



Diplomstudium  
Maschinenbau - Verkehrstechnik

---

Entwicklung eines FEM-Prozesses zur Simulation des  
strukturdynamischen Verhaltens von  
Kunststoffanbauteilen an PKW-Dieselmotoren

Diplomarbeit

zur Erlangung des akademischen Grades

Diplom-Ingenieur (DI)

von

Thomas Lindemann

durchgeführt am

Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik

gemeinsam mit

BMW Motoren GmbH - ZM-E-23 Simulation/CAE

Oktober 2011

---

Betreuung der Diplomarbeit durch:

Ao.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Hans-Herwig Priebisch - TU Graz  
Dipl.-Ing. Dr.techn. Martin Kuchler - BMW Motoren GmbH - ZM-E-23 Simulation/CAE

# Kurzfassung

In dieser Diplomarbeit soll anhand des Beispiels einer Zylinderkopfhaube (ZKH) ein auf der Finite Elemente Methode basierender Simulationsprozess zur Vorausberechnung der strukturdynamischen und akustischen Eigenschaften von Kunststoffanbauteilen an PKW-Dieselmotoren erarbeitet werden. Um die viskoelastischen Materialeigenschaften verschiedener Kunststoffe realitätsnah abzubilden wurden in einem FVV-Forschungsvorhaben linear-viskoelastische Materialmodelle entwickelt, welche bezüglich Genauigkeit der Ergebnisse und Einsetzbarkeit untersucht werden.

Ausgangsbasis dieser Arbeit bilden die Ergebnisse der Betriebsschwingungsanalyse der Zylinderkopfhaube eines Vierzylinder-Reihenmotors. Dabei wurden während eines Vollast-Motorhochlaufes am Akustikprüfstand die Beschleunigungen an mehreren Punkten im Bereich der Zylinderkopfhaube aufgezeichnet. Aus diesen Messdaten werden die Resonanzen der Zylinderkopfhaubenbaugruppe bestimmt sowie die Bandpegel der Beschleunigungen der betrachteten Messpunkte in einem zuvor definierten Frequenzbereich berechnet.

Für den ersten Teil der Berechnungen wird ein Modell des Subsystems der Zylinderkopfhaubenbaugruppe erstellt. Anhand dieses Subsystems werden verschiedene Methoden bezüglich Einspannung und Anregung der Zylinderkopfhaube untersucht sowie die Resonanzfrequenzen der ZKH über Parametervariationen mit den Auswertungen der Betriebsschwingungsanalyse abgeglichen. Weitere Untersuchungen an diesem Subsystem befassen sich mit dem Einfluss der Größe der verwendeten finiten Elemente sowie des verwendeten Materialmodells (linearelastisch oder linear-viskoelastisch) auf die Ergebnisse und Rechenzeiten.

Im zweiten Teil der Berechnungen wird der gesamte Motor-Getriebe-Verband (MGV) betrachtet. Entsprechend der Betriebsschwingungsanalyse werden Vollast-Motorhochläufe mit linearelastischer Materialbeschreibung der Kunststoffkomponenten des MGVs sowie Submodellhochläufe unter Berücksichtigung des entsprechenden linear-viskoelastischen Materialmodells durchgeführt.

Ergebnisse dieser beiden Berechnungsschritte sind eine Methode zur Bestimmung der Bauteilresonanzen von Kunststoffanbauteilen an PKW-Dieselmotoren anhand geeigneter Subsysteme, ohne Berücksichtigung des restlichen Motor-Getriebe-Verbandes, sowie eine geeignete Modellierung der Kunststoffkomponenten im gesamten MGV für Motorhochlaufrechnungen.

# Abstract

The aim of this thesis is the development of a finite element simulation process for calculating the structural dynamic and acoustic behavior of plastic mounting parts on passenger car diesel engines based on the example of a cylinder head cover. Linear-viscoelastic material models were developed by the FVV for modelling the viscoelastic behavior of plastic components. The accuracy and the applicability of this linear-viscoelastic material descriptions should be analysed.

