet, die Möglichkeit, Dämpferelemente quantitativ und in einem abgeschlossenen System vergleichbar zu bewerten. Gleichzeitig beinhaltet dieses System eine normative Komponente.

4 Grundlagen Dämpfer

4.1 Dämpfertypen und ihre Funktion

Die Dämpfertypen können grob danach unterschieden werden, ob die Umwandlung von Schwingungen in Wärme mittels mechanischer Reibung oder Flüssigkeitsreibung stattfindet (siehe Abbildung 10).³⁶

Bei Dämpfern, die Schwingungen mittels Reibung umwandeln, ist die Dämpferkraft zwar nicht von der Geschwindigkeit des Dämpfers, aber dafür von der Beladung des Fahrzeuges abhängig. Ausführungen dieses Prinzips sind z.B. Blatt- oder Tellerfedern. Der Nachteil dieses Dämpfertypus liegt darin, dass ihre Wirkung von der Amplitude der Anregung abhängt und somit z.B. hochfrequente Anregungen mit geringer Amplitude nicht gedämpft werden können.³⁷

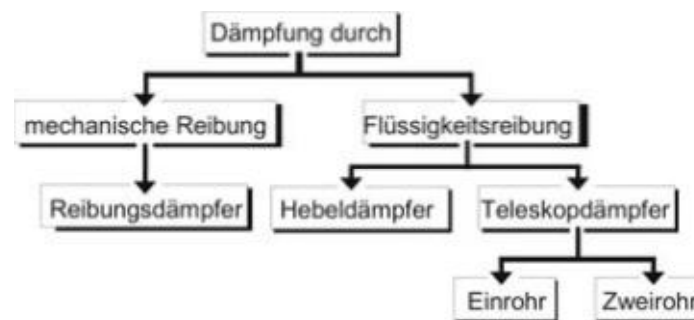


Abbildung 10: Unterscheidung der Dämpfertypen³⁶

Im Fahrzeugbau hat sich vor allem der Teleskopdämpfer durchgesetzt, den es in den Bauweisen Einrohr- und Zweirohr-Dämpfer gibt.³⁸

Grob betrachtet besteht ein Teleskopdämpfer aus einer Kolbenstange, die in einem Zylinder geführt wird. Beim Ein- oder Ausfedern wird der Kolben, der den Arbeitszylinder in einen oberen und einen unteren Arbeitsraum unterteilt, innerhalb des Zylinders verschoben und das darin befindliche Fluid strömt über verschiedene Kanäle und Ventile im Kolben (Abbildung 11).³⁹ Die Dämpferkräfte werden also auf Grund der Druckdifferenzen zwischen den beiden Arbeitsräumen erzeugt. Hierbei hängen die Drücke von der Kolbengeschwindigkeit und die Strömungswiderstände von der Ventilform ab.⁴⁰ Bei Zug- und Druckstufe kann es zu unerwünschten Schwingungen kommen. Das Verhalten eines solchen Dämpfers ist von verschiedenen Faktoren, wie z.B. Viskosität des Öls oder Ventilform abhängig.

³⁶ Heißing B., Ersoy M.: Fahrwerkhandbuch - Grundlagen, Fahrdynamik, Komponenten, Systeme, Mechatronik, Perspektiven, 1. Auflage, Friedr. Vieweg & Sohn Verlag, Mai 2007, S. 69

³⁷ Hochleitner H.G.: Fluidtechnik in „Schienenfahrzeugen“, TU Graz, WS 2012/2013 Version: 2012-01-30, S. 336

³⁸ Trzesniowski M.: Rennwagentechnik, 1. Auflage, Vieweg+Teubner | GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden, 2008, S. 311

³⁹ Siemens intern: Instandhaltung E.A.03 Dämpfer A6Z00002287131 Version „-“, S. 3ff

⁴⁰ Siemens intern: Instandhaltungshandbuch für Schwingungsdämpfer Avenio München A6Z00034597476 Version „-“, S. 10

Um den Hub zu begrenzen werden Druck- oder Zuganschlage vorgesehen, die sich entweder im Inneren oder außerhalb des Dämpfers befinden können.⁴¹

Gummigelenke dienen der Verbindung zum Fahrwerk, die bei Drehstellen meist als Ringgelenke realisiert werden (es gibt auch noch Stiftgelenke).⁴¹

4.1.1 Einrohr-Dämpfer

Bei Einrohr-Dämpfern befinden sich im Arbeitszylinder sowohl Öl als auch Gas. Die beiden Kammern werden von einem Kolben, an dem sich auch die Ventile für Zug- und Druckstufe befinden, voneinander getrennt.⁴²

Die Dämpferkennlinien des Einrohr-Dämpfers werden auf die Anforderungen wie z.B. Beladung und Leergewicht des Fahrzeuges angepasst.⁴³

Die Dämpfungskräfte sind hierbei von den Federscheiben und Drosselbohrungen am Kolben abhängig. Die Dichtung wird mechanisch vorgespannt und zusätzlich mit einem Innendruck beaufschlagt an der Kolbenstange angelegt.⁴²

Das außen liegende Schutzrohr dient dem Schutz des Dämpfers vor Steinen und Schmutz.⁴⁴

Bei der Druckstufe verringert sich die Dämpferlänge auf Grund von von außen aufgebrachtten Kräften oder Schwingungen. Das Öl strömt vom unteren Raum über die Ventile nach oben, wodurch ein Widerstand entsteht und Gas verdichtet wird.⁴³

In der Zugstufe wird der Dämpfer auf Grund von äußeren Kräften auseinander gezogen. Das Ventil setzt dem nach unten strömenden Ol einen Widerstand entgegen und das Gasvolumen vergrößert sich.⁴³

Die Vorteile des Einrohr-Dämpfers gegenüber dem Zweirohr-Dämpfer bestehen in der besseren Wärmeabfuhr in die Umgebung, der beliebigen Einbaulage und der Möglichkeit, den Kolbendurchmesser bei gleichem Außendurchmesser größer ausführen zu können.⁴⁵

Als Nachteile dieser Bauweise sind die höheren Kosten und die höheren Losbrechkrafte (Ansprechen) des Dämpfers zu nennen.⁴⁶ Weiters ist diese Ausfuhung für Biegebeanspruchungen ungeeignet und auch die Abdichtung der Kolbenstange kann unter Umständen recht aufwändig sein.⁴⁷

⁴¹ ZF Sachs: Technisches Training Fahrzeugteile im Pkw Fahrwerk Aufbau, Funktion und mögliche Schäden, S. 10

⁴² Heißing B., Ersoy M.: Fahrwerkhandbuch - Grundlagen, Fahrdynamik, Komponenten, Systeme, Mechatronik, Perspektiven, 1. Auflage, Friedr. Vieweg & Sohn Verlag, Mai 2007, S. 271

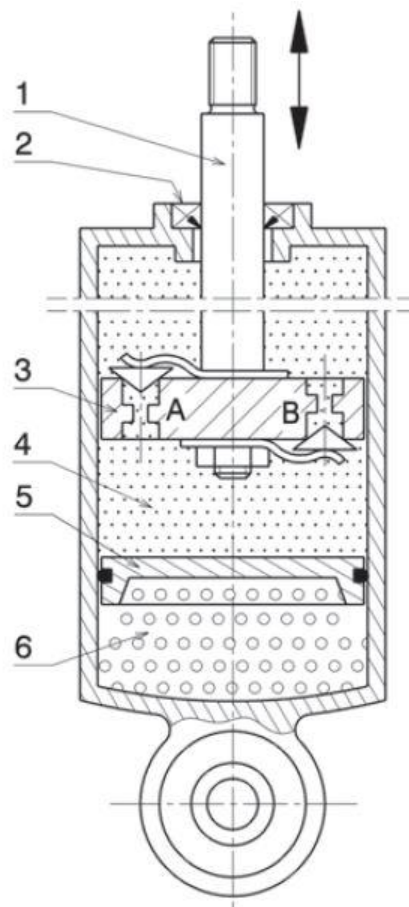
⁴³ ZF Sachs: Technisches Training - Fahrzeugteile im Pkw Fahrwerk Aufbau, Funktion und mögliche Schäden, S. 6f

⁴⁴ Siemens intern: Instandhaltung E.A.03 Dämpfer A6Z00002287131 Version „“, S.4

⁴⁵ Trzesniowski M.: Rennwagentechnik, 1. Auflage, Vieweg+Teubner | GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden, 2008, S. 313 f

⁴⁶ Trzesniowski M.: Rennwagentechnik, 1. Auflage, Vieweg+Teubner | GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden, 2008, S. 314

⁴⁷ Hirschberg W., Waser H. M.: Skriptum Fahrzeugtechnik, TU Graz, Stand: 9.10.2012, S. 66



- | | |
|-----------------------------|------------------|
| 1 Kolbenstange | 4 Arbeitsraum |
| 2 Dichtung der Kolbenstange | 5 Trennkolben |
| 3 Kolben mit Ventilen | 6 Ausgleichsraum |

Abbildung 11: Aufbau eines Einrohr-Dämpfers⁴⁸

4.1.2 Zweirohr-Dämpfer

Sowohl im Arbeits- als auch im Ausgleichsraum, der sich zwischen Arbeitszylinder und Behälterrohr befindet, befindet sich Öl, wobei der Letztere auch noch zu einem gewissen Teil Luft enthält. Auf Grund ihrer Konstruktion weisen Zweirohr-Dämpfer eine kürzere Länge auf als Einrohr-Dämpfer.⁴⁹

⁴⁸ Trzesniowski M.: Rennwagentechnik, 1. Auflage, Vieweg+Teubner | GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden, 2008 , S. 313

⁴⁹ Hirschberg W., Waser H. M.: Skriptum Fahrzeugtechnik, TU Graz, Stand: 9.10.2012, S. 66f

Bei dieser Bauweise befinden sich nicht nur am Kolben, sondern auch am Boden Ventile, welche aus Federscheiben, Ventilkörpern und Drosselbohrungen aufgebaut sind.⁵⁰

Bei der Druckstufe wird der Dämpfer gestaucht und die Dämpfung wird ausschließlich vom Bodenventil diktiert, welches das Öl, das in den Ausgleichsraum strömt, mit einem Widerstand beaufschlagt. Das Kolbenventil ist hierbei geöffnet.⁵¹

In der Zugstufe wird der Dämpfer in die Länge gezogen. Hierbei dämpft ausschließlich das Kolbenventil, welches das nach unten strömende Öl mit einem Widerstand beaufschlagt. Das Bodenventil ist hierbei geöffnet und das Öl kann ungehindert vom Ausgleichsraum in den Arbeitsraum fließen.⁵²

Die Vorteile des Zweirohr-Dämpfers bestehen in der einfachen Konstruktion, dem geringen Platzbedarf und der geringen auftretenden Reibung an der Kolbenstangendichtung.⁵³ Des Weiteren kann diese Bauweise mit Biegebeanspruchung beaufschlagt werden.⁵⁴

Nachteilhaft an dieser Bauweise ist, dass die Einbaulage des Dämpfers beschränkt ist, die Kühlung des Öls nur im Ausgleichsraum möglich ist und es bei langer Standzeit des Fahrzeuges zum Absinken des Ölstandes kommen kann.⁵³

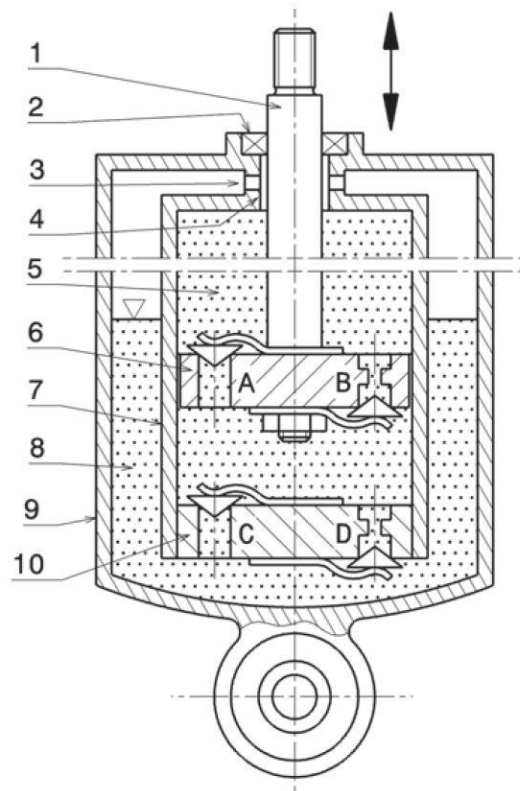
⁵⁰ Heißing B., Ersoy M.: Fahrwerkhandbuch - Grundlagen, Fahrdynamik, Komponenten, Systeme, Mechatronik, Perspektiven, 1. Auflage, Friedr. Vieweg & Sohn Verlag, Mai 2007, S. 270

⁵¹ ZF Sachs: Technisches Training - Fahrzeugteile im Pkw Fahrwerk Aufbau, Funktion und mögliche Schäden, S. 9

⁵² ZF Sachs: Technisches Training - Fahrzeugteile im Pkw Fahrwerk Aufbau, Funktion und mögliche Schäden, S. 9

⁵³ Trzesniowski M.: Rennwagentechnik, 1. Auflage, Vieweg+Teubner | GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden, 2008, S. 312

⁵⁴ Hirschberg W., Waser H. M.: Skriptum Fahrzeugtechnik, TU Graz, Stand: 9.10.2012, S. 67



- | | |
|---------------------------|-----------------------|
| 1 Kolbenstange | 6 Kolben mit Ventilen |
| 2 Dichtung | 7 Zylinderrohr |
| 3 Rücklaufbohrung | 8 Ausgleichsraum |
| 4 Führung d. Kolbenstange | 9 Außenrohr |
| 5 Arbeitsraum | 10 Bodenventile |

Abbildung 12: Aufbau eines Zweirohr-Dämpfers⁵⁵

4.2 Einbausituationen

Da bei Schienenfahrzeugen neben vertikalen Stößen auch horizontale und Drehschwingungen gedämpft werden müssen, ist die Auslegung von Dämpfern und deren Anordnung im Drehgestell ein sehr komplexes Themengebiet. Wie bei den

⁵⁵ Trzesniowski M.: Rennwagentechnik, 1. Auflage, Vieweg+Teubner | GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden, 2008, S. 312

Federungen wird auch bei den Vertikaldämpfern zwischen Primär- und Sekundärstufe unterschieden.⁵⁶

Die Primär-Vertikaldämpfer sind hierbei zwischen den Achslagern und dem Rahmen angeordnet, während sich Sekundär-Vertikal- und Schlingerdämpfer zwischen Rahmen und Wagenkasten befinden.⁵⁶

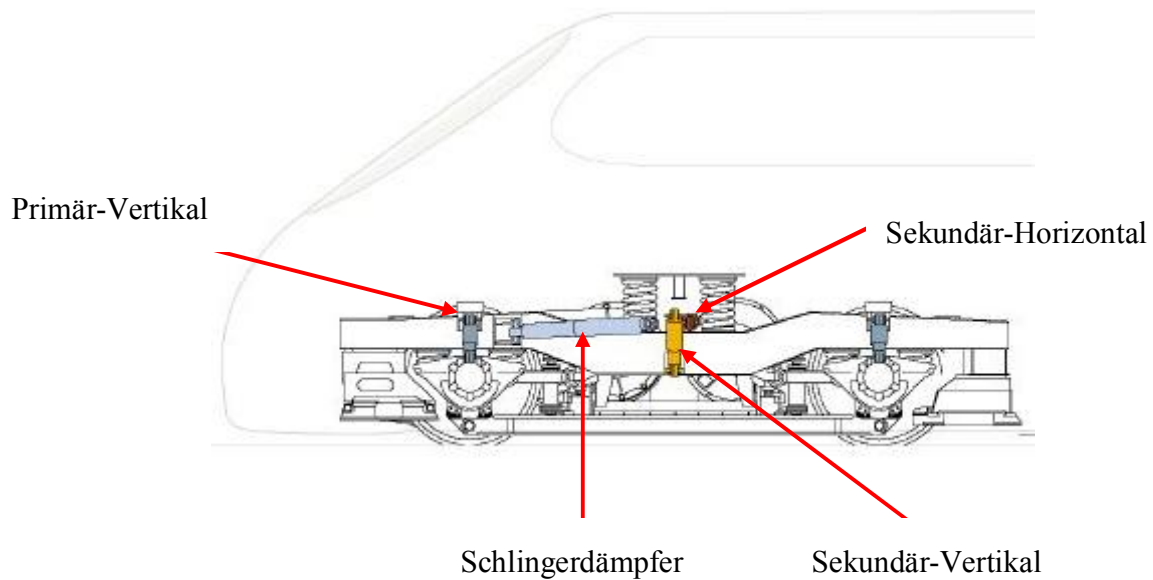


Abbildung 13: Einbausituationen von Dämpfern im Drehgestell⁵⁶

⁵⁶ Hochleitner H.G.: Fluidtechnik in „Schienenfahrzeugen“, TU Graz, WS 2012/2013 Version: 2012-01-30, S. 329 ff

5 Messung

Im Zuge dieser Masterarbeit wurden mehrere Sekundär-Horizontal-Dämpfer aus verschiedenen Projekten auf einem Prüfstand getestet, um deren Körperschall näher zu untersuchen. Die Aufgabe von Sekundär-Horizontal-Dämpfern besteht darin, die Querbewegungen des Drehgestelles gegenüber des Wagenkastens in der Sekundärfederstufe zu mindern, indem die Bewegungsenergie durch Flüssigkeitsreibung in Wärme umgewandelt wird. Federstufen verbinden Komponenten mit hohen Schwingungen mit Bauteilen geringer Schwingung.⁵⁷ Somit haben sie Einfluss auf die fahrtechnischen Eigenschaften des Fahrzeuges beziehungsweise auch auf dessen Komfort.

Die folgenden Sekundär- Dämpfer wurden einer Körperschallmessung unterworfen und anschließend miteinander verglichen:

- Projekt „1“ (defekte Charge)
- Projekt „2“ (überarbeitete Charge)
- Projekt „3“ (Auffälligkeiten im Betrieb)
- Projekt „4“ (Referenz)

Der Dämpfer des Projektes „1“ stammt noch aus einer alten Charge, bei welcher die Ventilgeometrie noch nicht überarbeitet wurde. Der Dämpfer des Projektes „2“ stammt hingegen aus einer neuen Charge, welche bereits überarbeitet wurde.

Die Fahrwerke des Projektes „3“ werden mit Dämpfern von zwei verschiedenen Herstellern ausgestattet. Der im Zuge dieser Arbeit geprüfte Dämpfer stammt vom Hersteller, dessen Dämpfer im Betrieb auffällig sind.

Der Dämpfer des Projektes „4“ weist keinerlei Auffälligkeiten im Betrieb auf und dient somit als Referenz.

In Abbildung 14 ist für das bessere Verständnis ein Sekundär-Horizontal-Dämpfer abgebildet, wie er auch bei laufenden Projekten der Firma Siemens eingebaut wird.

⁵⁷ Siemens intern: Dämpfer, Akustik A6Z00005731027 Version „-“, S. 6

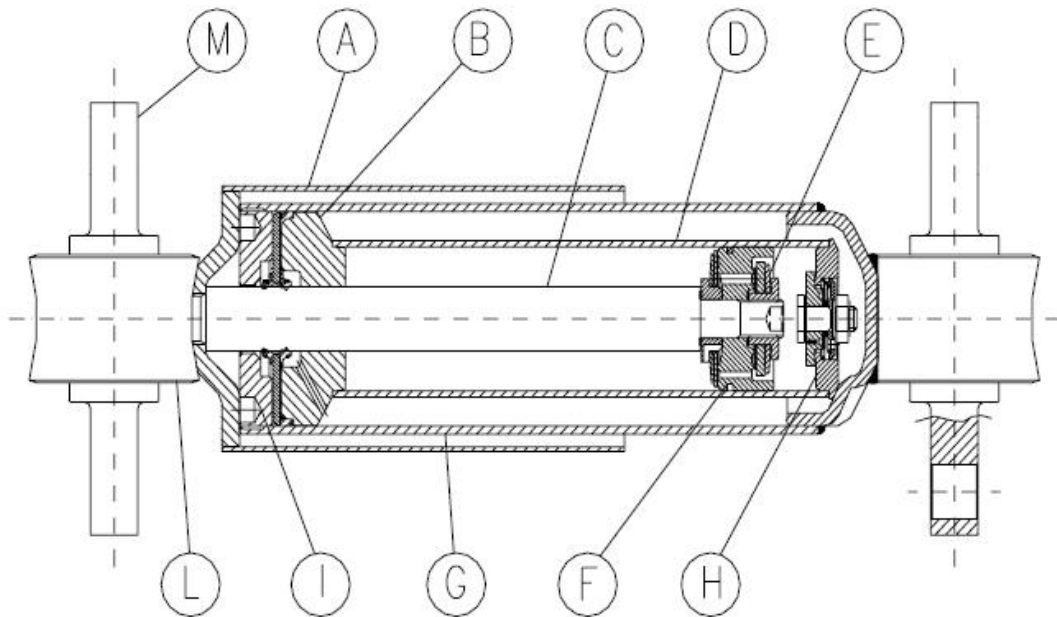


Abbildung 14: Aufbau eines Dämpfers⁵⁸

A	Staubschutzrohr	G	Zwischenrohre
B	Kolbenstangenführung	H	Druckventil
C	Kolbenstange	I	Verschlussschraube
D	Arbeitszylinder	L	Öhr
E	Rückschlagventil	M	Silentblock
F	verschiebbarer Kolben		

5.1 Messaufbau und -ablauf

Es sollte eine Belastung stattfinden, die derer des Betriebs nahe kommt. Die Anzahl der Belastungszyklen wurde so gewählt, dass die Temperatur der Prüflinge während der Versuche annähernd dieselbe war und eine Überhitzung vermieden werden konnte. Die geprüften Dämpfer wurden anschließend im Bezug auf die folgenden Größen miteinander verglichen:

- ➔ Einzelkräfte oben und unten (jeweils zwei)
- ➔ Summenkräfte oben und unten

⁵⁸ Siemens intern: Instandhaltung E.A.03 Dämpfer A6Z00002287131 Version „-“, S. 3

Die Einleitekraft und der Aktionsweg wurden mittels Kraft- und Wegmesssystem des IST-Prüfzylinders ermittelt. Die Signale wurden synchron mit dem Trägerfrequenzmessverstärker (Typ HBM Spider 8) erfasst und mit dem Softwarepaket Beam aufgezeichnet. Die Visualisierung der Messergebnisse und die Dokumentation wurden mit den Softwarepaketen Famos, Excel und MATLAB durchgeführt. Im Zuge der Messungen sollten auch die Kraft-Weg-Kennlinien der Sekundär-Horizontal-Dämpfer bei verschiedenen Belastungsgeschwindigkeiten aufgezeichnet werden. Die Prüftemperatur betrug $\sim 20^{\circ}\text{C}$.