Prior to the computational studies operating vibration analyses at the cylinder head cover of a four-cylinder engine were performed. These operating vibration analyses were done on an acoustic test bench from idle up to cut-off speed and accelerations on several points on an around the cylinder head cover were measured. Based on these results the resonance frequencies of the cylinder head cover assembly are determined and band acceleration levels are calculated at the measuring points.

First a subsystem consisting of the cylinder head cover assembly is modelled. Based on this subsystem various types of constraints and excitations are investigated. Afterwards parameter studies are done to adjust the resonance frequencies with the results of the operating vibration analysis. Furthermore the influence of finite element size and type of material description (linearelastic or linear-viscoelastic) on accuracy of the results and computational time are studied.

The second part of the computations deals with the complete engine/transmission assembly. Engine run-ups under full load equal to the operating vibration analysis are calculated. Linearelastic material descriptions of plastic components are used in calculations concerning the complete engine/transmission assembly. In submodel run-ups the behavior of plastic parts are described by linear-viscoelastic material models.

The results of these studies contain a method for the determination of resonance frequencies of plastic mounting parts on passenger car diesel engines based on proper subsystems as well as an applicable modelling of plastic components for the calculation of engine run-ups involving the complete engine/transmission assembly.

# Vorwort

An dieser Stelle möchte ich mich bei allen bedanken, die mich während der Erstellung dieser Arbeit unterstützt haben.

Ein ganz besonderer Dank gilt meinen Betreuern Ao.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Hans-Herwig Priebisch, für die fachliche Unterstützung, und Dipl.-Ing. Dr.techn. Martin Kuchler, der sich immer Zeit nahm um jegliche Fragen zu beantworten.

Vielen Dank auch an Dipl.-HTL-Ing. Günther Pessl für die Möglichkeit dieser Diplomarbeit bei BMW Motoren GmbH sowie an alle Mitarbeiter der Abteilung ZM-E-23 Simulation/CAE.

Weiters möchte ich mich bei meiner Familie bedanken, die mir mein Studium ermöglichte und mir in den letzten Jahren jederzeit mit Rat und Tat zur Seite stand.

Bei meiner Freundin Christine Fuchs möchte ich mich ebenfalls für die viele Geduld und Unterstützung in den letzten Monaten bedanken.

Danke auch an die Konstrukteure und Versuchsingenieure von BMW Motoren GmbH (Abteilungen ZM-E-21, ZM-E-25 und ZM-E-35) die bei der Datenbeschaffung und Modellerstellung geholfen bzw. die Prüfstandsmessungen durchgeführt haben.