Da die Dämpfer in vertikaler Ausrichtung geprüft wurden, entspricht die Einbaulage des Versuchs nicht derer im Drehgestell. Die Befestigung der Dämpfer zur Prüfvorrichtung erfolgte mit M12 Schrauben und einem Anzugsmoment von 70Nm. Zwischen der Dämpferbefestigung und den Befestigungsstellen zur Prüfeinheit wurden abgeschrägte Beilagen und Kraftaufnehmer vom Typ Kistler 9031A (Messaufnehmer für Körperschallmessung) eingebaut. Dadurch wurde sicher gestellt, dass die Krafteinleitung zentrisch und ohne torsionaler Vorspannung der Gelenkaugen des Dämpfers erfolgte. Die für den jeweiligen Dämpfer benötigte Abschrägung der Beilagscheiben wurde aus den entsprechenden Zeichnungen entnommen.



Abbildung 15: Prüfaufbau



Abbildung 16: Dämpfer des Projektes „1“ während des Prüfvorgangs

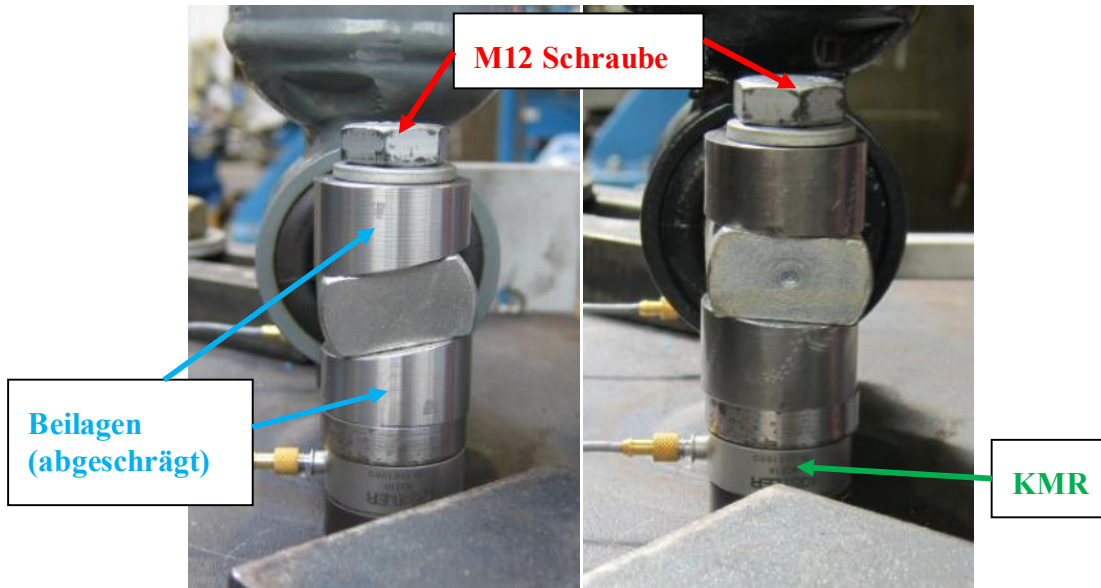


Abbildung 17: Beilagen zur zentrischen Kräfteinleitung und Vermeidung von torsionaler Vorspannung, Kraftmessringe

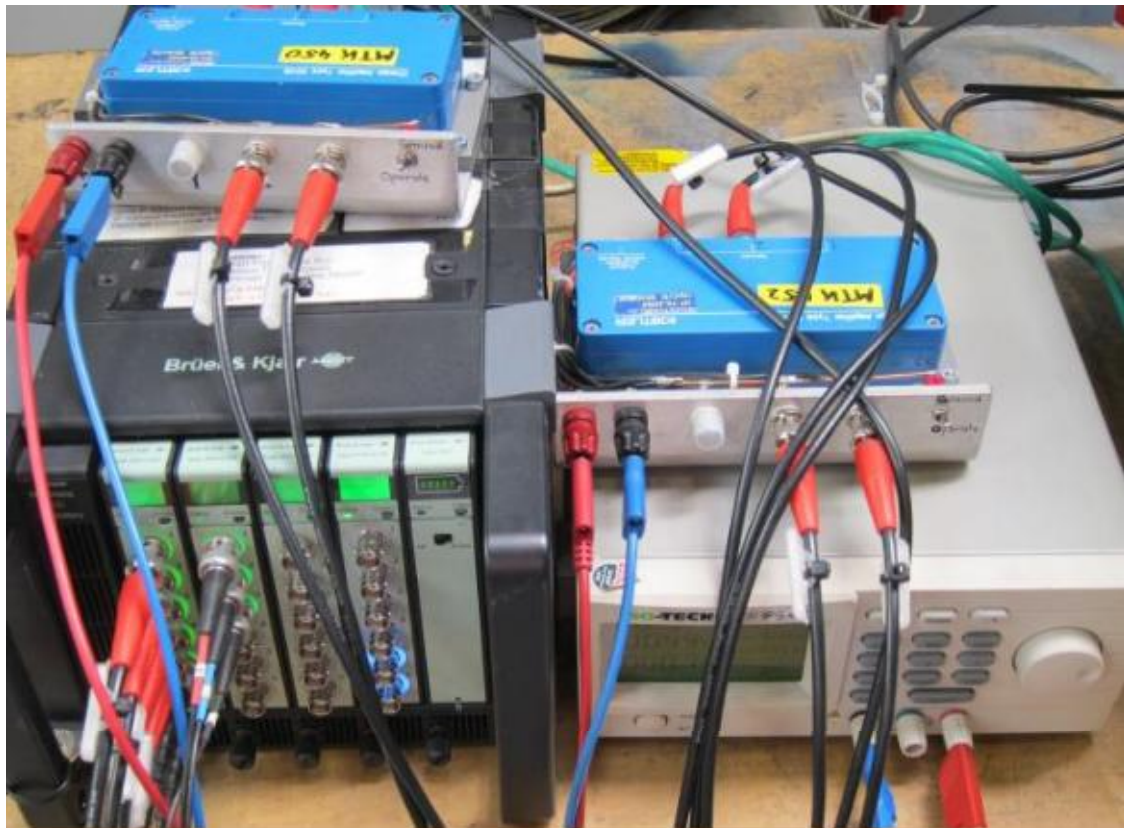


Abbildung 18: Messaufbau

Sämtliche Dämpfer wurden mehreren Messungen mit unterschiedlichen Parametern unterzogen, die in Tabelle 1 Tabelle 3 aufgelistet sind. Hierbei wurden Signalform, Hub und Frequenz bei unterschiedlichen Ausgangslängen der Dämpfer variiert. Um Überhitzung zu vermeiden, wurden pro Messung nur 10 Hübe absolviert.

Signalform	Hub [mm]	Frequenz [Hz]	Geschwindigkeit [m/s]	Versuch
Dreieck	±25	0,5000	0,05	V01
		0,5000	0,05	V02
		1,0000	0,1	V03
		1,5000	0,15	V04
Dreieck	±25	0,5000	0,05	V20

Tabelle 1: Messungen Projekt „1“

Signalform	Hub [mm]	Frequenz [Hz]	Ausgangslänge 585 mm
Dreieck	±25	0,5	C01
		1	C02
		1,5	C03
	±10	0,5	C04
		1	C05
		1,5	C06
	±20	0,5	C07
		1	C08
		1,5	C09
Sinus	±25	0,5	C10
		1	C11
		1,5	C12
	±10	0,5	C13
		1	C14
		1,5	C15
	±20	0,5	C16
		1	C17
		1,5	C18

Tabelle 2: Messungen Projekt „2“

Im Fall des Dämpfers des Projektes „2“ konnte nur eine Länge getestet werden, da die zur Verfügung stehende Testvorrichtung eine Messung in Mittelstellung nicht zuließ.

Signalform	Hub [mm]	Frequenz [Hz]	Ausgangslänge 495mm	Ausgangslänge 446mm
Dreieck	±25	0,5	V01	W01
		1	V02	W02
		1,5	V03	W03
	±10	0,5	V04	W04
		1	V05	W05
		1,5	V06	W06
	±30	0,5	V07	W07
		1	V08	W08
		1,5	V09	W09
Sinus	±25	0,5	V10	W10
		1	V11	W11
		1,5	V12	W12
	±10	0,5	V13	W13
		1	V14	W14
		1,5	V15	W15
	±30	0,5	V16	W16
		1	V17	W17
		1,5	V18	W18

Tabelle 3: Messungen Projekt „3“

Signalform	Hub [mm]	Frequenz [Hz]	Ausgangslänge 495mm	Ausgangslänge 446mm
Dreieck	±25	0,5	A01	B01
		1	A02	B02
		1,5	A03	B03
	±10	0,5	A04	B04
		1	A05	B05
		1,5	A06	B06
	±30	0,5	A07	B07
		1	A08	B08
		1,5	A09	B09
Sinus	±25	0,5	A10	B10
		1	A11	B11
		1,5	A12	B12
	±10	0,5	A13	B13
		1	A14	B14
		1,5	A15	B15
	±30	0,5	A16	B16
		1	A17	B17
		1,5	A18	B18

Tabelle 4: Messungen Projekt „4“

6 Ergebnisse

Da die Dämpfungskräfte bei Hydraulikdämpfern im Idealfall proportional zur Geschwindigkeit des Kolbens sind, resultieren aus geringen Hubgeschwindigkeiten nur geringe und aus hohen Geschwindigkeiten hohe Kräfte. Das Einstellen des gewünschten Dämpfungskraftverlaufes erfolgt über die Ventile. Hierzu dienen entweder freie oder mit federbelasteten Ventilen versehene Drosselbohrungen. Die Ventildedern werden hierbei entweder vorgespannt, oder es werden mehrere Bohrungen hintereinander frei geschaltet.⁵⁹

6.1 Kraft-Weg-Kennlinien

Um die Dämpferkennlinien, welche den Zusammenhang zwischen Kraft und Geschwindigkeit darstellen, eines Dämpfers zu bestimmen, wird dieser auf einer Maschine mit konstantem Hub und unterschiedlicher Drehzahl bzw. Geschwindigkeit betrieben. Die höchsten Zug- und Druckkräfte werden dann im Diagramm über der jeweiligen Geschwindigkeit aufgetragen.⁵⁹

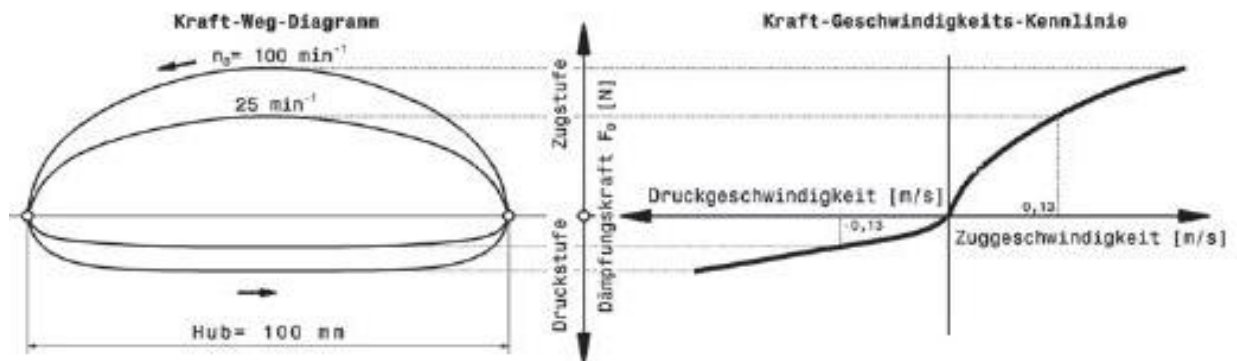


Abbildung 19: Ermittlung Dämpferkennlinie⁵⁹

$$v_{D,max} = \frac{\pi * S_D * n_D}{60}$$

Formel 4: Zusammenhang Geschwindigkeit, Weg und Drehzahl⁵⁹

Wie in Abbildung 20 ersichtlich, kann der Zusammenhang zwischen Dämpferkraft und Geschwindigkeit sowohl progressiv, linear, als auch degressiv sein. Anzumerken ist, dass die Form der Hysteresekurve sich direkt auf den Dämpferkraftverlauf auswirkt. Die größte Fläche und somit auch größte Dämpfung entsteht bei einem degressiven Kraftverlauf und

⁵⁹ Trzesniowski M.: Rennwagentechnik, 1. Auflage, Vieweg+Teubner | GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden, 2008, S. 315

umgekehrt. Der Verlauf der Kennlinie wird hierbei direkt mit der Hochzahl n in Formel 5 gekennzeichnet ($n > 1$ progressiv, $n = 1$ linear, $n < 1$ degressiv).⁶⁰

$$F_D = k_D * v_D^n$$

Formel 5: Dämpferkraft⁶⁰

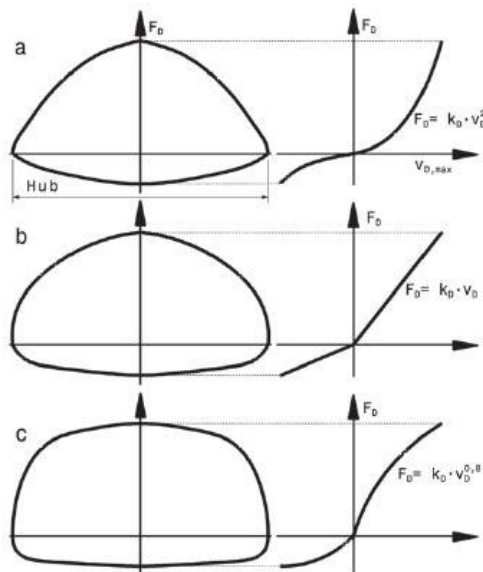


Abbildung 20: Einfluss des Kennlinienverlaufes auf die Form der Hysteresekurve⁶⁰

Die Hystereseform ist bei der Festlegung von Rad- und Aufbaudämpfung irrelevant, da hierfür lediglich die maximalen Zug- und Druckkräfte und auch die maximale Geschwindigkeit des Kolbens benötigt werden. Eine mittlere Zugkraft lässt sich beispielsweise aus der Höhe des Rechteckes, mit der Länge des Hubes bestimmen, welches flächengleich ist mit dem Inhalt der Dämpferkurve im positiven Kraftbereich. Eine mittlere Druckkraft lässt sich analog bilden.⁶⁰

⁶⁰ Trzesniowski M.: Rennwagentechnik, 1. Auflage, Vieweg+Teubner | GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden, 2008, S. 316

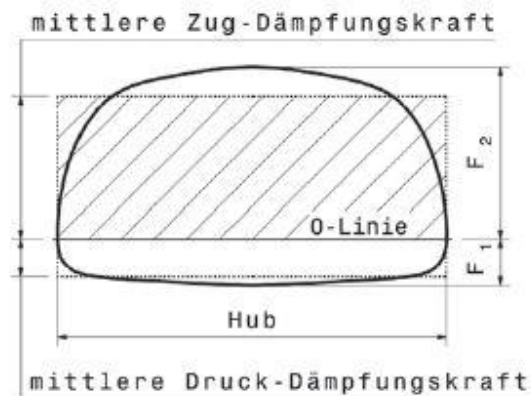


Abbildung 21: Ermittlung der mittlerern Zugkraft anhand eines flächengleichen Rechteckes⁶¹

Anpassbare Dämpfer erlauben eine leichtere Kompromissfindung zwischen den Anforderungen Sicherheit und Komfort. Abbildung 22 zeigt unterschiedliche Kennlinien, welche durch das Verstellen der Ventilquerschnitte erzielt werden können. Auffällig ist, dass in der Zugstufe immer höhere Kräfte auftreten als in der Druckstufe und dass im Komfortmodus in beiden Stufen die geringsten Kräfte erzeugt werden. Generell kann dieses Verhältnis von Zug- zu Druckstufe zwischen 3:1 bei normalen Autos und 1:1 bei Rennautos variieren, wobei die Zugstufe immer wichtiger ist als die Druckstufe.⁶¹

⁶¹ Trzesniowski M.: Rennwagentechnik, 1. Auflage, Vieweg+Teubner | GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden, 2008, S. 317

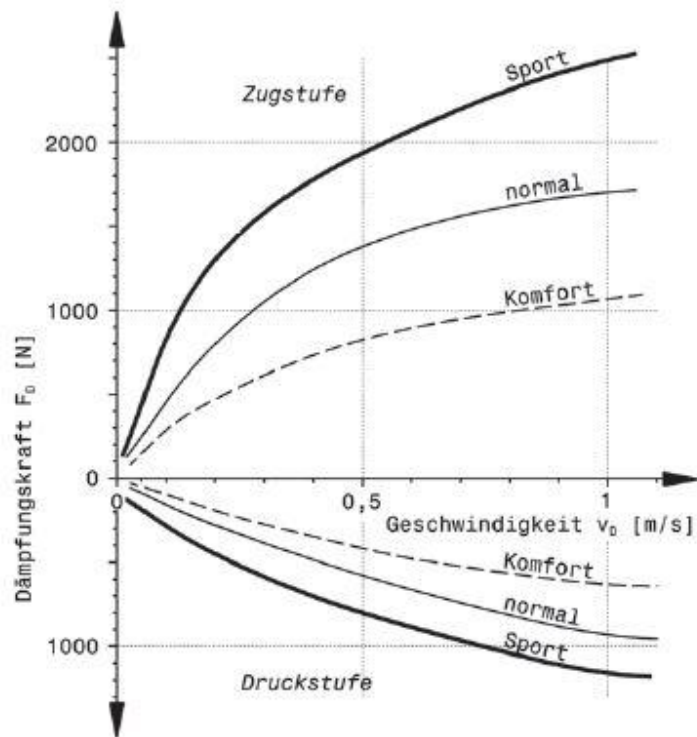


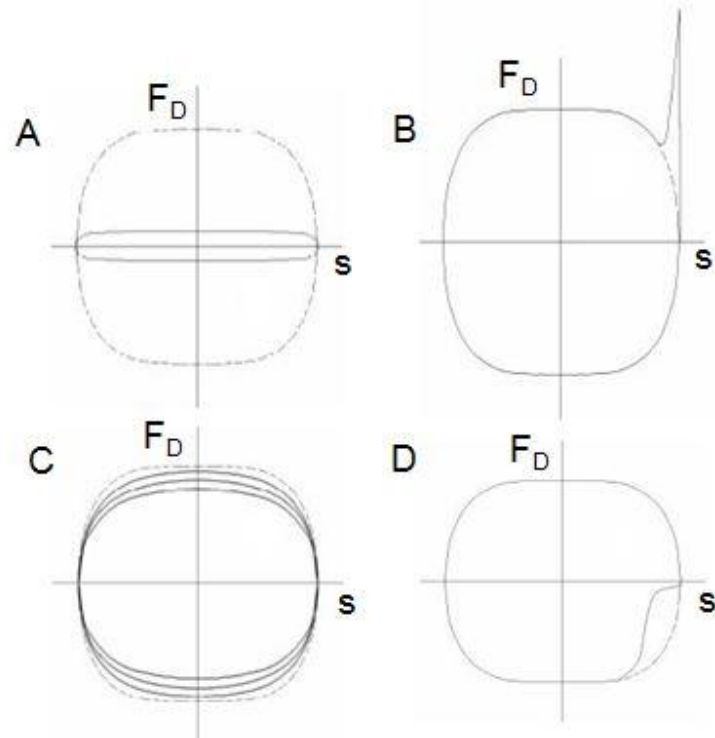
Abbildung 22: Kennlinienvariation durch Ventilverstellung⁶²

Um die Funktionstüchtigkeit der Dämpfer sicher zu stellen oder gegebenenfalls vorhandene Defekte entdecken zu können werden diese vom Hersteller einem Test in Einbaulage unterzogen und die Hysteresekurven aufgezeichnet.⁶³ Diese haben gegenüber den Fv-Diagrammen den Vorteil, dass nicht die maximalen Kräfte bei einer gewissen Geschwindigkeit ersichtlich sind, sondern am Kraftverlauf mögliche Störungen erkannt werden können.⁶⁴ Da eine mögliche negative Beeinflussung der Ventile vermieden werden muss, darf der Anschlag mit dem Hub hierbei nicht erreicht werden. Der Verlauf dieser Kurven lässt darauf schließen, ob und wie der Dämpfer beeinträchtigt ist.⁶³ Abbildung 23 gibt einen kleinen Überblick über die möglichen Gestalten von Hysteresekurven.

⁶² Trzesniowski M.: Rennwagentechnik, 1. Auflage, Vieweg+Teubner | GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden, 2008, S. 317

⁶³ Siemens intern: Instandhaltung E.A.03 Dämpfer A6Z00002287131 Version „-“, S. 15

⁶⁴ Heißing B., Ersoy M.: Fahrwerkhandbuch - Grundlagen, Fahrdynamik, Komponenten, Systeme, Mechatronik, Perspektiven, 1. Auflage, Friedr. Vieweg & Sohn Verlag, Mai 2007, S. 269



- A Kein oder zu wenig Öl auf Grund von falsch montierter Dichtung
- B Falsch montiert, zu großer Hub
- C Schmutz
- D Freier Hub auf Grund von leckendem Rückschlagventil

Abbildung 23: Hysteresekurven geben Auskunft über mögliche Fehlfunktionen⁶⁵

Im Folgenden sollen nun einige auffällige Hysteresekurven und Kraftverläufe der untersuchten Dämpfer analysiert werden. Für die vollständige Auflistung aller Hysteresekurven wird auf die Berichte A6Z00036329280 und A6Z00037306931 verwiesen.

Die Zugkräfte sind in den folgenden Diagrammen positiv definiert und werden durch grüne Farben gekennzeichnet, die Druckkräfte sind negativ definiert und blau gekennzeichnet.

⁶⁵ Koni: Wartungs- und Überholungsanleitung Eisenbahnstoßdämpfer, Ausgabe D, S. 97 ff

6.1.1 Projekt „1“

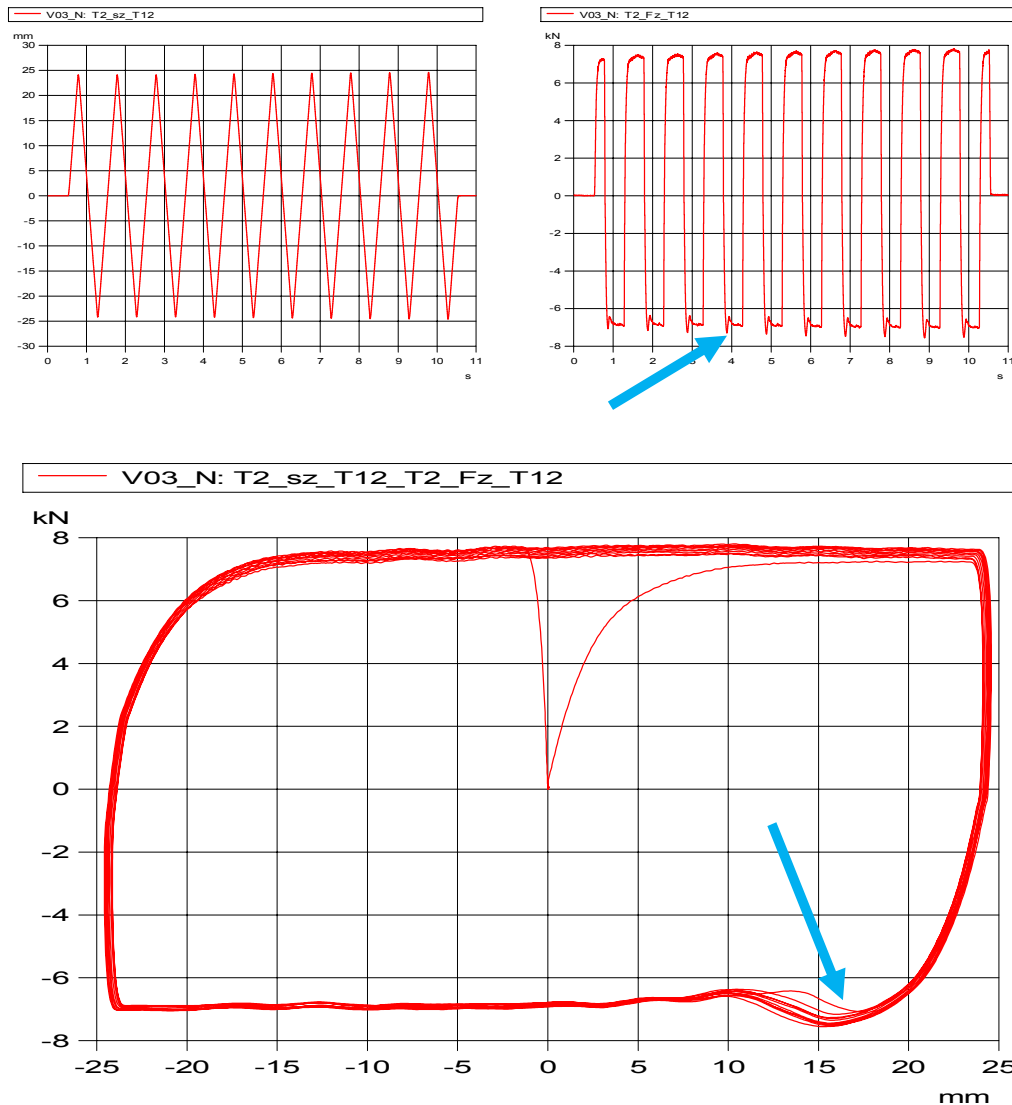


Abbildung 24: Projekt „1“- Versuch: V03, Dreieck ± 25 mm, 0.10 m/s, 1.0 Hz

Auch bei diesem Dämpfer treten im Druckbereich deutliche Kraftspitzen auf. Die Hysteresekurve weist ebenfalls einen leichten Kraftauschlag auf (blauer Pfeil in Abbildung 24).

Bei einigen Messungen kann einwärts ein freier Hub festgestellt werden (Pfeil in Abbildung 25 und Abbildung 26). Dies kann auf ein leckendes Rückschlagventil, eine schlechte Entlüftung des Dämpfers oder eine leckende Dichtung hinweisen. Da dieser freie Hub nicht beidseitig auftritt, kann eine falsche Montage des Dämpfers auf der Prüfmaschine ausgeschlossen werden.

Bei diesen Dämpfern konnte in der Zugstufe ein lautes pfauchendes Geräusch wahr genommen werden.

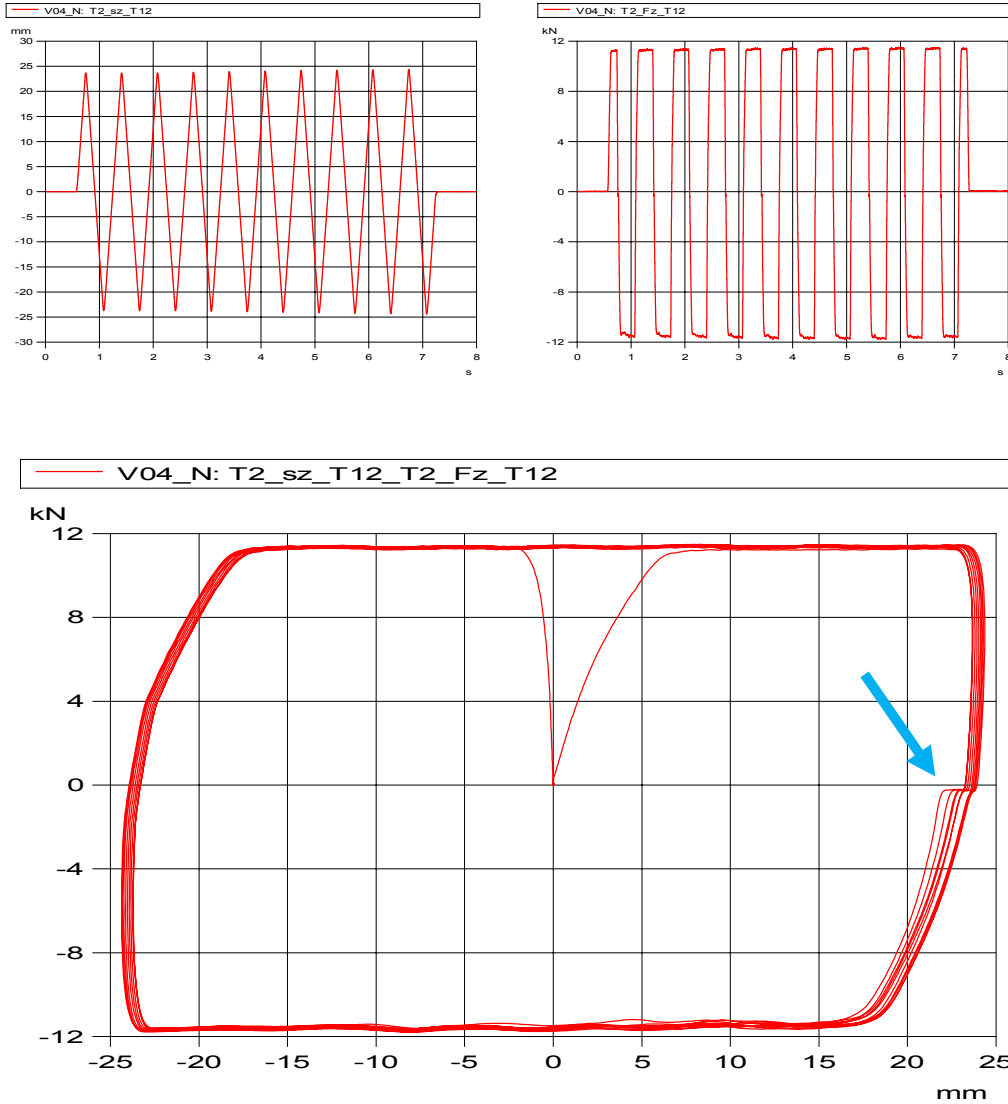


Abbildung 25: Projekt „1“ - Versuch: V04, Dreieck ± 25 mm, 0.15 m/s, 1.5 Hz

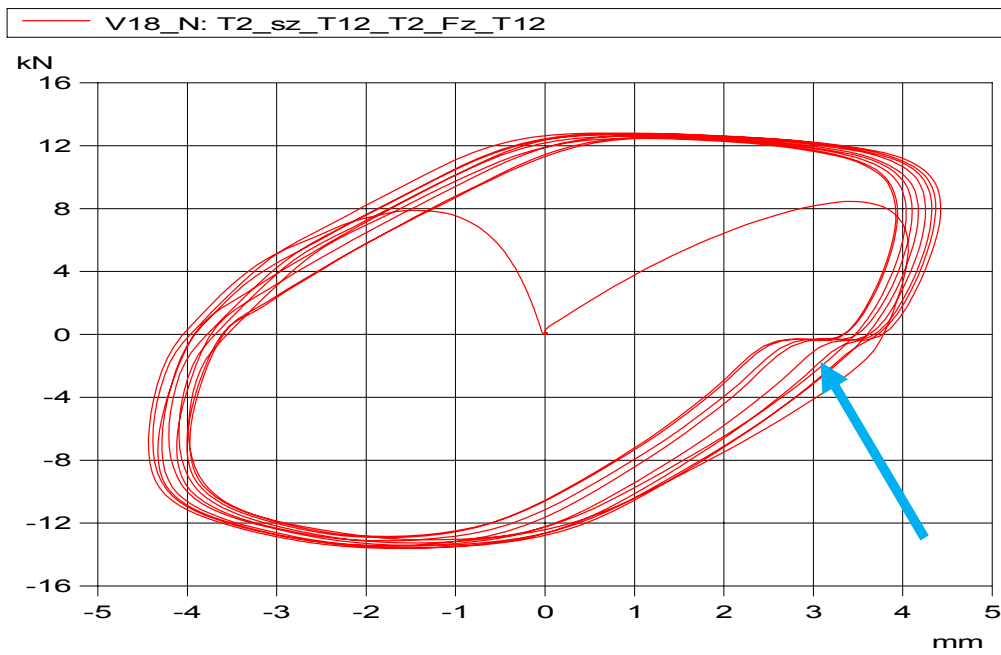
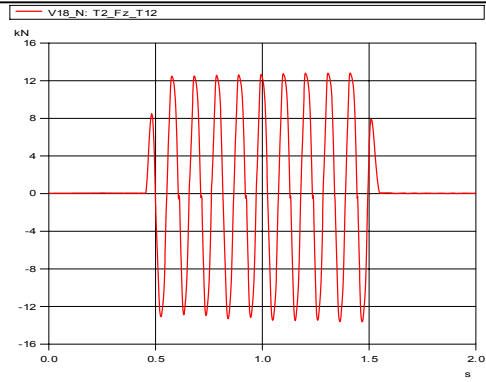
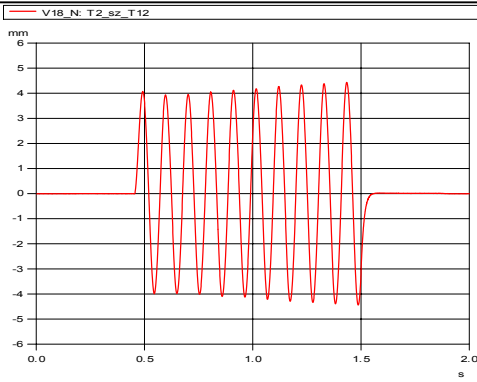


Abbildung 26: Projekt „1“ - Versuch: V18, Sinus ± 5 mm, 0.30 m/s, 9.5493 Hz

6.1.2 Projekt „2“

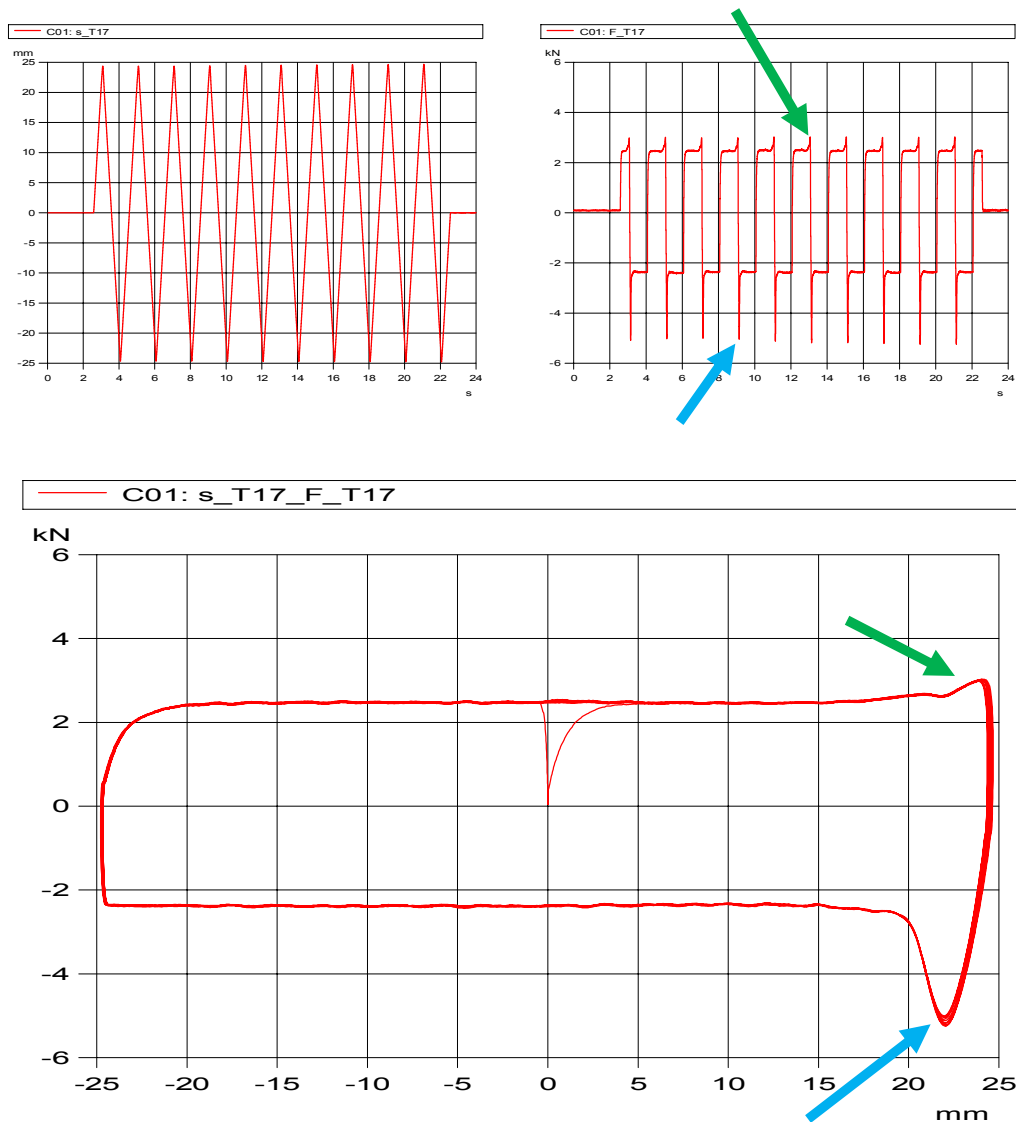


Abbildung 27: Projekt „2“ - Versuch: C01 - Dämpferlänge: 585 mm, Dreieck ± 25 mm, 0,05 m/s, 0,5 Hz

Bei den Kraftverläufen dieses Dämpfers treten bei Dreieckiger Signalform auffällige Kraftspitzen sowohl im Zug- als auch im Druckbereich auf (Abbildung 27, rechts oben, Pfeile). Diese waren bei einer Amplitude von ± 25 mm am stärksten ausgeprägt und sanken mit steigender Frequenz.

Die Hysteresekurven weisen stumpfe Kraftspitzen im Zug- und Druckbereich auf (Abbildung 27, unten, Pfeile). Dies kann durch unterschiedliche Effekte hervorgerufen werden: Der Kolben könnte im Zylinder oder die Kolbenstange in ihrer Führung

klemmen. Bei den Versuchen mit 1.0 und 1.5 Hz sind Schwankungen im Kraftverlauf erkennbar (siehe Abbildung 28).

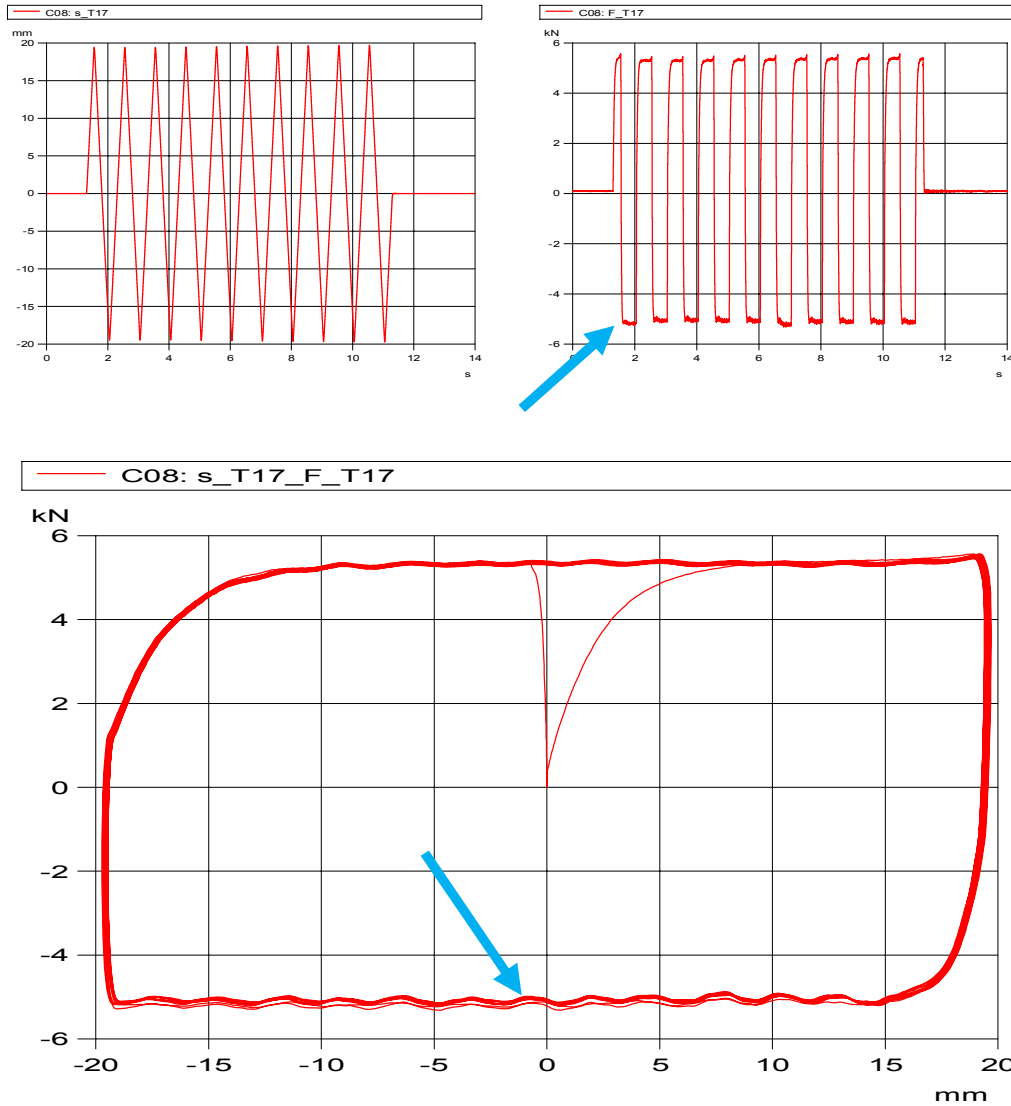


Abbildung 28: Projekt „2“ - Versuch: C08 - Dämpferlänge: 585 mm, Dreieck ± 20 mm, 0.08 m/s, 1.0 Hz

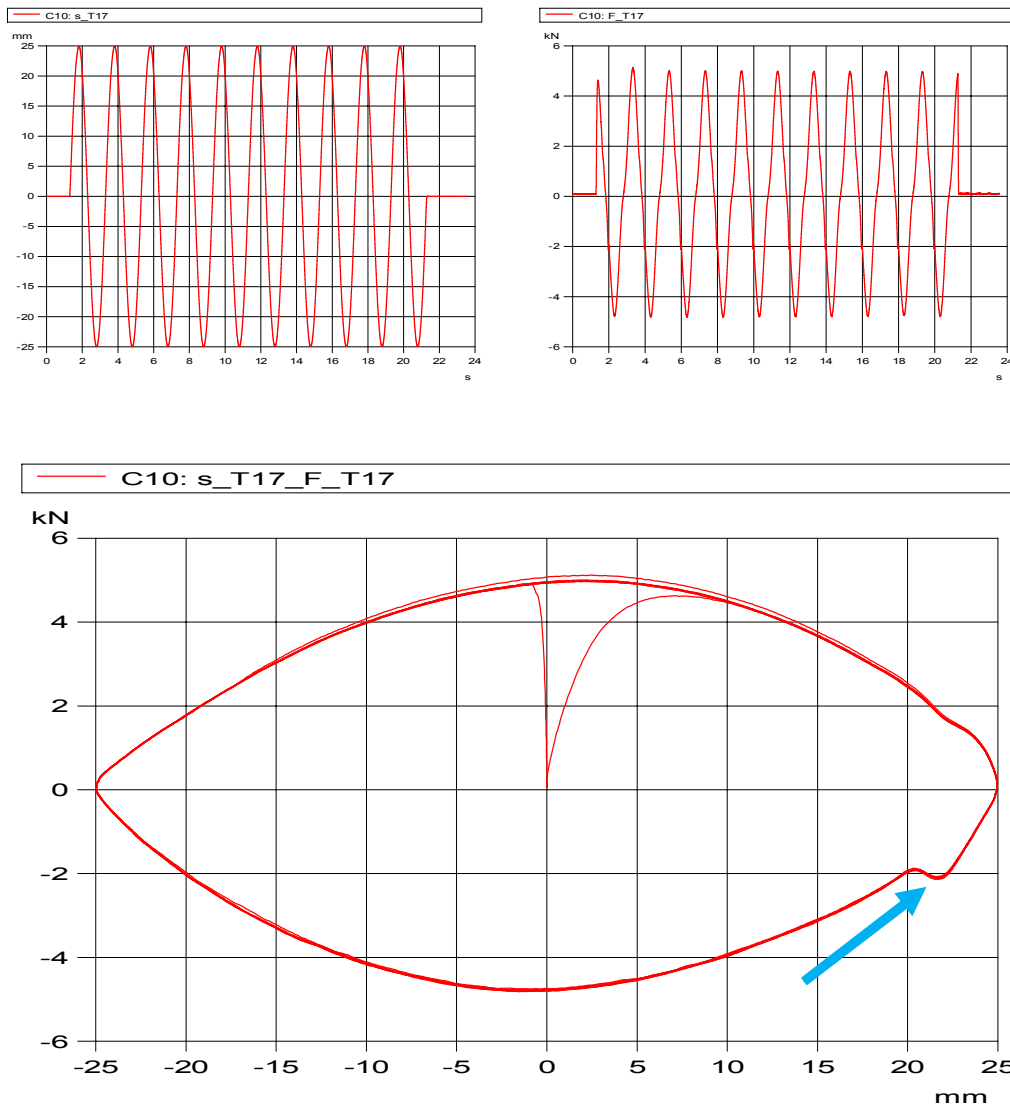


Abbildung 29: Projekt „2“ - Versuch: C10 - Dämpferlänge: 585 mm, Sinus ± 25 mm, 0.08 m/s, 0.5 Hz

Die mit einem Sinus angeregten Schwingungen weisen eine linsenförmige Hysteresekurve auf. Auch hier treten bei der höchsten gemessenen Amplitude von ± 25 mm im Druckbereich stumpfe Kraftspitzen auf (siehe Abbildung 29). Bei kleineren Amplituden sind diese nicht mehr erkennbar (siehe Abbildung 30).