# Inhaltsverzeichnis

<b>Formelzeichen und Abkürzungen</b>	<b>7</b>
<b>1 Einleitung</b>	<b>9</b>
1.1 Einführung/Motivation . . . . .	9
1.2 Stand der Technik . . . . .	9
1.3 Zielsetzung . . . . .	10
1.4 Durchführung/Kurzfassung . . . . .	10
1.5 Ergebnisse/Ausblick . . . . .	11
<b>2 Theoretische Grundlagen</b>	<b>13</b>
2.1 Pegelrechnung . . . . .	13
2.2 Übertragungsverhalten und Schallabstrahlung von Festkörpern . . . . .	15
2.3 Beschreibung des viskoelastischen Materials . . . . .	15
2.3.1 Dynamisch-Mechanische Analyse . . . . .	15
2.3.2 Glasfaserverstärkte Kunststoffe . . . . .	17
2.4 Berechnungsmethoden Strukturodynamik . . . . .	18
2.4.1 Eigenfrequenzen und Eigenformen . . . . .	18
2.4.2 Berechnung der Frequenzantwort . . . . .	19
2.4.3 Reduzierung des Rechenaufwandes - Kondensierung . . . . .	19
2.4.4 Berücksichtigung der Dämpfung . . . . .	23
<b>3 Betriebsschwingungsanalyse der Zylinderkopfhaube</b>	<b>26</b>
3.1 Versuchsdurchführung . . . . .	26
3.2 Umfang der Messdatenauswertung . . . . .	27
3.3 Auswertung der Betriebsschwingungsanalyse . . . . .	28
3.3.1 Bestimmung der Resonanzfrequenzen . . . . .	28
3.3.2 Bestimmung von Bandpegeln der Beschleunigungen . . . . .	29
<b>4 Aufbau der Berechnungsmodelle</b>	<b>31</b>
4.1 Zylinderkopfhaubenbaugruppe . . . . .	31
4.1.1 Abgrenzen des Modellumfangs . . . . .	31
4.1.2 Modellierung der berücksichtigten Bauteile . . . . .	32
4.1.3 Assembly des Subsystems der ZKH-Baugruppe . . . . .	36
4.2 Zylinderkopfbaugruppe und HD-Pumpe . . . . .	39
4.2.1 Modifikationen der vorhandenen Modelle . . . . .	39
4.2.2 Injektorbaugruppe . . . . .	40
4.2.3 Assembly der Zylinderkopfbaugruppe . . . . .	40
4.3 Motor-Getriebe-Verband . . . . .	41
<b>5 Berechnungen am Subsystem der Zylinderkopfhaube</b>	<b>44</b>

5.1	Rechenzeiten . . . . .	44
5.2	Einspannung und Anregung der Zylinderkopfhaube . . . . .	44
5.3	Berücksichtigung der angrenzenden Bauteile . . . . .	45
5.4	Resonanzen der Zylinderkopfhaube . . . . .	46
5.4.1	Bestimmung des Steifigkeitsfaktors . . . . .	47
5.4.2	Bestimmung der Lagersteifigkeiten des HD-Speichers . . . . .	49
5.4.3	Ergebnisse der Parametervariationen . . . . .	49
5.5	Vergleich Grob- und Feinmodell . . . . .	52
5.6	Vergleich linear- und viskoelastisches Materialmodell . . . . .	53
5.6.1	Bestimmung des Elastizitätsmoduls . . . . .	54
5.6.2	Bestimmung der Dämpfung . . . . .	55
5.6.3	Vergleich der beiden Modelle . . . . .	56
5.7	Zusammenfassung der Berechnungen am Subsystem . . . . .	57
<b>6</b>	<b>Berechnungen am gesamten Motor-Getriebe-Verband</b>	<b>59</b>
6.1	Vergleich Superelement ZK / MGV . . . . .	59
6.2	Globale Schwingungen des MGV . . . . .	60
6.2.1	Standardmodellierung (ZKH als Punktmassen) . . . . .	60
6.2.2	FEM-Modell der ZKH (viskoelastisch) . . . . .	62
6.3	Linearelastischer Vollast-Motorhochlauf . . . . .	63
6.3.1	Validierung des Motor-Getriebe-Verband-Modells . . . . .	63
6.3.2	Dämpfung des Motor-Getriebe-Verband-Modells . . . . .	66
6.3.3	Ergebnisse des linearelastischen Motorhochlaufes . . . . .	66
6.4	Viskoelastischer Submodellhochlauf . . . . .	68
6.5	Schallabstrahlende Oberfläche der Zylinderkopfhaube . . . . .	70
6.6	Zusammenfassung der Berechnungen am gesamten MGV . . . . .	71
<b>7</b>	<b>Anhang</b>	<b>73</b>
7.1	Messdaten der Betriebsschwingungsanalyse . . . . .	73
7.2	Auswertung der Betriebsschwingungsanalyse . . . . .	74
7.3	Berücksichtigte Teile . . . . .	75
7.4	Verwendete Scripte . . . . .	76
7.4.1	Gnuplot . . . . .	76
7.4.2	XMaxima . . . . .	77
<b>8</b>	<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>78</b>