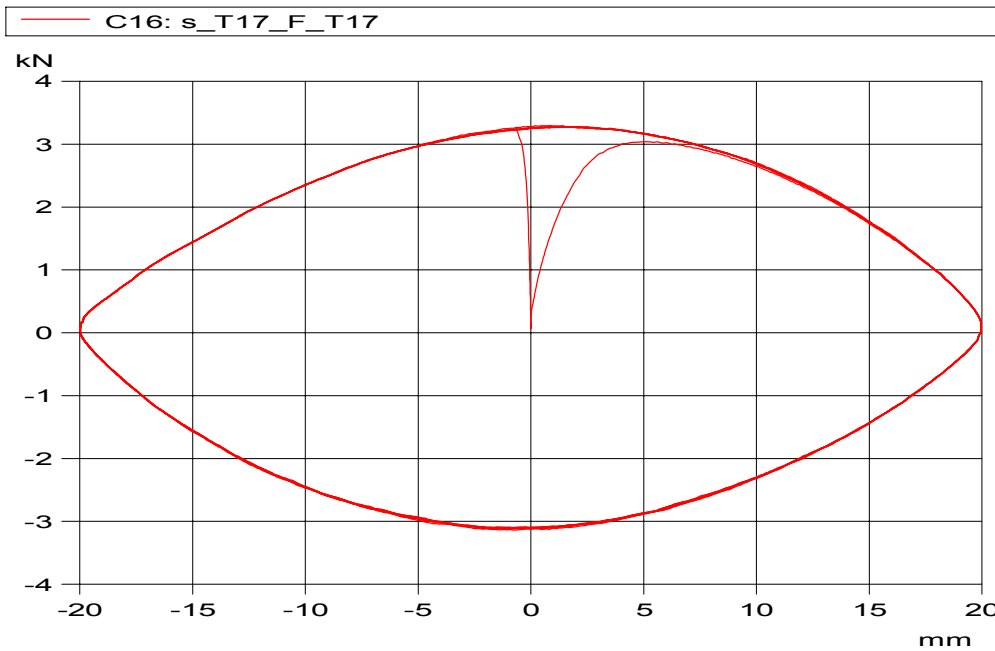
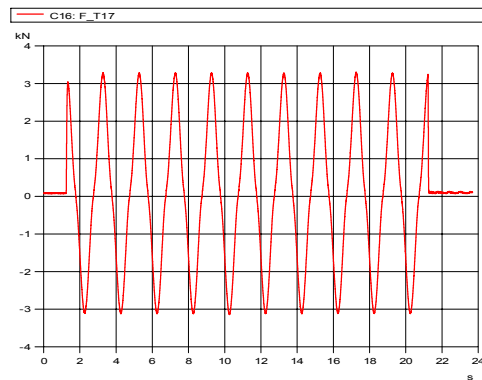
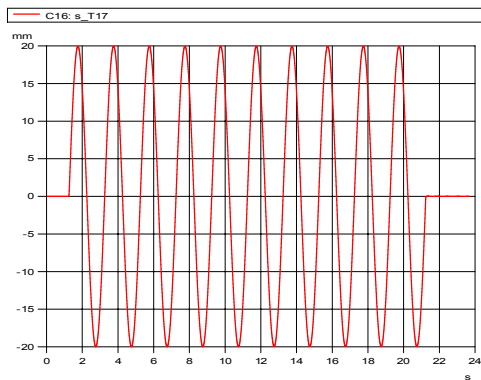


Abbildung 30: Projekt „2“ - Versuch: C16 - Dämpferlänge: 585 mm, Sinus ± 20 mm, 0.06 m/s, 0.5 Hz

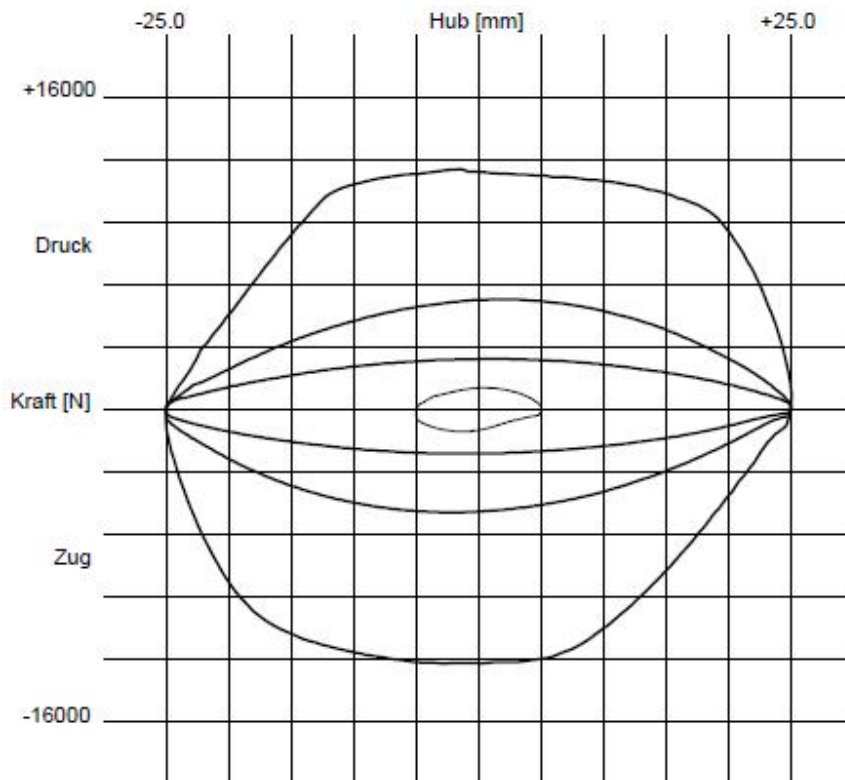


Abbildung 31: Messergebnisse der Herstellerfirma

Um die durchgeführten Messungen mit den Tests des Herstellers vergleichen zu können, wurden diese für die getestete Seriennummer 504 angefordert. Hierbei wurde der Dämpfer ebenfalls mit einer Amplitude von $\pm 25\text{mm}$ geprüft, die Diagramme weisen jedoch weder Kraftspitzen (die bei unseren Tests auch bei Sinus-Anregung auftraten) noch Vibrationen auf (siehe Abbildung 31).

6.1.3 Projekt „3“

Beim Dämpfer des Projektes „3“ konnten zwar keine Kraftspitzen oder Leerhübe festgestellt werden, jedoch stieg die Kraft im Druckbereich zunächst langsamer an, was zu einer Asymmetrie bezüglich der Ordinate der Hysteresekurve führt. Dieses Erscheinungsbild ist aber in keiner Wartungsanleitung der Hersteller als problematisch angeführt.

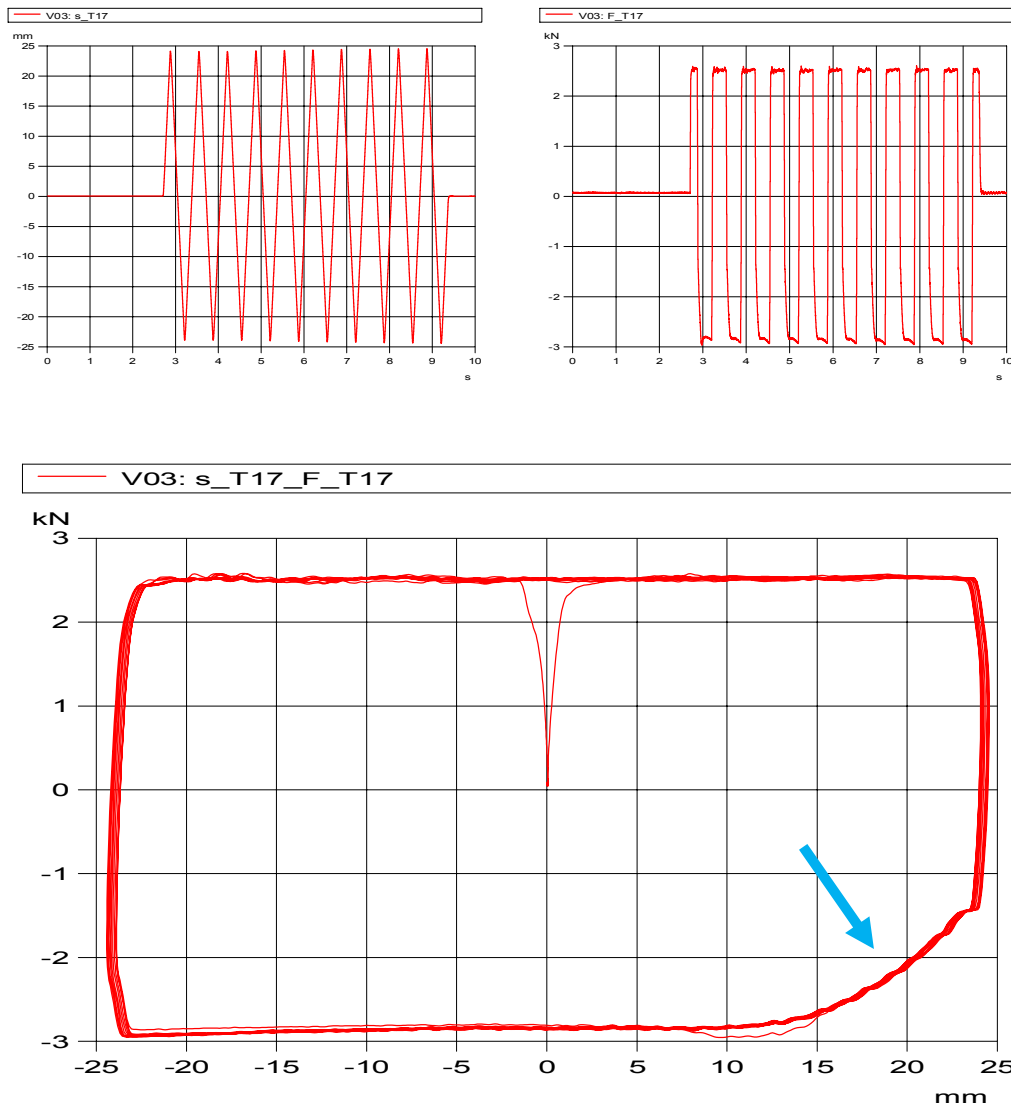


Abbildung 32: Projekt „3“ - Versuch: V03, Dämpferlänge: 495 mm, Dreieck ± 25 mm, 0.15 m/s, 1.5 Hz

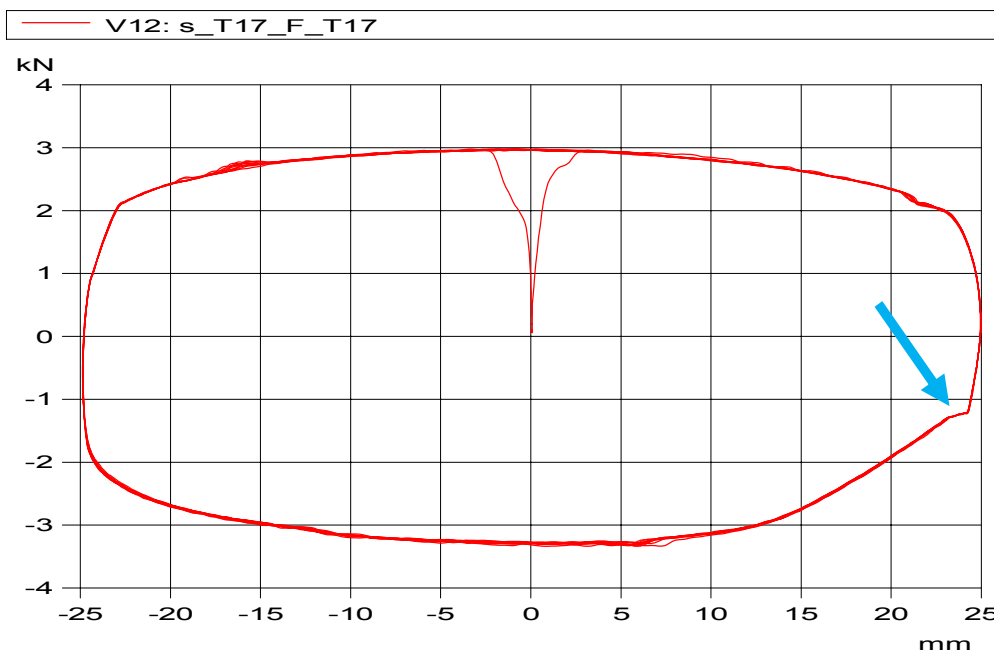
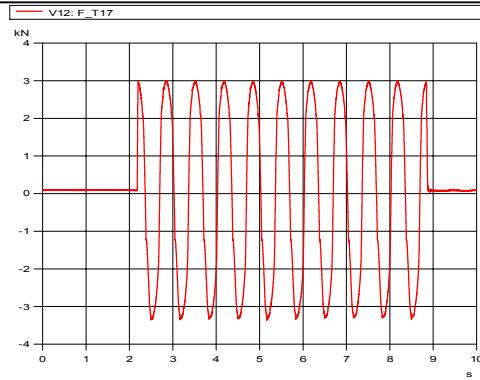
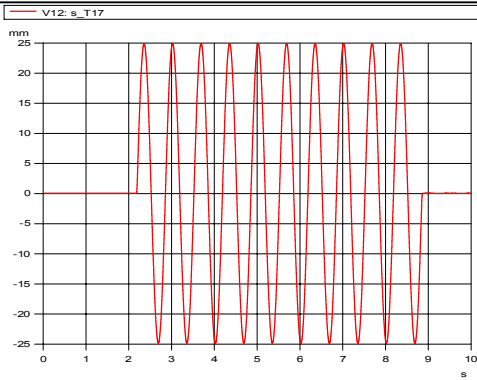


Abbildung 33: Projekt „3“ - Versuch: V12, Dämpferlänge: 495 mm, Sinus ± 25 mm, 0.24 m/s, 1.5 Hz

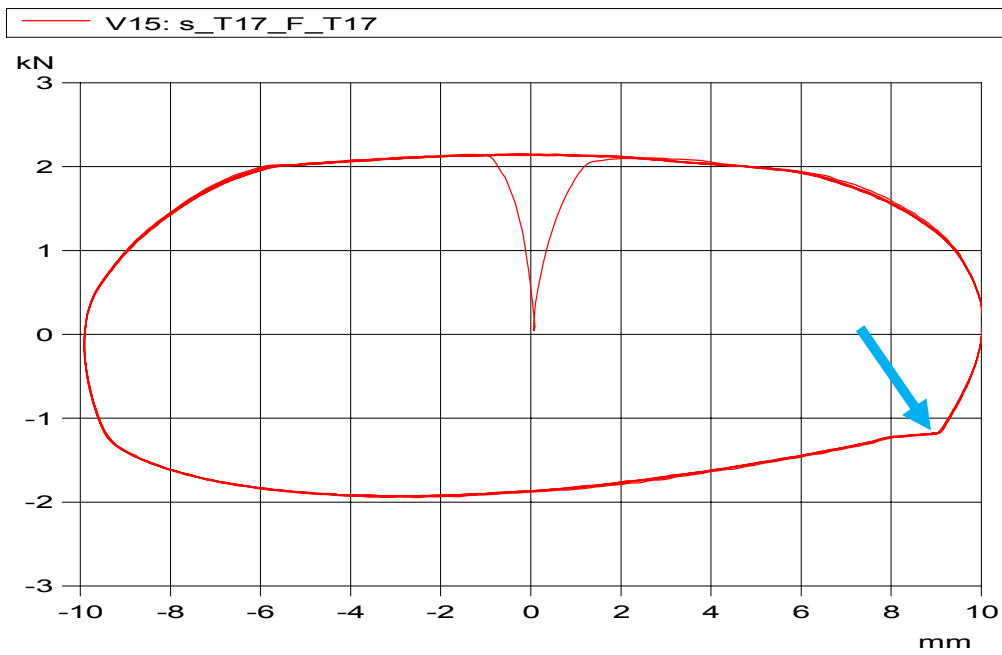
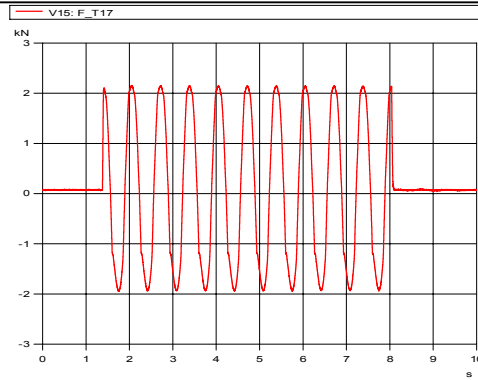
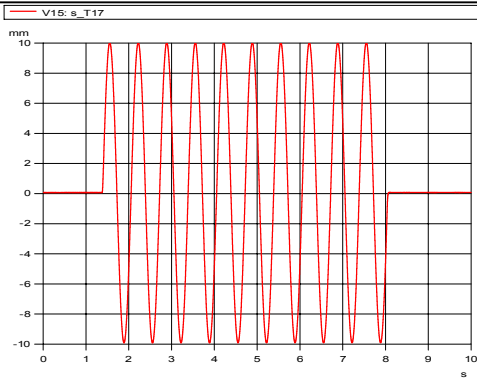


Abbildung 34: Projekt „3“ - Versuch: V15, Dämpferlänge: 495 mm, Sinus ± 10 mm, 0.09 m/s, 1.5 Hz

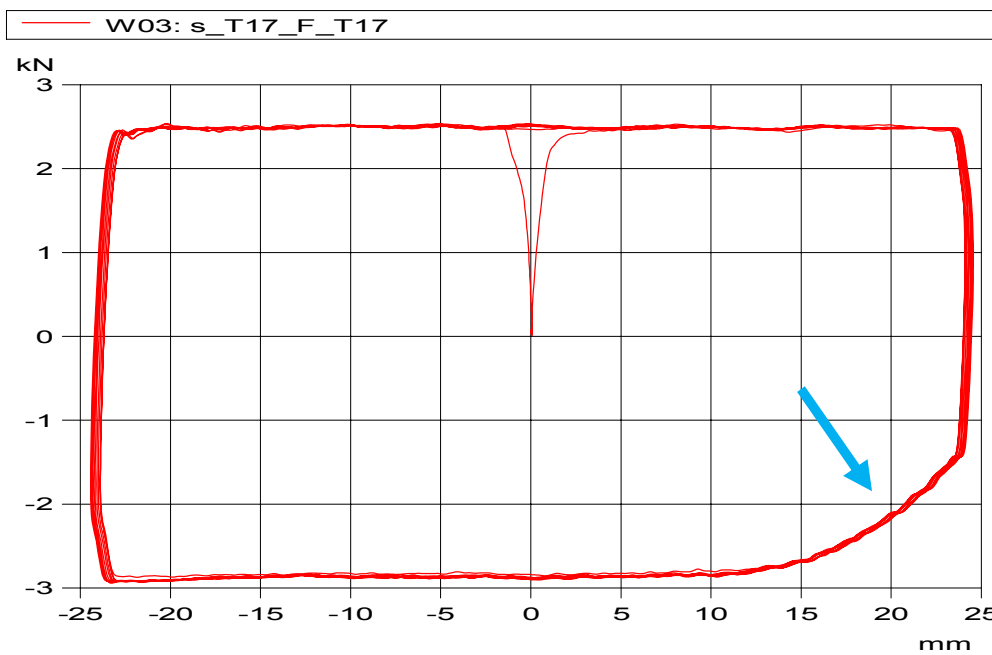
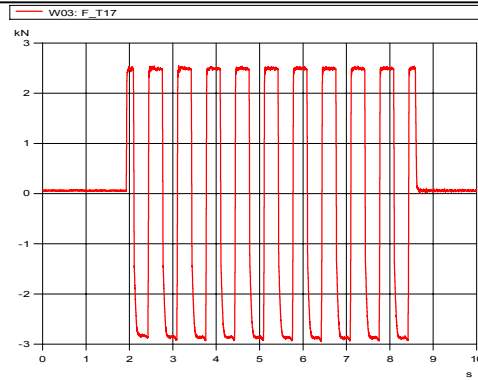
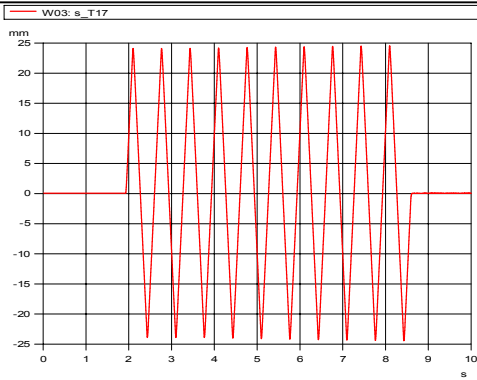


Abbildung 35: Projekt „3“- Versuch: W03, Dämpferlänge: 446 mm, Dreieck ± 25 mm, 0.15 m/s, 1.5 Hz

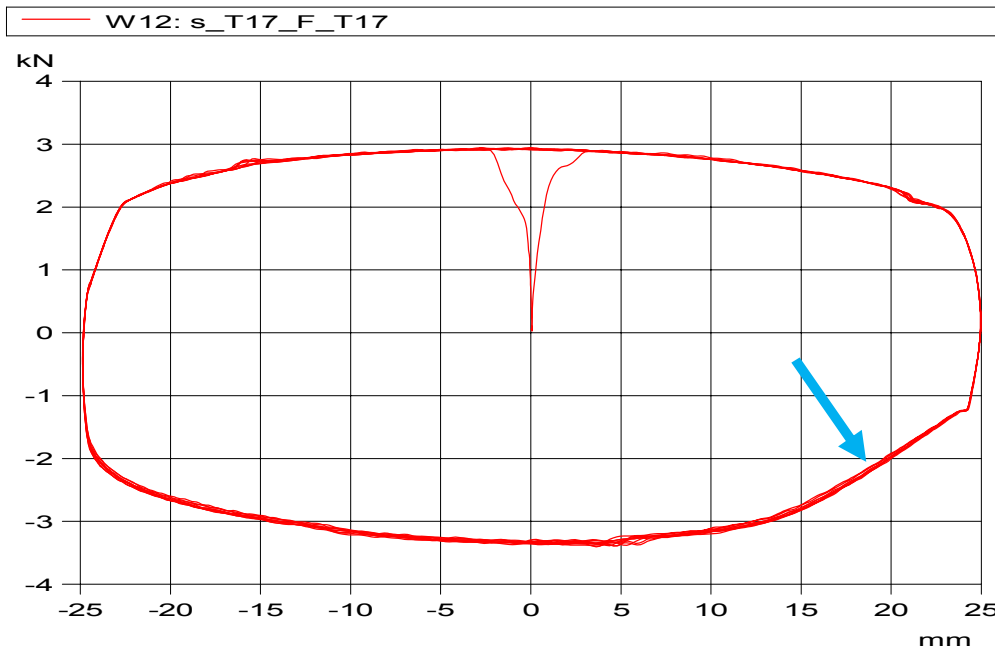
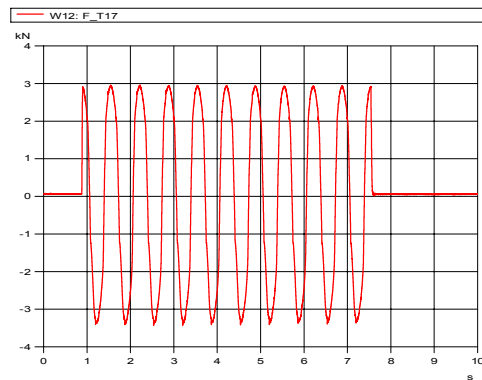
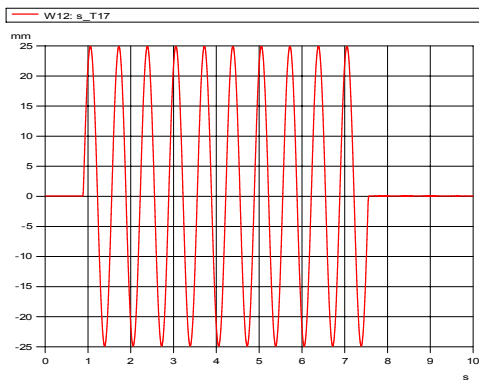