# Formelzeichen und Abkürzungen

## Variablen

$a$	$[\frac{\text{m}}{\text{s}^2}]$	Beschleunigung
$A$	$[\text{m}^2]$	Fläche
$b$	$[\text{m}]$	Breite
$B$	$[\text{Nm}]$	Biegesteifigkeit ebener Platten
$c$	$[\frac{\text{m}}{\text{s}}]$	Ausbreitungsgeschwindigkeit
$C$		Koeffizient
$d, \underline{D}$	$[\frac{\text{N}\cdot\text{s}}{\text{m}}]$	Dämpfung, Dämpfungsmatrix
$E$	$[\frac{\text{N}}{\text{m}^2}]$	Elastizitätsmodul
$\underline{E}$	$[-]$	Einheitsmatrix
$f$	$[\text{Hz}]$	Frequenz
$F$	$[\text{N}]$	Kraft
$g$		Approximationsfunktion
$\underline{G}$	$[-]$	Transformationsmatrix
$\underline{GE}$	$[-]$	Strukturdämpfungsmatrix
$h$	$[\text{m}]$	Plattendicke
$H$	$[\frac{\text{m}}{\text{N}\cdot\text{s}}]$	Mobilität
$I$	$[\frac{\text{W}}{\text{m}^2}]$	Intensität
$k, \underline{K}$	$[\frac{\text{N}}{\text{m}}]$	Steifigkeit, Steifigkeitsmatrix
$l, \Delta l$	$[\text{m}]$	Länge, Längenänderung
$L, \Delta L$	$[\text{dB}]$	Pegelgröße, Pegeldifferenz
$LS$	$[\frac{\text{N}}{\text{m}}]$	Lagersteifigkeit
$m, \underline{M}$	$[\text{kg}]$	Masse, Massenmatrix
$m''$	$[\frac{\text{kg}}{\text{m}^2}]$	Masse einer Platte je Einheitsfläche
$M$	$[\text{Nm}]$	Drehmoment
$n$	$[-]$	Anzahl
$p, \tilde{p}$	$[\frac{\text{N}}{\text{m}^2}]$	Schalldruck, effektiver Schalldruck
$P$	$[\text{W}]$	Schalleistung
$q$	$[\text{m}]$	Auslenkung
$\underline{Q}$	$[\text{m}]$	Matrix der Eigenvektoren
$r$	$[\text{m}]$	Radius
$R$	$[\text{dB}]$	Reduktionsfaktor für Pegelbewertung

---

$SQF$		Fehlerquadratsumme
$t$	[s]	Zeit
$T$	[s]	Periodendauer
$SF$	[-]	Steifigkeitsfaktor
$v, \tilde{v}$	$[\frac{m}{s}]$	Schnelle, effektive Schnelle
$W$	[J]	Arbeit
$z$	[-]	Modaler Beteiligungsfaktor
$\delta$	[rad]	Phasenverschiebung
$\varepsilon$	[-]	Dehnung
$\lambda$	[m]	Wellenlänge
$\mu$	[-]	Querdehnzahl
$\rho$	$[\frac{kg}{m^3}]$	Dichte
$\sigma$	$[\frac{N}{m^2}]$	Spannung
$\varsigma$	[-]	Abstrahlgrad
$\omega$	$[\frac{1}{s}]$	Winkelgeschwindigkeit

## Indizes und Abkürzungen

$a$	Beschleunigung
$A$	außen
$b$	Biegewelle
$dB(A)$	A-bewertete Pegelgröße
$FEM$	Finite Elemente Methode
$ges$	gesamt
$i$	fortlaufender Index (1, 2, 3, usw.)
$I$	innen
$lin$	linear
$L$	Luft
$min$	Minimum
$mod$	modal
$Mess$	Messung
$MGV$	Motor-Getriebe-Verband
$proj$	Projektion
$quad$	quadratisch
$Rech$	Rechnung
$sin$	sinusförmiger Verlauf
$v$	Schnelle
$visko$	viskoelastisch
$x, y, z$	Koordinatenrichtungen
$ZKH$	Zylinderkopfhaube
$0$	Bezugsgröße

# 1 Einleitung

## 1.1 Einführung/Motivation

Die Auswirkungen von Lärmbelastungen auf den menschlichen Körper werden bis heute meist unterschätzt. Lärm kann Gehörschäden, Stress, Herz-Kreislauf-Probleme, Schlafstörungen und Nervosität verursachen[4]. Daher gilt Lärm als eines der Hauptumweltprobleme. Die Lärmbelastung aufgrund des Straßenverkehrs spielt dabei eine sehr wesentliche Rolle. Laut Schätzungen sind mehr als 40% der europäischen Bevölkerung einer Belastung durch Straßenlärm von über 55dB(A), 20% sogar über 65dB(A), ausgesetzt[4]. In städtischen Bereichen ist dabei wegen der geringen Fahrgeschwindigkeiten der Verbrennungsmotor eine der Haupschallquellen [14].

Die gesetzlichen Grenzwerte bezüglich der Geräuschemission von Fahrzeugen werden immer weiter eingeschränkt. Derzeit liegen die gesetzlichen Grenzwerte für PKW bei 74dB(A), jedoch wird bereits jetzt eine Senkung auf 70dB(A) gefordert[14], was einer Reduzierung des Fahrzeugaußengeräusches von -60% entspricht. Diese gesetzlichen Anforderungen sowie steigende Kundenansprüche bezüglich Komfort und Innengeräusch machen akustische Bauteiloptimierungen unumgänglich. Bedingt durch die immer kürzeren Entwicklungszeiten in der Fahrzeugindustrie[5] kommen dabei verstärkt virtuelle Methoden zum Einsatz.

Die steigenden Anforderungen bezüglich Leichtbau und Kostenreduktion führen in der Motorenentwicklung vermehrt zum Einsatz von Kunststoffteilen[2]. So werden mittlerweile beispielsweise Ventilhauben, Luftführungen und diverse Abdeckungen aus Kunststoffen gefertigt. Durch die niedrigen Steifigkeiten der Kunststoffe können diese Komponenten leicht zu Schwingungen angeregt werden und tragen daher einen Anteil zur gesamten Schallabstrahlung eines Motors bei.

Sowohl aus diesen akustischen Gründen als auch bezüglich der Schwingfestigkeit von Kunststoffkomponenten wäre es von großem Vorteil, diese Bauteile bereits in der Entwicklungsphase hinsichtlich ihres strukturdynamischen und akustischen Verhaltens zu bewerten. Daher werden Simulationsverfahren benötigt, die es ermöglichen komplexe Systeme aus mehreren polymeren und metallischen Teilen bereits vor der Fertigung erster Prototypen und Prüfstandserprobungen zu untersuchen.

## 1.2 Stand der Technik

Im niederfrequenten Bereich werden Bauteilschwingungen bereits seit längerem mittels Simulationen analysiert. Aufgrund des rapiden Anstieges der Rechenleistungen der letzten Jahre können Berechnungsverfahren wie die Finite Elemente Methode (FEM) heute auch zur Simulation des akustischen Verhaltens von Bauteilstrukturen in höheren Frequenzbereichen verwendet werden[14]. Zur Berechnung der strukturdynamischen und akustischen Eigenschaften linearelastischer Bauteilstrukturen ist die Verwendung solcher Softwarepakete bereits sehr verbreitet und es kann auf

einen weiten Erfahrungsschatz an Berechnungsmethoden und Materialdaten zurückgegriffen werden. Die Modellierung viskoelastischer Materialien wie Kunststoffe gestaltet sich aufgrund der Abhängigkeit des Steifigkeits- und Dämpfungsverhaltens von Parametern wie Belastungshöhe und -frequenz, Herstellungsverfahren, Füllstoffe etc. wesentlich aufwändiger und es sind kaum Materialdaten oder Erfahrungswerte vorhanden.