Abbildung 36: Projekt „3“ - Versuch: W12, Dämpferlänge: 446 mm, Sinus ± 25 mm, 0.24 m/s, 1.5 Hz

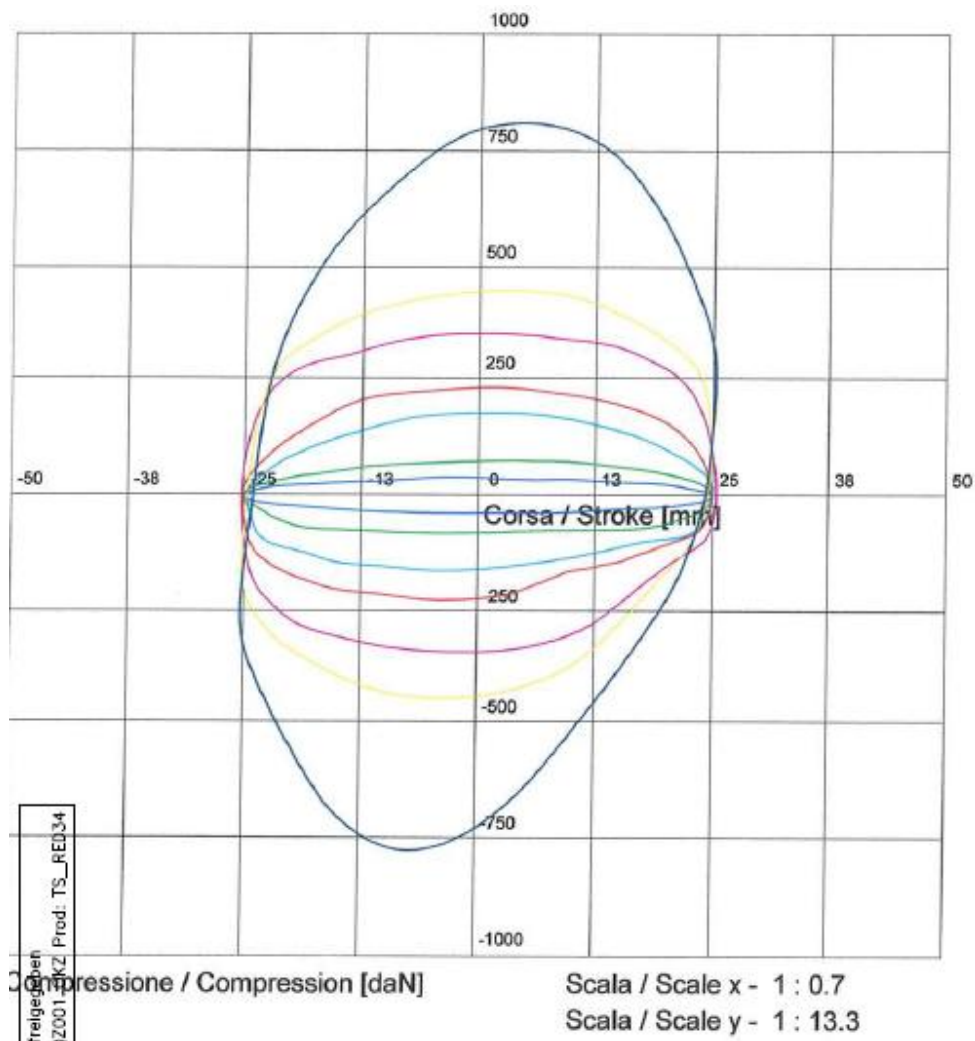


Abbildung 37: Projekt „3“ – Hysteresemessung des Herstellers

Auch für den Sekundär-Horizontal-Dämpfer des Railjet konnten die vom Hersteller aufgezeichneten Hysteresekurven angefordert werden. Hierbei konnte ebenfalls eine Asymmetrie zur Ordinate festgestellt werden, wenn auch im geringeren Maß als bei den Messergebnissen dieser Arbeit.

6.1.4 Projekt „4“

Beim Dämpfer des Projektes „4“ konnten keinerlei Kraftspitzen, Leerhübe, oder sonstige Auffälligkeiten bemerkt werden (Abbildung 31 – 34). Da dieser Dämpfer im Betrieb auch keinerlei Auffälligkeiten aufweist, wurde dieser als Referenzdämpfer für die Messungen gewählt.

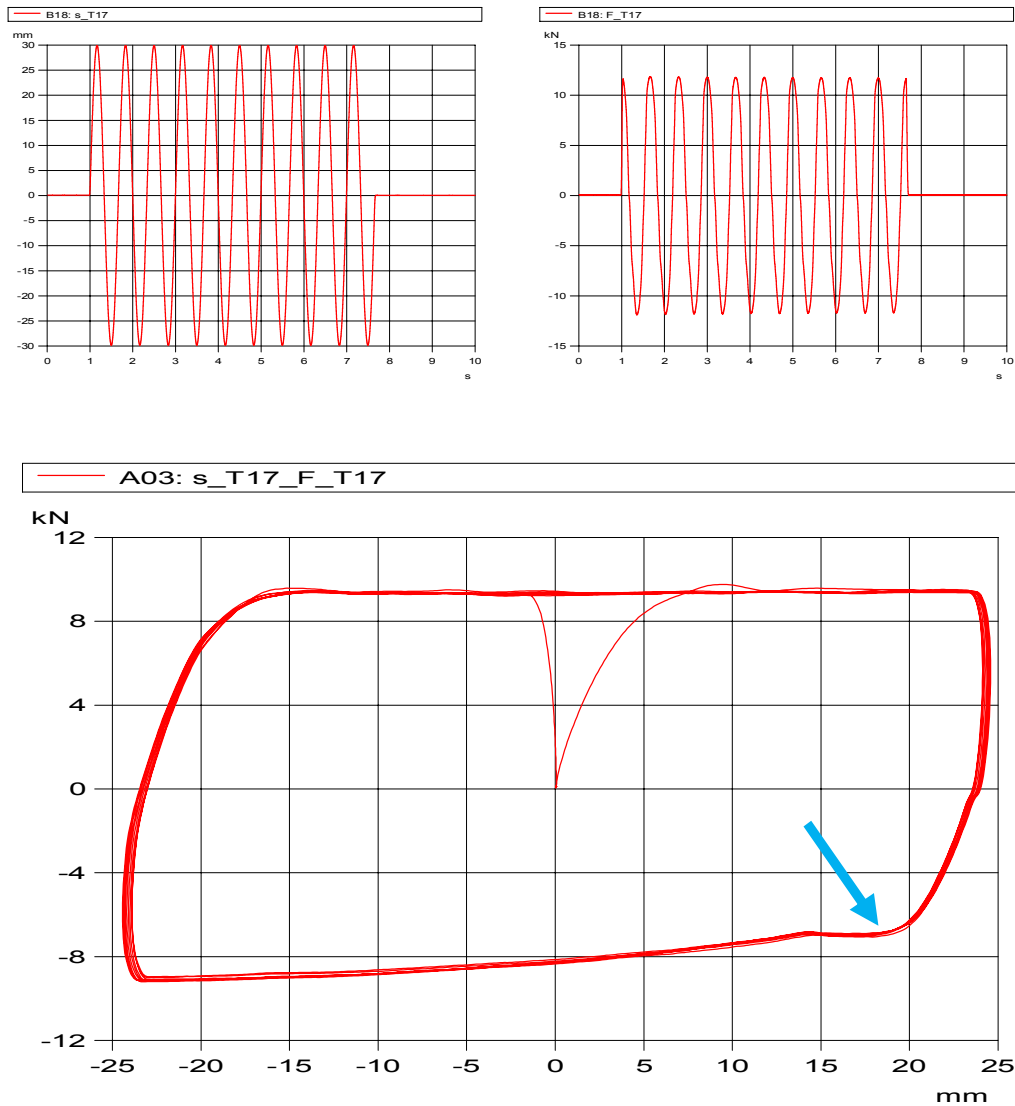


Abbildung 38: Projekt „4“- Versuch: A03, 495 mm, Dreieck ± 25 mm, 0.15 m/s, 1.5 Hz

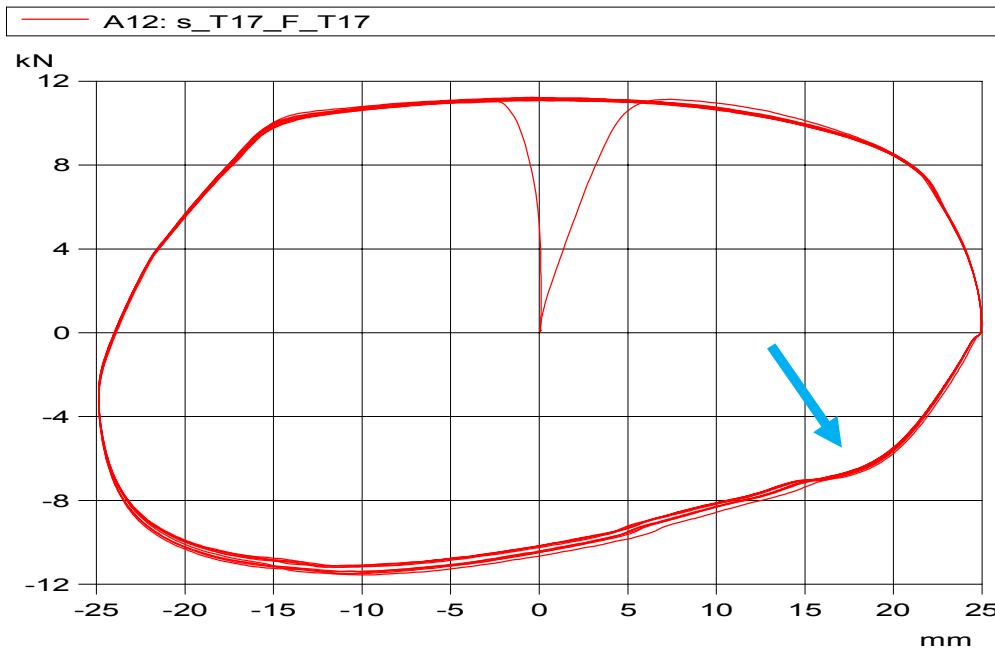
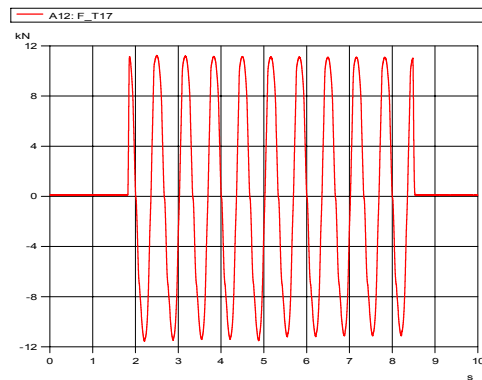
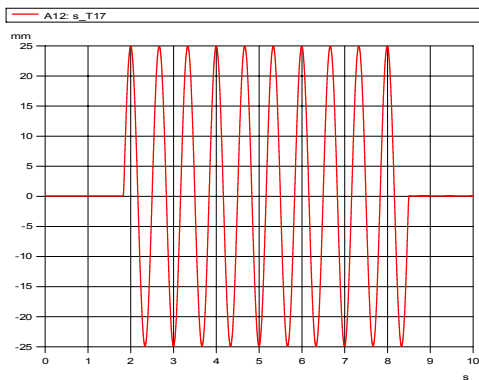


Abbildung 39: Projekt „4“ - Versuch: A12, Dämpferlänge: 495 mm, Sinus ± 25 mm, 0.24 m/s, 1.5 Hz

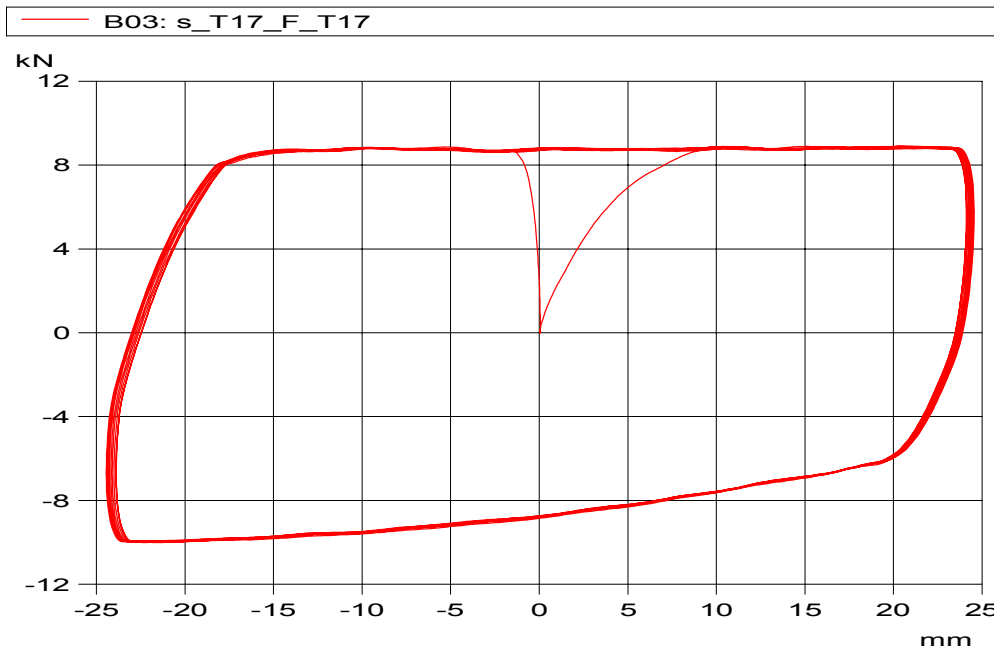
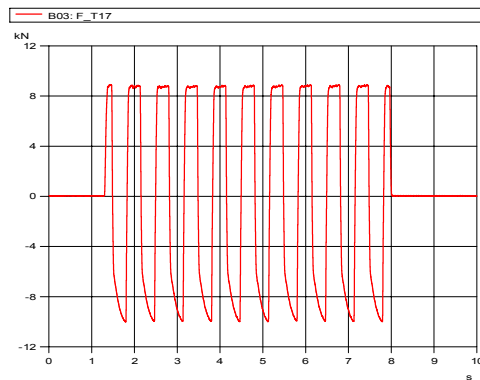
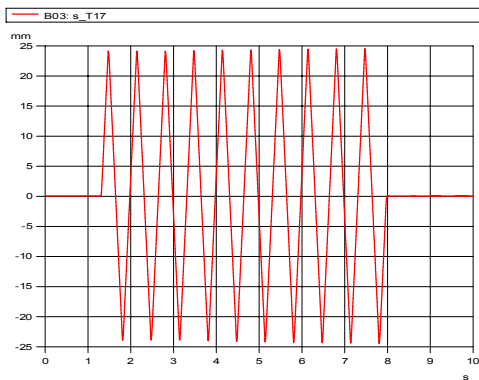


Abbildung 40: Projekt „4“ - Versuch: B03, Dämpferlänge: 446 mm, Dreieck ± 25 mm, 0.15 m/s, 1.5 Hz

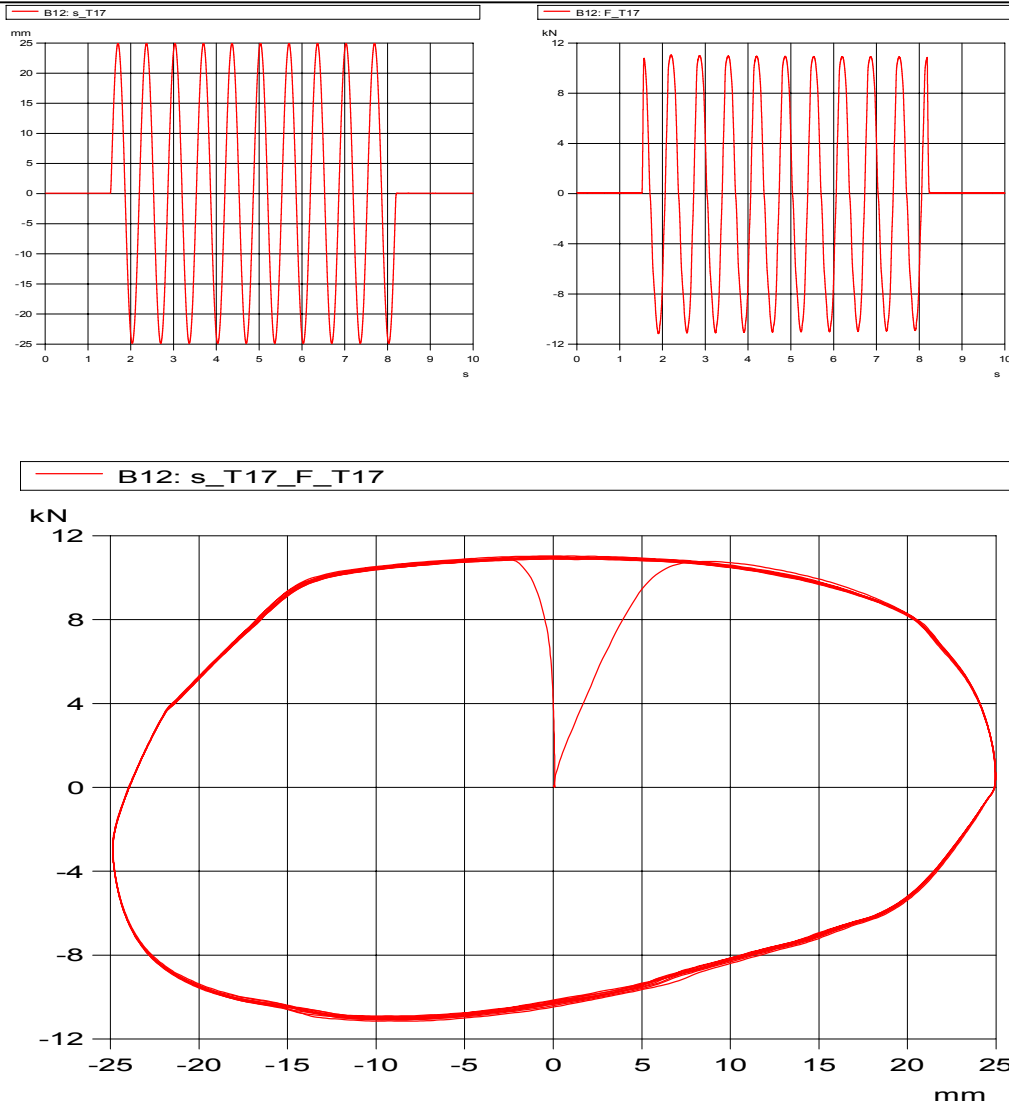


Abbildung 41: Projekt „4“ - Versuch: B12, Dämpferlänge: 446 mm, Sinus ± 25 mm, 0.24 m/s, 1.5 Hz

Die ellipsoide Form ist eine Folge der Druckänderung während des Überganges von der Kompressions- zur Extensionsphase. Wenn der Dämpfer geöffnet ist, ist der Druck im Zylinder etwas niedriger als wenn er geschlossen ist: Das Öffnen der Scheiben erfolgt mit einer anderen Geschwindigkeit und abhängig von der Dämpferrate und den Setup ist in Folge dessen ein solcher Verlauf möglich.

6.2 Auswertung mittels MATLAB – Kraft-Frequenz-Kennlinien

Wie bereits in Kapitel 5.1 erwähnt wurden die bei den Tests erfassten Daten hinsichtlich Einzel- und Summenkräften an Ober- und Unterseite des Dämpfers mittels MATLAB ausgewertet, um die unterschiedlichen Sekundär-Horizontal-Dämpfer miteinander vergleichen zu können.

Die Kräfte wurden in Dezibel umgerechnet. Die Umrechnung von Newton in Dezibel ist in Formel 6 fest gehalten.

$$F(t) \xrightarrow{\text{Terzfilter}} F(t)_{\text{Terzband}}, \quad F_{RMS, \text{Terz}} = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_n F_n^2}, \quad L_F = 20 * \log\left(\frac{F_{RMS, \text{Terz}}}{F_0}\right), \quad F_0 = 1N$$

Formel 6: Umrechnung von Newton in Dezibel

Es wurde eine Terzbandanalyse durchgeführt, bei welcher der Frequenzbereich zwischen 16 und 20.000Hz in Abschnitte (Terzen) unterteilt wird. Dies erlaubt eine bessere Beurteilung eines Geräusches, da sofort erkennbar ist, in welchen Frequenzbereichen man ansetzen kann, um Geräuschpegel zu dezimieren.

Bei den meisten der Messungen konnte ein Grundrauschen bei den oberen Summenkräften fest gestellt werden, weshalb sämtliche der Vergleiche lediglich mittels den unteren Summenkräften dargestellt werden sollen. Falls bei einem der Dämpfer Geräusche hörbar waren, so traten diese immer in der Zugstufe auf.

Im Folgenden sollen nun die unterschiedlichen Spektren diskutiert und miteinander verglichen werden, wobei Zugkräfte positiv und Druckkräfte negativ definiert werden sollen.

6.2.1 Projekt „1“

Die Anregung des Dämpfers „1“ erfolgte mit einem Dreiecksignal, einer Amplitude von $\pm 25\text{mm}$ und drei unterschiedlichen Frequenzen von 0,5, 1,0 und 1,5Hz.

Bei einer Frequenz von 0,5Hz konnten auditiv noch keine Auffälligkeiten festgestellt werden. Die Anregung weist im Zugbereich allerdings bereits ein starkes Rauschen auf.

Bei einer Frequenz von 1,0 und 1,5Hz konnten bereits auditiv ein „Pfauchen“ festgestellt werden, welches nur in der Zugstufe auftrat (siehe Abbildung 42).

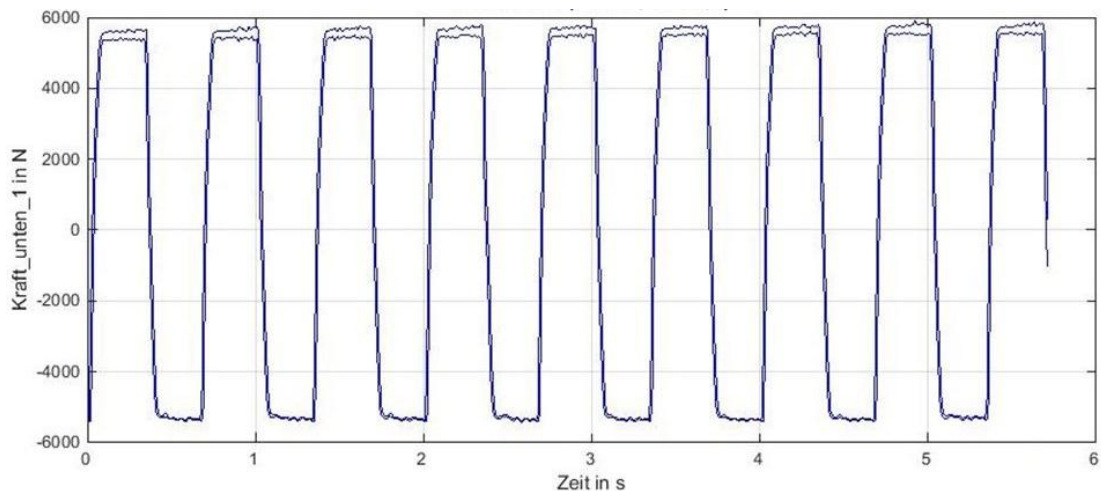


Abbildung 42: Einzelkraftverlauf unten, Projekt „1“, Anregung $\pm 25\text{mm}$, 1,5Hz

Die unteren Summenkräfte bei einem Hub von $\pm 25\text{mm}$ und den drei geprüften Frequenzen 0,5, 1,0 und 1,5Hz sind in Abbildung 43 dargestellt. Hierbei sind die starken Abweichungen im Frequenzbereich von 200 bis etwa 2000Hz im Zugbereich auffällig.

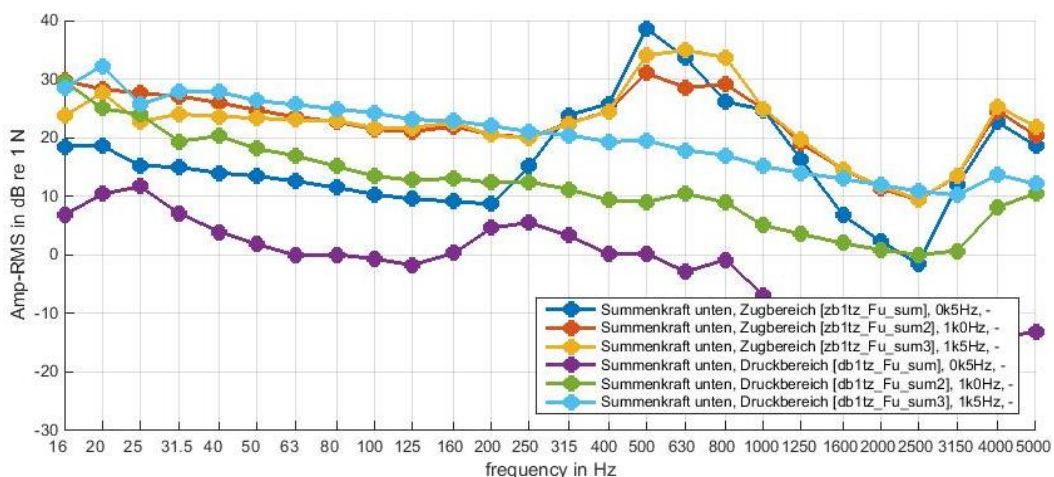


Abbildung 43: Projekt „1“, Spektren bei $\pm 25\text{mm}$, Zug- und Druckstufe

6.2.2 Projekt „2“

Beim Dämpfer des Drehgestells „2“ traten sowohl in der Zug- als auch in der Druckstufe Rauschen im Kraftsignal auf. Bei einem Hub von $\pm 20\text{mm}$ und $\pm 25\text{mm}$ konnten im selben Signal auch große Kraftspitzen festgestellt werden.

Die Dämpferkräfte stiegen, wie zu erwarten war, mit steigendem Hub und steigender Frequenz an (siehe Abbildung 45).

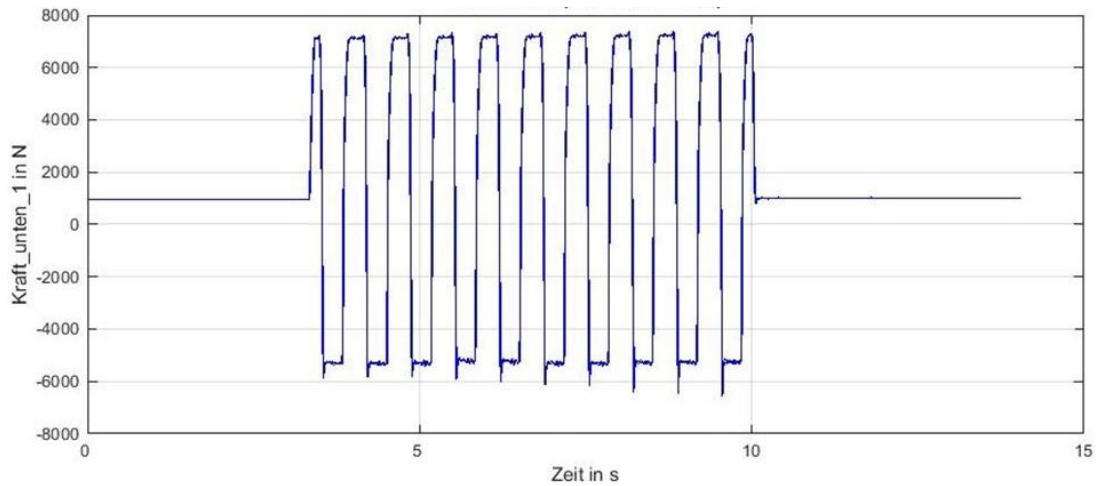


Abbildung 44: Einzelkraftverlauf unten, Projekt „2“, Dreieck, Anregung $\pm 25\text{mm}$, 1.5Hz

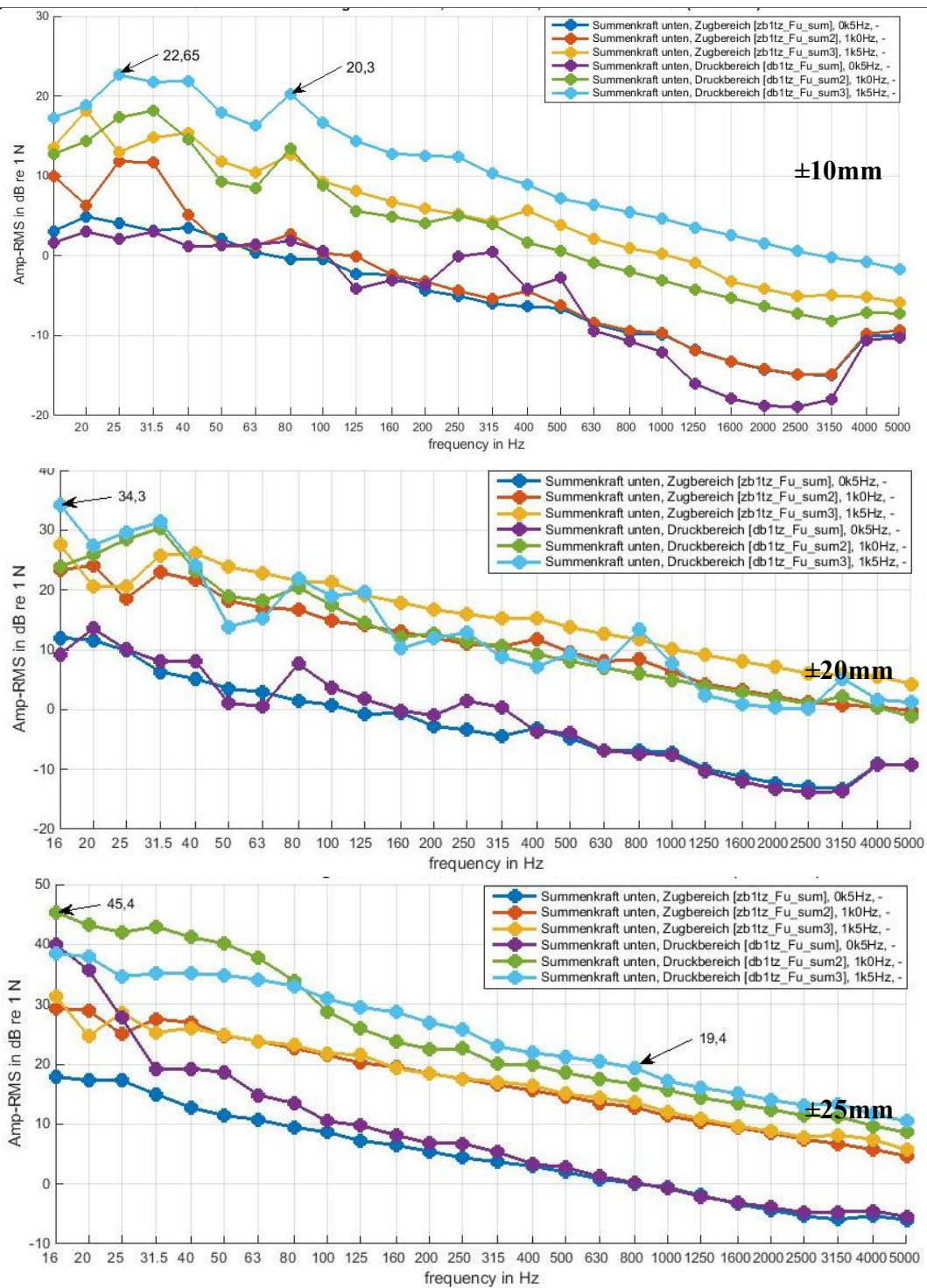


Abbildung 45: Projekt „2“, Spektren im Zug- und Druckbereich bei ± 10 , ± 20 und $\pm 25\text{mm}$

6.2.3 Projekt „3“

Die Spektren dieses Dämpfers wiesen Auffälligkeiten bezüglich Ausreißern im Bereich zwischen 100 und 630Hz auf (Abbildung 47, Abbildung 48). Der Dämpfer wurde ein mal in Mittelstellung (bei 495mm) und einmal in Kurzstellung (446mm) geprüft. Die Messwerte der Kurzstellung waren hierbei höher, als die der Mittelstellung. Akustisch konnten während der Durchführung der Versuche keinerlei störende Geräusche wahr genommen werden.

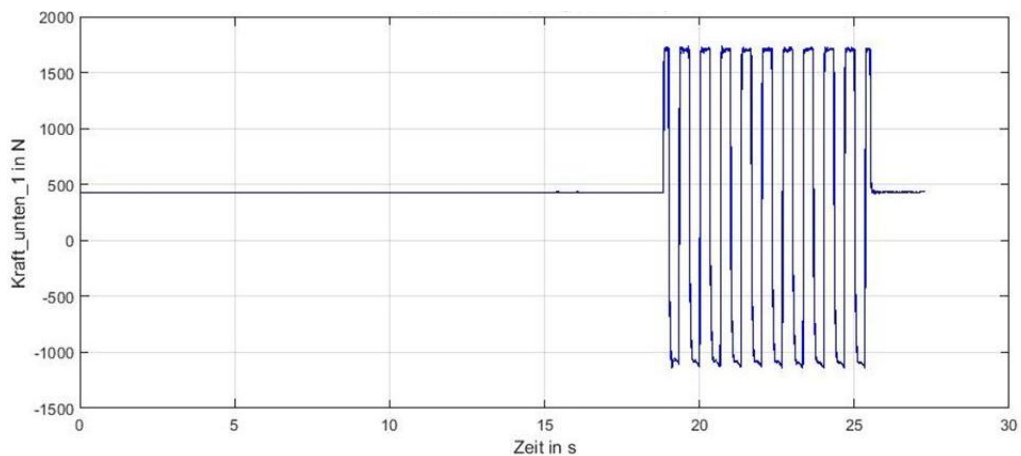


Abbildung 46: Einzelkraftverlauf unten, Projekt „3“, Mittelstellung, Anregung $\pm 25\text{mm}$, 1.5Hz

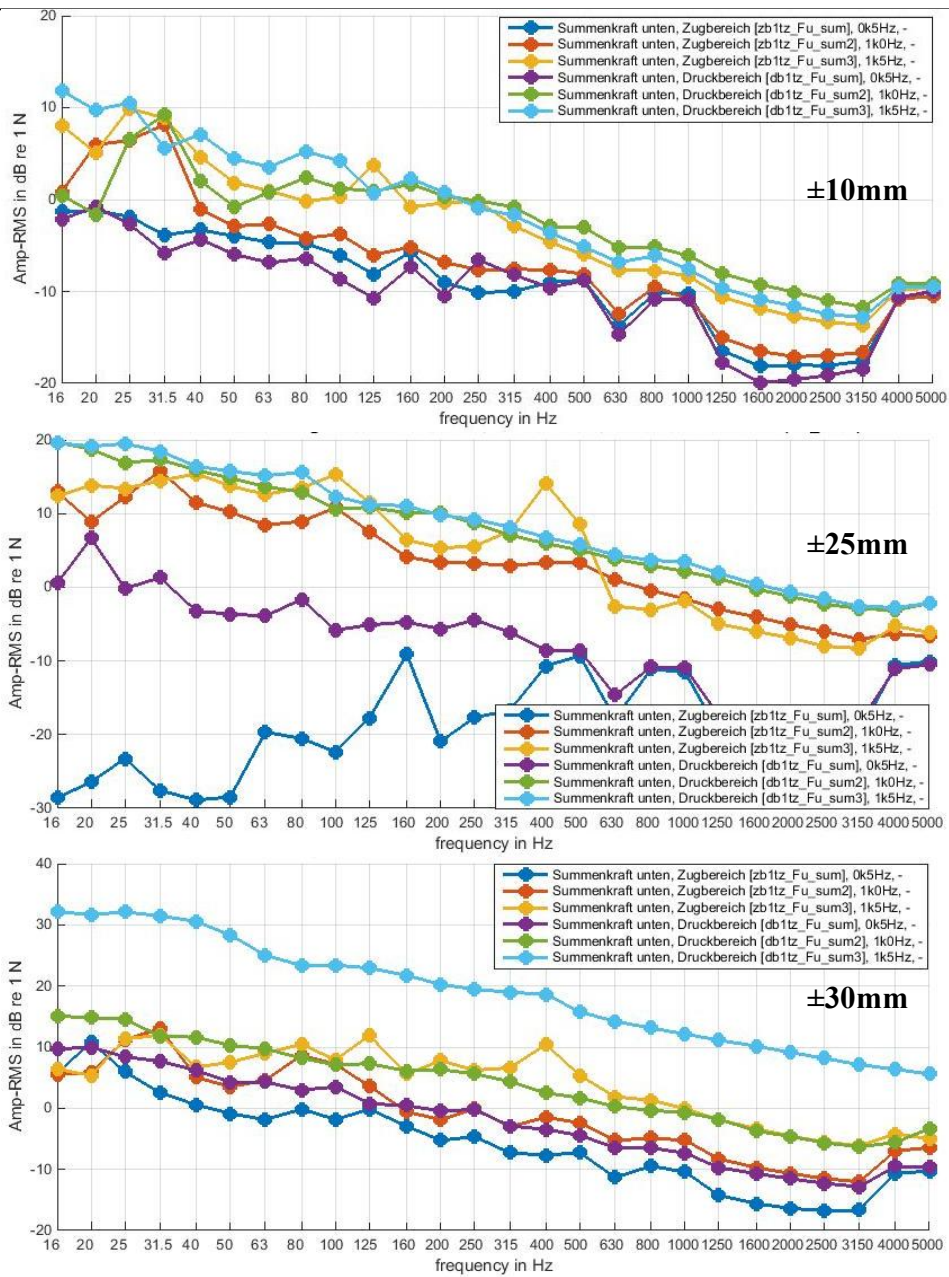


Abbildung 47: Projekt „3“, Kurzstellung, Spektren bei ± 10 , ± 25 und $\pm 30\text{mm}$, Zug- und Druckstufe

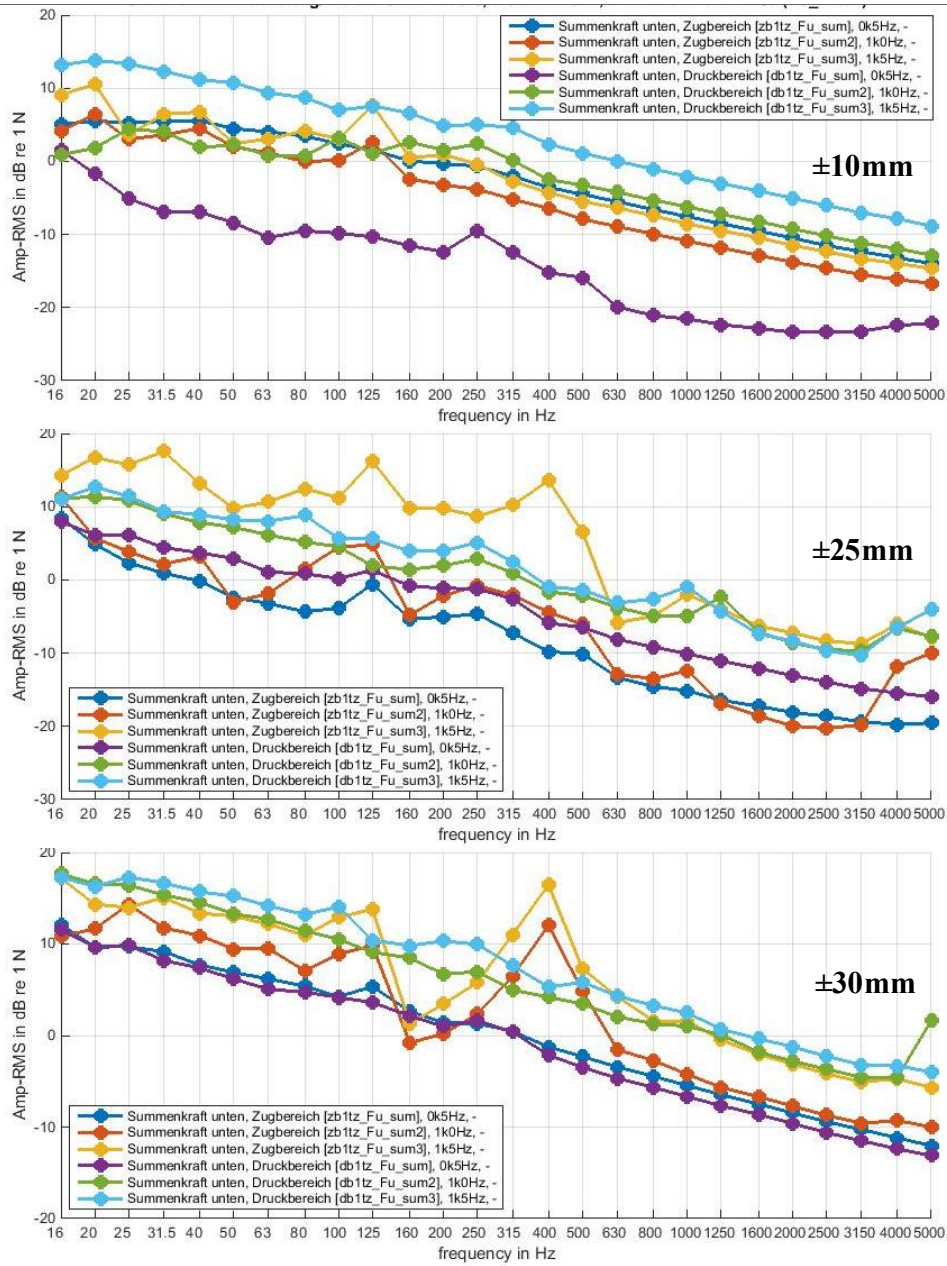


Abbildung 48: Projekt „3“, Mittelstellung, Spektren bei ± 10 , ± 25 und $\pm 30\text{mm}$, Zug- und Druckstufe

6.2.4 Projekt „4“

Die Spektren dieses Dämpfers zeigten keinerlei Auffälligkeiten bezüglich Ausreißern auf (Abbildung 50, Abbildung 51). Der Dämpfer wurde ein mal in Mittelstellung (bei 446mm) und einmal in Langstellung (495mm) geprüft. Die Messwerte der Langstellung waren hierbei höher, als die der Mittelstellung. Akustisch konnten während der Durchführung der Versuche keinerlei störende Geräusche wahr genommen werden.

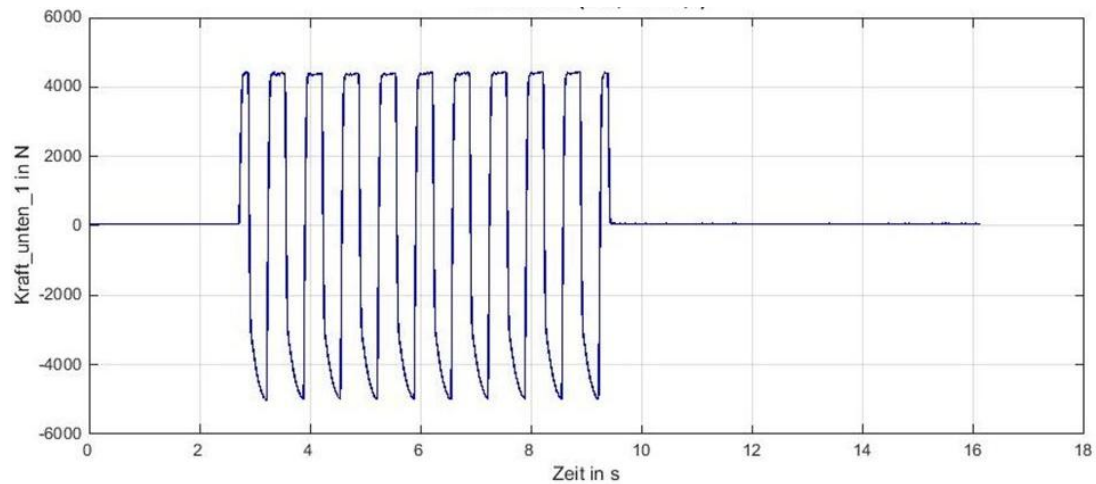


Abbildung 49: Einzelkraftverlauf unten, Projekt „4“, Mittelstellung, Anregung $\pm 25\text{mm}$, 1.5Hz

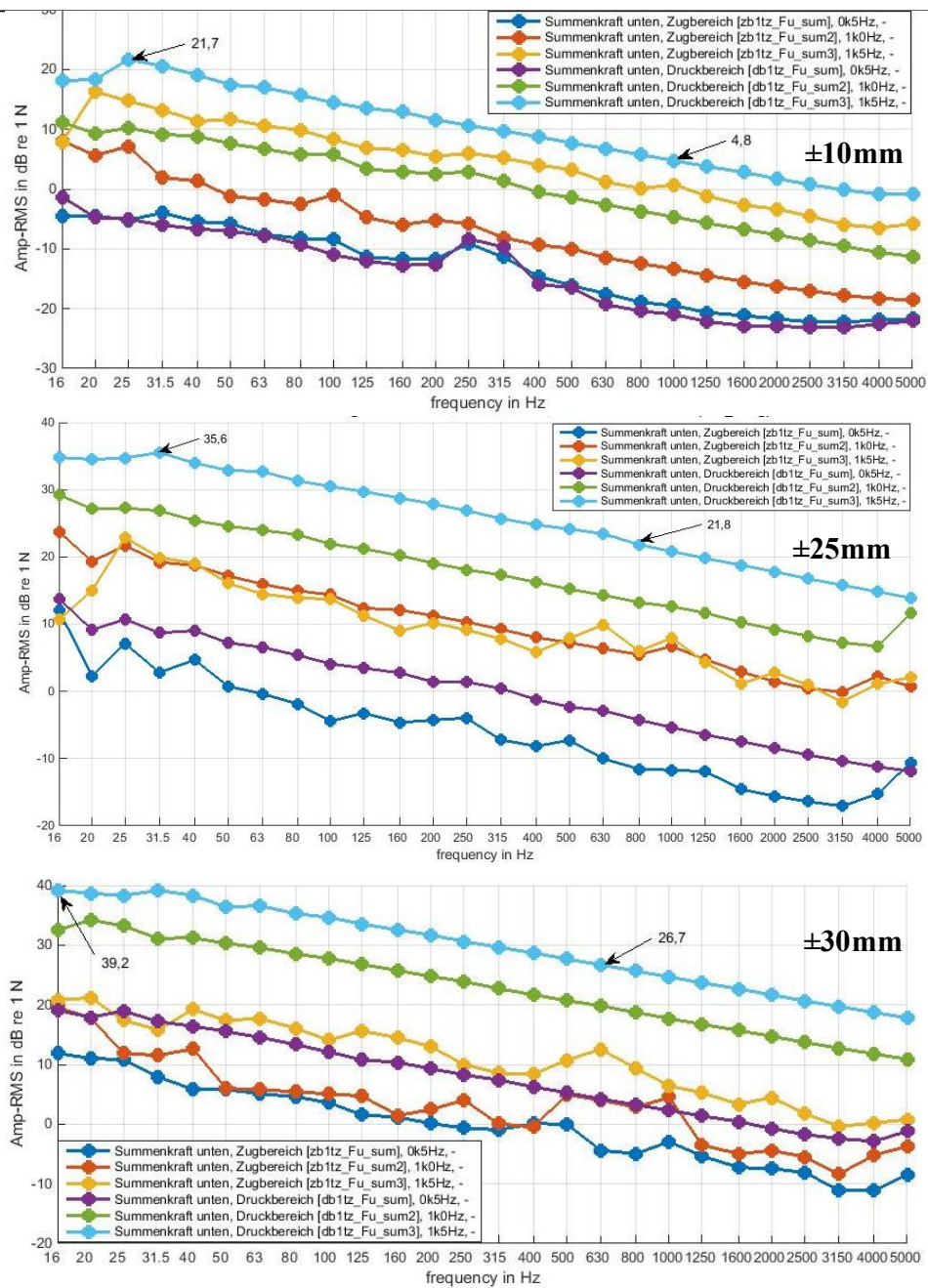


Abbildung 50: Projekt „4“, Langstellung, Spektren bei ± 10 , ± 25 und $\pm 30\text{mm}$, Zug- und Druckstufe

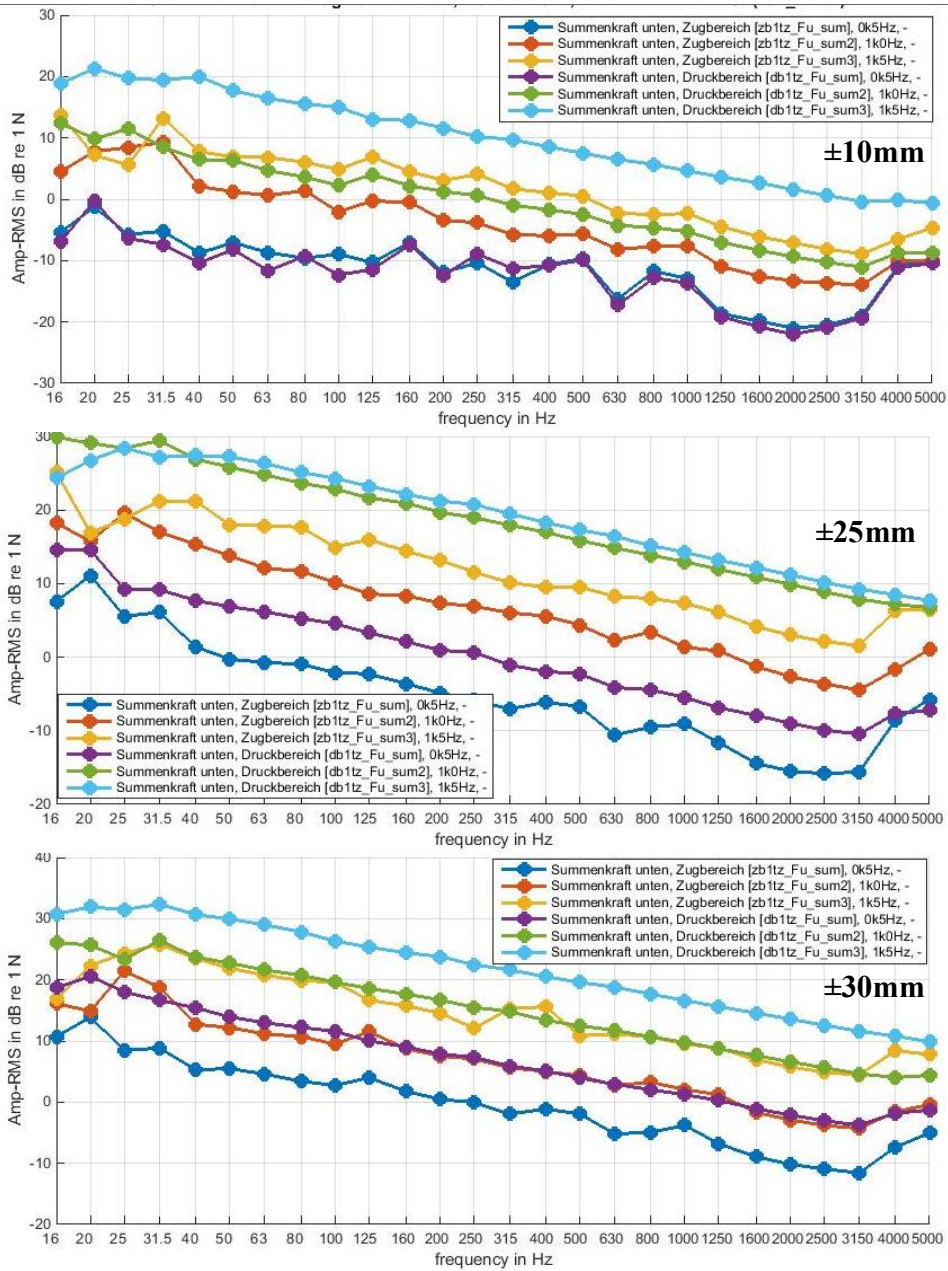


Abbildung 51: Projekt „4“, Mittelstellung, Spektren bei ± 10 , ± 25 und $\pm 30\text{mm}$, Zug- und Druckstufe

6.2.5 Spektrenvergleiche

Um eine Referenzkurve für die Spezifikation festlegen zu können werden die einzelnen Dämpfer miteinander verglichen. Da vom Dämpfer des Fahrwerkes „1“ lediglich Messungen mit Dreiecksanregung und $\pm 25\text{mm}$ durchgeführt wurden, werden sämtliche Vergleiche mit dieser Art der Anregung angestellt. Die Kennlinien werden im Zugbereich durchgehend und im Druckbereich strichliert dargestellt. Im Folgenden sind einige Vergleiche zwischen den vier unterschiedlichen Dämpfern dargestellt.

Die Zugstufe des Dämpfers „1“ weist im Bereich von 200 und 2000Hz deutliche Überhöhungen auf (blaue Kurven), während die Kennlinie des Dämpfers „2“ (rote Kurven) in diesem Bereich wie zu erwartend flach abfällt (siehe Abbildung 52). Hierbei ist zu berücksichtigen, dass der Dämpfer „1“ noch aus einer akustisch auffälligen Charge entnommen wurde, während der Dämpfer des Typs „2“ hinsichtlich Ventilgeometrie bereits überarbeitet war.

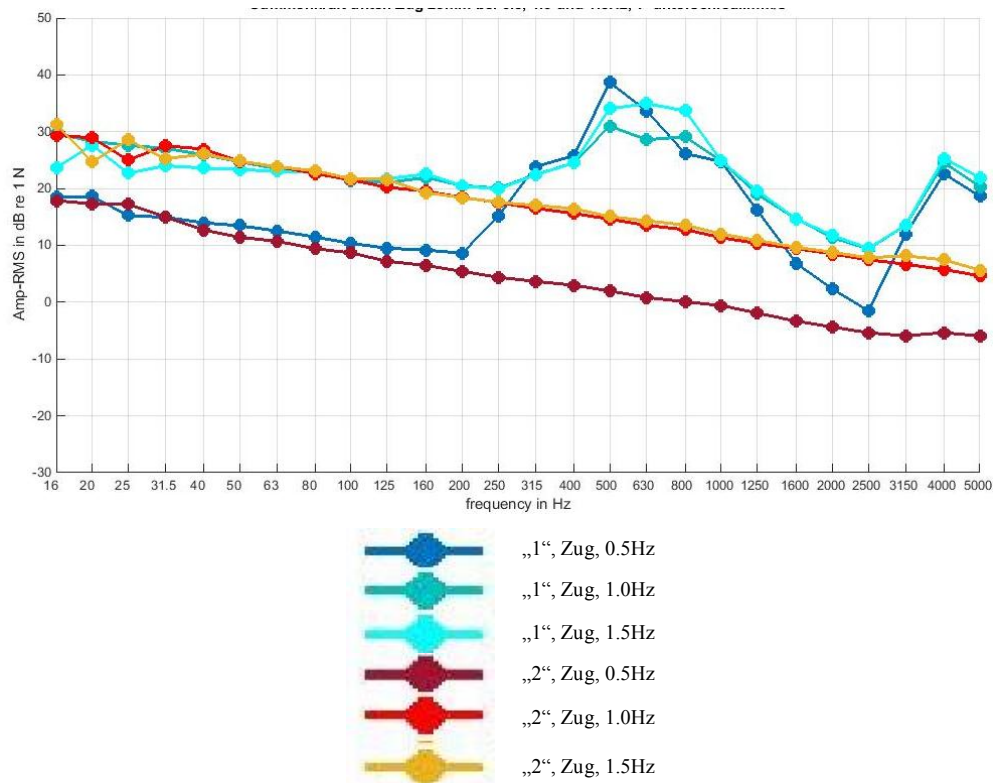


Abbildung 52: Projekt „1“ (blaue Kurven), Projekt „2“ (rote Kurven), Dreieck, Zugbereich, $\pm 25\text{mm}$

Auch in der Druckstufe weist der Dämpfer „1“ hohe Werte auf (blaue Kurven). Obwohl deutlich weniger Überhöhungen zu erkennen sind, liegen die Werte der Druckstufe dennoch vergleichsweise hoch (siehe Abbildung 53).

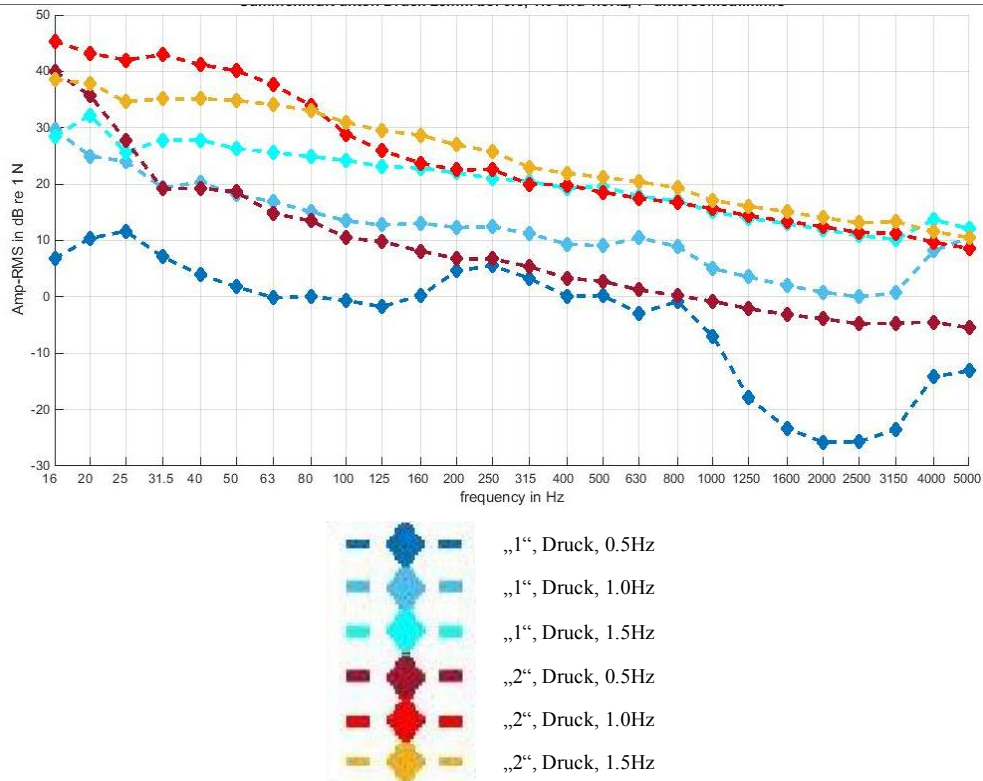


Abbildung 53: Projekt „1“ (blaue Kurven), Projekt „2“ (rote Kurven), Dreieck, Druckbereich, $\pm 25\text{mm}$

Die Kennlinien des Typs „4“ liegen sowohl in Zug- als auch in Druckstufe niedriger, als die der beiden Dämpfer „1“ und „2“ (siehe Abbildung 54, Abbildung 55). Die Messungen der Langstellung ergaben etwas höhere Werte im Druckbereich, während die Messergebnisse im Zugbereich in etwa gleich hoch lagen.

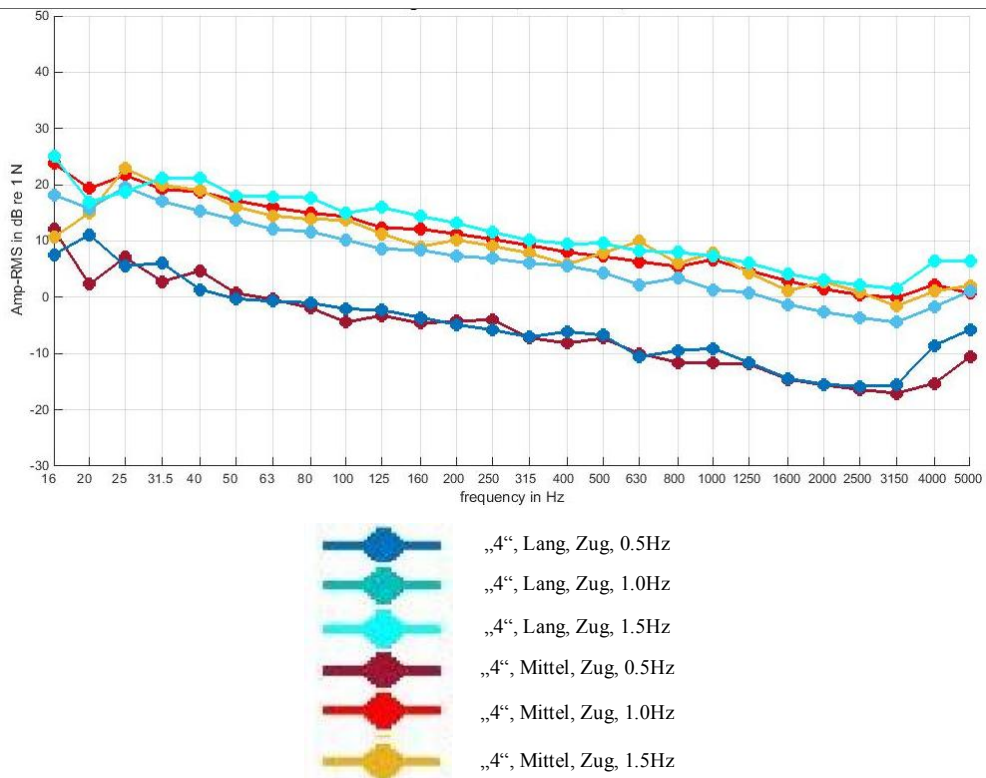


Abbildung 54: Projekt „4“, Mittel- und Langstellung, Dreieck, Zugbereich, $\pm 25\text{mm}$

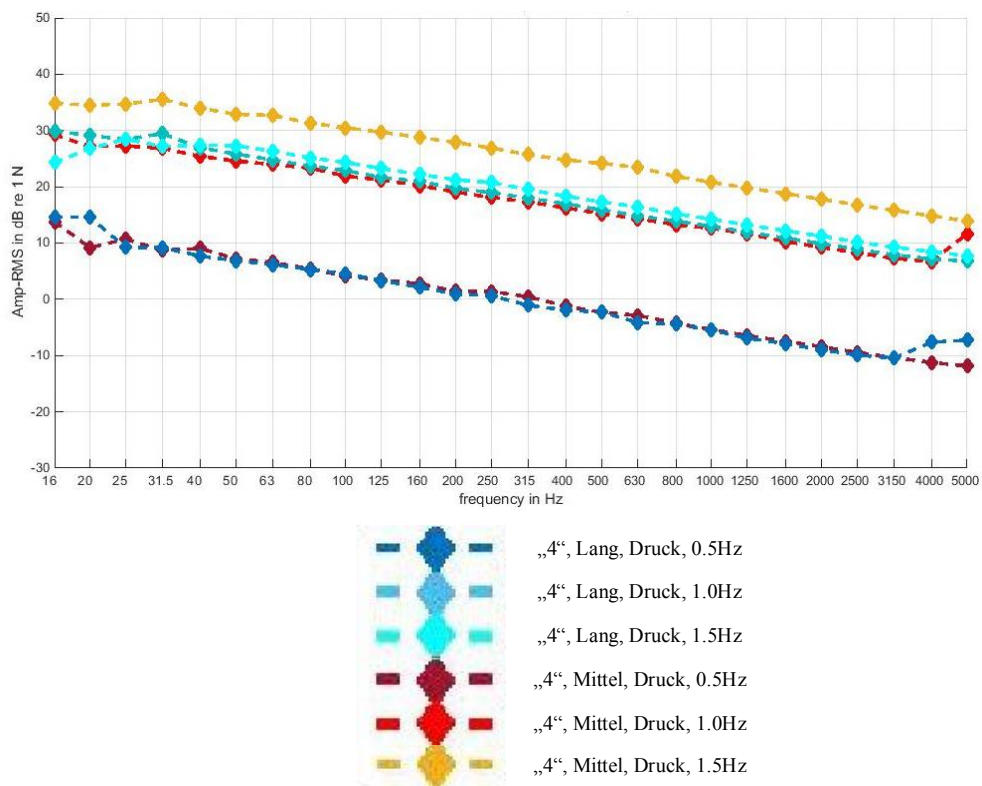


Abbildung 55: Projekt „4“, Mittel- und Langstellung Druckbereich, $\pm 25\text{mm}$

Die Kennlinien des Dämpfers „3“ weisen starke Schwankungen auf, liegen aber dennoch deutlich unter den Kennlinien der Dämpfer „1“ und „2“ (siehe Abbildung 56, Abbildung 57). Dies ist überraschend, da die im Projekt „3“ verbauten Dämpfer dieser Firma im Betrieb auffällig waren, die im selben Drehgestell verbauten Dämpfer der anderen Firma hingegen nicht. Möglicherweise wurden also seitens des Herstellers bereits Verbesserungen am Dämpfer vorgenommen.

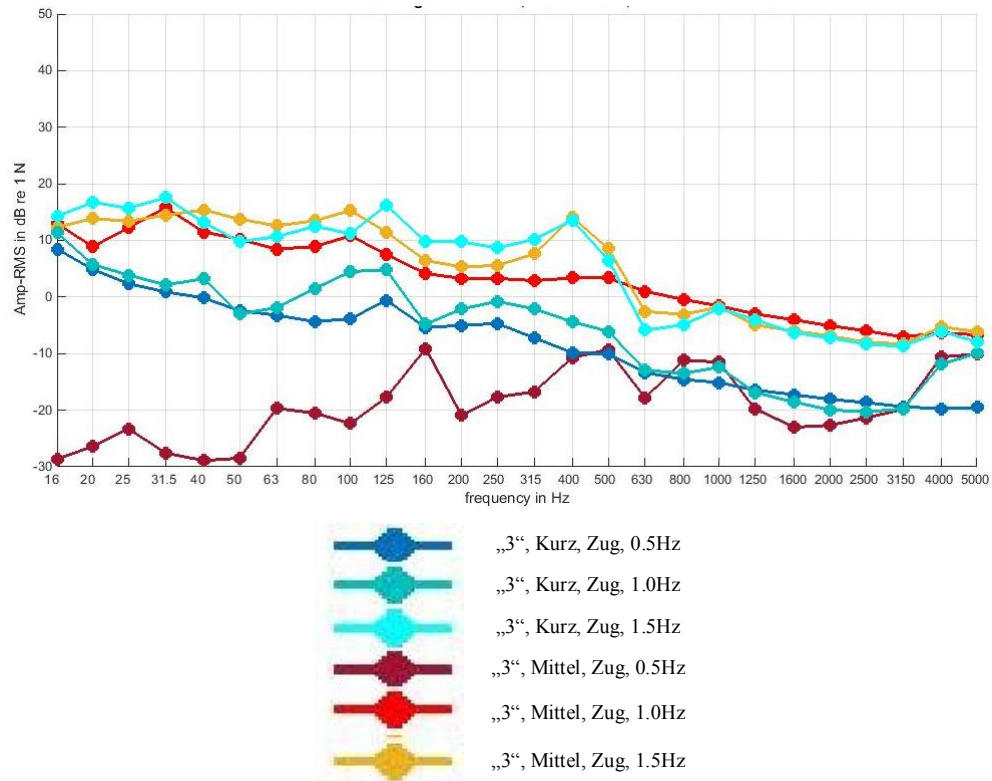


Abbildung 56: Projekt „3“, Mittel- und Kurzstellung, Zugbereich, $\pm 25\text{mm}$

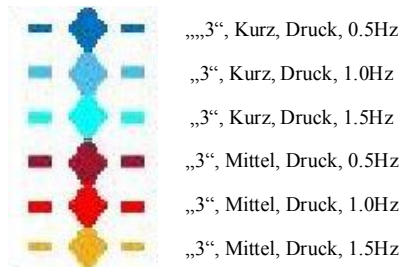
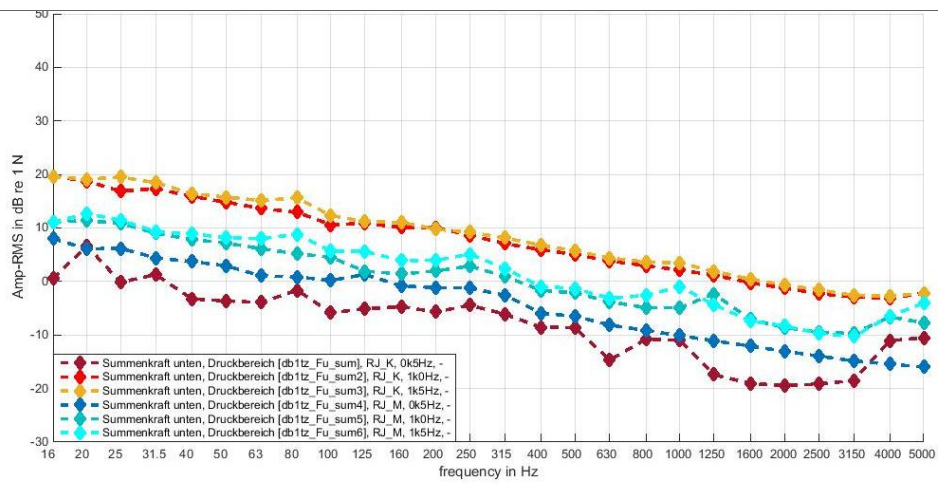


Abbildung 57: Projekt „3“, Mittel- und Kurzstellung, Druckbereich, $\pm 25\text{mm}$

7 Erkenntnisse und Dämpferspezifikation

Die Unterschiede zwischen akustisch auffälligen Dämpfern, wie z.B. dem Dämpfer des Projektes „1“ (alte Charge), zu akustisch akzeptablen Dämpfern, wie z.B. der Dämpfer des Projektes „4“, sind in den ermittelten Spektren klar ersichtlich. Auf Grund der Vergleiche der unterschiedlichen Dämpferspektren konnte somit eine Referenzkurve festgelegt werden, welche die Grundlage der neuen, quantitativen Akustik-Spezifikation darstellen soll, die im folgenden fest gehalten wird.

Um sicher zu stellen, dass der Dämpfer keine störenden Geräusche erzeugt, ist dieser in Einbaulage einem Test zu unterziehen (siehe Abbildung 58). Hierbei soll der Dämpfer unter den folgenden Bedingungen belastet werden:

- Dreieckanregung
- Hub: $\pm 25\text{mm}$
- Frequenz: 0.5, 1.0 und 1.5Hz
- Temperatur: $\sim 20^\circ\text{C}$
- 10 Zyklen pro Messung

Die Summenkräfte sollen mittels Kraftmessringen des passenden Typs an der gegenüberliegenden Seite der Krafteinleitung aufgezeichnet werden (siehe Abbildung 59). Ein Verdrehen der Silentblöcke ist hierbei zu vermeiden, da die Krafteinleitung zentrisch und ohne torsionale Vorspannung erfolgen soll. Gegebenenfalls sind hierfür Beilagscheiben mit entsprechenden Abschrägungen anzufertigen.

Die für die Akustik relevanten Bereiche befinden sich sowohl im Zug- als auch im Druckbereich rund um die maximal auftretenden Kräfte. Die Darstellung der Kräfte soll in Dezibel (dB) über den Terzmittenfrequenzen (in Hz) erfolgen.

$$F(t) \xrightarrow{\text{Terzfilter}} F(t)_{\text{Terzband}}, \quad F_{RMS, \text{Terz}} = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_n F_n^2}, \quad L_F = 20 * \log\left(\frac{F_{RMS, \text{Terz}}}{F_0}\right), \quad F_0 = 1N$$

Formel 7: Umrechnung der Kräfte von Newton in Dezibel



Abbildung 58: Messaufbau

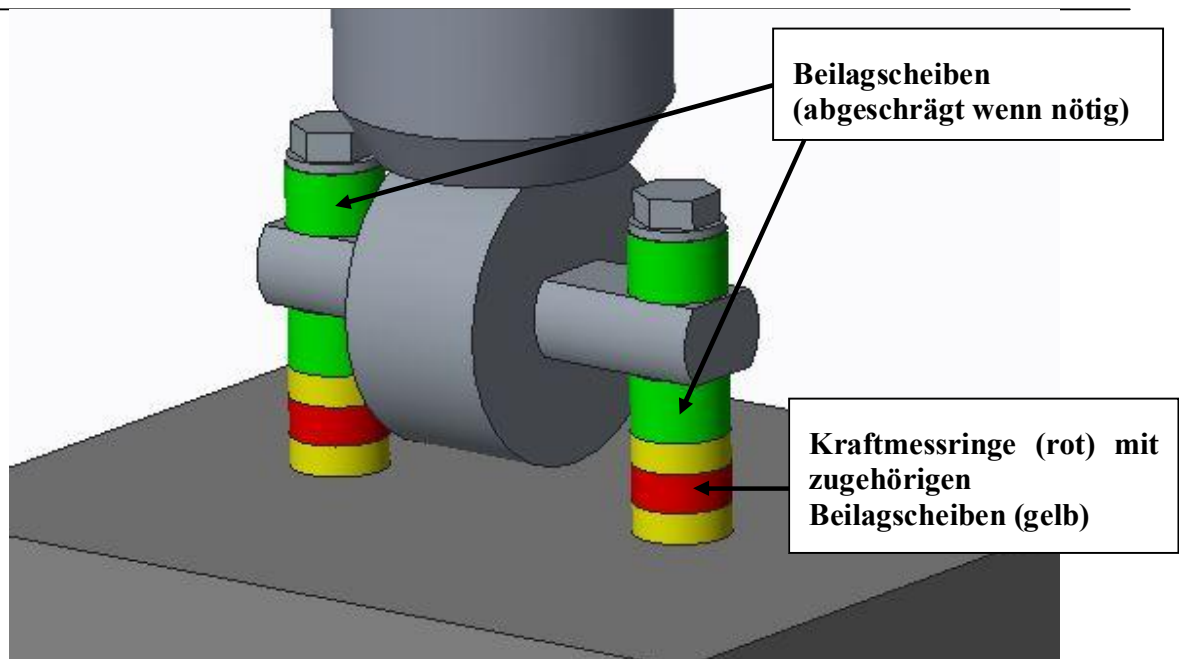


Abbildung 59: Ermittlung der unteren Summenkräfte mittels Kraftmessringen

Die in Abbildung 60 dargestellte Referenzlinie darf im Bereich von 200 bis 2000Hz nicht überschritten werden. Beispiele für zulässige und nicht zulässige Kennlinien werden in Abbildung 61 gegeben.

Des weiteren müssen die Hysteresekurven der Dämpfer aufgezeichnet werden. Hierbei dürfen weder Kraftspitzen, noch Leerhübe oder sonstige Auffälligkeiten auftreten.

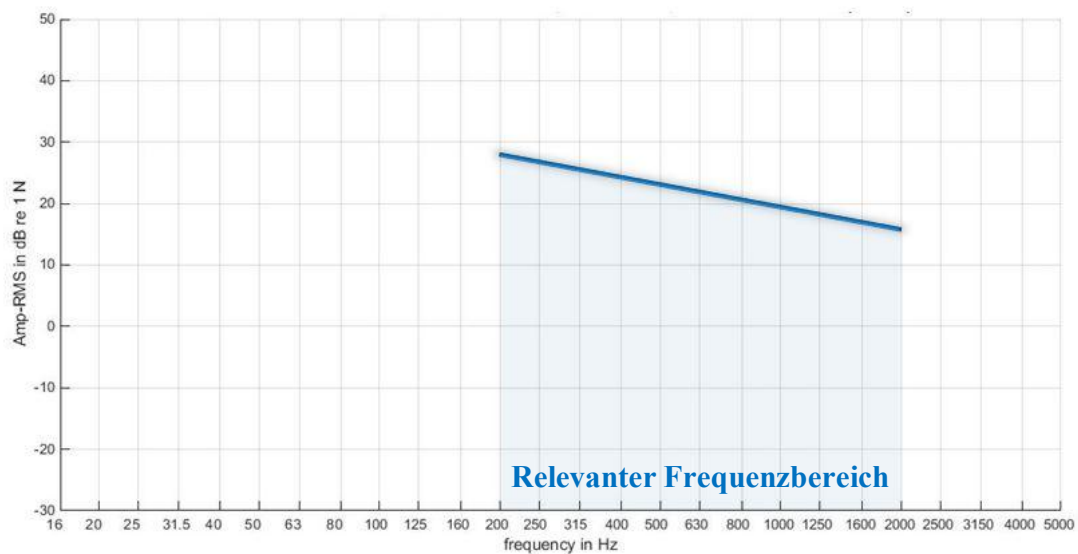


Abbildung 60: Referenzlinie

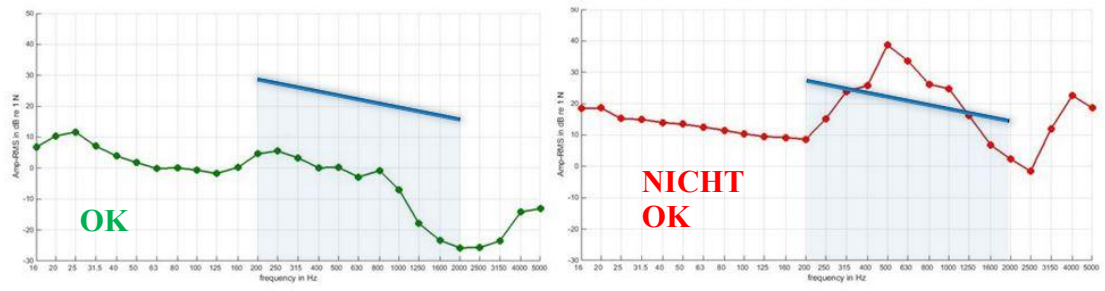


Abbildung 61: Beispiele für Kennlinien: OK (links) und nicht OK (rechts)

Literaturverzeichnis

- [1] Möser M.: Technische Akustik, 9. Auflage, Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2012
- [2] Möser M., Kropp W.: Körperschall - Physikalische Grundlagen und technische Anwendungen, 3. aktualisierte Auflage, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010
- [3] Siemens intern: Dämpfer, Akustik A6Z00005731027 Version „-“
- [4] Siemens intern: Instandhaltung E.A.03 Dämpfer A6Z00002287131 Version „-“
- [5] Siemens intern: Sichtkontrollanweisung Dämpfer A6Z00036788792 Version „A“
- [6] Priebisch H. H.: Akustik für Motor und Fahrzeug, Skriptum, TU Graz, 2012
- [7] Schirmer W.: Technischer Lärmschutz, 2. bearbeitete und erweiterte Auflage, Springer-Verlage Berlin Heidelberg, 2006
- [8] Siemens intern: Complaint 3697 - Strömungsgeräusche im Sekundär Horizontal Dämpfer A6Z00036210616 Version „-“
- [9] ZF Sachs: Technisches Training - Fahrzeugteile im Pkw Fahrwerk Aufbau, Funktion und mögliche Schäden
- [10] Trzesniowski M.: Rennwagentechnik, 1. Auflage, Vieweg+Teubner | GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden, 2008
- [11] Heißing B., Ersoy M.: Fahrwerkhandbuch - Grundlagen, Fahrdynamik, Komponenten, Systeme, Mechatronik, Perspektiven, 1. Auflage, Friedr. Vieweg & Sohn Verlag, Mai 2007
- [12] Haigermoser A.: Schienenfahrzeuge, Vorlesungsskriptum, TU Graz, Ausgabe 07.2002
- [13] Modellbahntechnikfreunde, Internet 2015-09-29, 20:08:
<http://modellbahn.technikfreun.de/ausstellung/bilder-von-der-innotrans-2008-auf-dem-messegelände-berlin/>
- [14] Wikipedia, Internet 2015-09-24, 14:13: <https://de.wikipedia.org/wiki/Sinuslauf>
- [15] Hirschberg W., Waser H. M.: Skriptum Fahrzeugtechnik, TU Graz, Stand: 9.10.2012
- [16] Patentimages, Internet 2015-09-29, 20:20:
<http://patentimages.storage.googleapis.com/EP2165910B1/imgf0001.png>
- [17] Hochleitner H.G.: Fluidtechnik in „Schienenfahrzeugen“, TU Graz, WS 2012/2013 Version: 2012-01-30
- [18] Siemens, Internet 2015-11-9, 19:40:
http://www.siemens.co.in/pool/press/news_archive/sf_300big.jpg
- [19] Koni: Wartungs- und Überholungsanleitung Eisenbahnstoßdämpfer, Ausgabe D
- [20] Siemens intern: Instandhaltungshandbuch für Schwingungsdämpfer Avenio München A6Z00034597476 Version „-“

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Railjet.....	- 5 -
Abbildung 2: Laufdrehgestell SF300, allgemeine Ansicht	- 6 -
Abbildung 3: Modell eines Schienenfahrzeuges mit Primär- und Sekundärstufe.....	- 8 -
Abbildung 4: Außermittige Lage der Räder auf den Schienen	- 9 -
Abbildung 5: Sinuslauf des Drehgestells.....	- 9 -
Abbildung 6: Verringerung der Auslenkung durch Dämpfer (rote Kurve) im Vergleich zur ungedämpften Auslenkung (blaue Kurve).....	- 9 -
Abbildung 7: Lineare und progressive Dämpferkennlinie.....	- 10 -
Abbildung 8: Undichte Dämpfer (links) und Deformation (rechts).....	- 12 -
Abbildung 9: Risse und Ablätterungen an Gummiteilen.....	- 14 -
Abbildung 10: Unterscheidung der Dämpfertypen ³⁶	- 17 -
Abbildung 11: Aufbau eines Einrohr-Dämpfers	- 19 -
Abbildung 12: Aufbau eines Zweirohr-Dämpfers.....	- 21 -
Abbildung 13: Einbausituationen von Dämpfern im Drehgestell ⁵⁶	- 22 -
Abbildung 14: Aufbau eines Dämpfers.....	- 24 -
Abbildung 15: Prüfaufbau.....	- 25 -
Abbildung 16: Dämpfer des Projektes „1“ während des Prüfvorgangs.....	- 26 -
Abbildung 17: Beilagen zur zentrischen Krafteinleitung und Vermeidung von torsionaler Vorspannung, Kraftmessringe	- 26 -
Abbildung 18: Messaufbau.....	- 27 -
Abbildung 19: Ermittlung Dämpferkennlinie ⁵⁹	- 30 -
Abbildung 20: Einfluss des Kennlinienverlaufes auf die Form der Hysteresekurve ⁶⁰ ..	- 31 -
Abbildung 21: Ermittlung der mittlerem Zugkraft anhand eines flächengleichen Rechteckes	- 32 -
Abbildung 22: Kennlinienvariation durch Ventilverstellung	- 33 -
Abbildung 23: Hysteresekurven geben Auskunft über mögliche Fehlfunktionen	- 34 -
Abbildung 24: Projekt „1“- Versuch: V03, Dreieck ± 25 mm, 0.10 m/s, 1.0 Hz.....	- 35 -
Abbildung 25: Projekt „1“ - Versuch: V04, Dreieck ± 25 mm, 0.15 m/s, 1.5 Hz.....	- 36 -
Abbildung 26: Projekt „1“ - Versuch: V18, Sinus ± 5 mm, 0.30 m/s, 9.5493 Hz	- 37 -
Abbildung 27: Projekt „2“ - Versuch: C01 - Dämpferlänge: 585 mm, Dreieck ± 25 mm, 0.05 m/s, 0.5 Hz.....	- 38 -

Abbildung 28: Projekt „2“ - Versuch: C08 - Dämpferlänge: 585 mm, Dreieck ± 20 mm, 0.08 m/s, 1.0 Hz.....	- 39 -
Abbildung 29: Projekt „2“ - Versuch: C10 - Dämpferlänge: 585 mm, Sinus ± 25 mm, 0.08 m/s, 0.5 Hz.....	- 40 -
Abbildung 30: Projekt „2“ - Versuch: C16 - Dämpferlänge: 585 mm, Sinus ± 20 mm, 0.06 m/s, 0.5 Hz.....	- 41 -
Abbildung 31: Messergebnisse der Herstellerfirma.....	- 42 -
Abbildung 32: Projekt „3“ - Versuch: V03, Dämpferlänge: 495 mm, Dreieck ± 25 mm, 0.15 m/s, 1.5 Hz.....	- 43 -
Abbildung 33: Projekt „3“ - Versuch: V12, Dämpferlänge: 495 mm, Sinus ± 25 mm, 0.24 m/s, 1.5 Hz.....	- 44 -
Abbildung 34: Projekt „3“ - Versuch: V15, Dämpferlänge: 495 mm, Sinus ± 10 mm, 0.09 m/s, 1.5 Hz.....	- 45 -
Abbildung 35: Projekt „3“ - Versuch: W03, Dämpferlänge: 446 mm, Dreieck ± 25 mm, 0.15 m/s, 1.5 Hz.....	- 46 -
Abbildung 36: Projekt „3“ - Versuch: W12, Dämpferlänge: 446 mm, Sinus ± 25 mm, 0.24 m/s, 1.5 Hz.....	- 47 -
Abbildung 37: Projekt „3“ – Hysteresemessung des Herstellers	- 48 -
Abbildung 38: Projekt „4“ - Versuch: A03, 495 mm, Dreieck ± 25 mm, 0.15 m/s, 1.5 Hz..	- 49 -
Abbildung 39: Projekt „4“ - Versuch: A12, Dämpferlänge: 495 mm, Sinus ± 25 mm, 0.24 m/s, 1.5 Hz.....	- 50 -
Abbildung 40: Projekt „4“ - Versuch: B03, Dämpferlänge: 446 mm, Dreieck ± 25 mm, 0.15 m/s, 1.5 Hz.....	- 51 -
Abbildung 41: Projekt „4“ - Versuch: B12, Dämpferlänge: 446 mm, Sinus ± 25 mm, 0.24 m/s, 1.5 Hz.....	- 52 -
Abbildung 42: Einzelkraftverlauf unten, Projekt „1“, Anregung ± 25 mm, 1.5Hz.....	- 54 -
Abbildung 43: Projekt „1“, Spektren bei ± 25 mm, Zug- und Druckstufe	- 54 -
Abbildung 44: Einzelkraftverlauf unten, Projekt „2“, Dreieck, Anregung ± 25 mm, 1.5Hz	- 55 -
Abbildung 45: Projekt „2“, Spektren im Zug- und Druckbereich bei ± 10 , ± 20 und ± 25 mm	- 56 -
Abbildung 46: Einzelkraftverlauf unten, Projekt „3“, Mittelstellung, Anregung ± 25 mm, 1.5Hz	- 57 -
Abbildung 47: Projekt „3“, Kurzstellung, Spektren bei ± 10 , ± 25 und ± 30 mm, Zug- und Druckstufe.....	- 58 -
Abbildung 48: Projekt „3“, Mittelstellung, Spektren bei ± 10 , ± 25 und ± 30 mm, Zug- und Druckstufe.....	- 59 -

Abbildung 49: Einzelkraftverlauf unten, Projekt „4“, Mittelstellung, Anregung $\pm 25\text{mm}$, 1.5Hz	- 60 -
Abbildung 50: Projekt „4“, Langstellung, Spektren bei ± 10 , ± 25 und $\pm 30\text{mm}$, Zug- und Druckstufe	- 61 -
Abbildung 51: Projekt „4“, Mittelstellung, Spektren bei ± 10 , ± 25 und $\pm 30\text{mm}$, Zug- und Druckstufe	- 62 -
Abbildung 52: Projekt „1“ (blaue Kurven), Projekt „2“ (rote Kurven), Dreieck, Zugbereich, $\pm 25\text{mm}$	- 63 -
Abbildung 53: Projekt „1“ (blaue Kurven), Projekt „2“ (rote Kurven), Dreieck, Druckbereich, $\pm 25\text{mm}$	- 64 -
Abbildung 54: Projekt „4“, Mittel- und Langstellung, Dreieck, Zugbereich, $\pm 25\text{mm}$..	- 65 -
Abbildung 55: Projekt „4“, Mittel- und Langstellung Druckbereich, $\pm 25\text{mm}$	- 65 -
Abbildung 56: Projekt „3“, Mittel- und Kurzstellung, Zugbereich, $\pm 25\text{mm}$	- 66 -
Abbildung 57: Projekt „3“, Mittel- und Kurzstellung, Druckbereich, $\pm 25\text{mm}$	- 67 -
Abbildung 58: Messaufbau	- 69 -
Abbildung 59: Ermittlung der unteren Summenkräfte mittels Kraftmessringen	- 70 -
Abbildung 60: Referenzlinie	- 70 -
Abbildung 61: Beispiele für Kennlinien: OK (links) und nicht OK (rechts)	- 71 -

Formelverzeichnis

Formel 1: Lehr'sches Dämpfungsmaß	- 10 -
Formel 2: Kraft	- 10 -
Formel 3: Geschwindigkeit ¹⁷	- 10 -
Formel 4: Zusammenhang Geschwindigkeit, Weg und Drehzahl ⁵⁹	- 30 -
Formel 5: Dämpferkraft ⁶⁰	- 31 -
Formel 6: Umrechnung von Newton in Dezibel	- 53 -
Formel 7: Umrechnung der Kräfte von Newton in Dezibel	- 68 -

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Messungen Projekt „1“	- 28 -
Tabelle 2: Messungen Projekt „2“	- 28 -
Tabelle 3: Messungen Projekt „3“	- 29 -
Tabelle 4: Messungen Projekt „4“	- 29 -