Obwohl sich bei Anwendung der Finite Elemente Methode kaum Einschränkungen bezüglich der Modellierung komplexer Bauteil- und Belastungsstrukturen ergeben, werden Kunststoffkomponenten aufgrund der fehlenden Materialbeschreibungen derzeit meist nur als Punktmassen in den Simulationsmodellen berücksichtigt. Durch diese grobe Vereinfachung sind keinerlei Aussagen über das strukturdynamische oder akustische Verhalten dieser Bauteile möglich.

Mittels Finite Elemente Modellen und linearelastischer Materialbeschreibungen kann das Verhalten von Kunststoffkomponenten ebenfalls nur vereinfacht abgebildet werden, da in solchen Modellen weder die Dämpfung des Materials noch die Abhängigkeit des Elastizitätsmoduls von Belastungsfrequenz und -höhe berücksichtigt werden.

### 1.3 Zielsetzung

Ziel dieser Diplomarbeit ist es, anhand des Beispiels einer Zylinderkopfhaube einen auf der Finite Elemente Methode basierenden Simulationsprozess zur Vorausberechnung des strukturdynamischen und akustischen Verhaltens von Kunststoffbauteilen zu erarbeiten. Dabei soll das viskoelastische Materialverhalten des kurzglasfaserverstärkten Kunststoffes der Zylinderkopfhaube möglichst realitätsnah abgebildet werden. Im Zuge des FVV-Forschungsvorhabens „Akustik Kunststoffbauteilsimulation“ wurde für verschiedene Kunststoffe ein linear-viskoelastisches Materialmodell entwickelt, welches bezüglich Genauigkeit und Einsetzbarkeit untersucht werden soll. Durch die Erstellung eines geeigneten Subsystems der Zylinderkopfhaubenbaugruppe soll außerdem gezeigt werden, ob das dynamische Verhalten solcher Komponenten bereits in frühen Entwicklungsphasen bewertet werden kann, in denen noch kein Modell des kompletten Motor-Getriebe-Verbandes vorhanden ist.

### 1.4 Durchführung/Kurzfassung

Ausgangsbasis der Diplomarbeit bilden die Ergebnisse der Betriebsschwingungsanalyse der Zylinderkopfhaube eines Vierzylinder-Reihenmotors. Dabei wurden während eines Vollast-Motorhochlaufes am Akustikprüfstand die Beschleunigungen an mehreren Punkten der Zylinderkopfhaube aufgezeichnet. Ausgehend von diesen Messdaten wurden ein Frequenzbereich definiert und jene Messpunkte für spätere Rechnungs-Messungs-Vergleiche ausgewählt, die in diesem Frequenzbereich die ausgeprägtesten Resonanzen aufweisen. In den betrachteten Messpunkten wurden aus den Rohdaten der während der Betriebsschwingungsanalyse gemessenen Beschleunigungen die Resonanzfrequenzen bestimmt sowie die Bandpegel der Beschleunigungen im auszuwertenden Frequenzbereich berechnet.

Im Anschluss an die Auswertung der Betriebsschwingungsanalyse erfolgte die Erstellung eines Modells der Zylinderkopfhaubenbaugruppe. Nach Festlegung des Modellumfangs dieses Subsystems und Bestimmung der Modellierungstiefe der berücksichtigten Komponenten wurden zwei

Finite-Elemente-Modelle der ZKH-Baugruppe mit unterschiedlichen Elementgrößen aufgebaut. Erste Berechnungen am Modell der Zylinderkopfhaube führten zu einer Erweiterung der Systemgrenzen und Berücksichtigung der an die ZKH angrenzenden Bauteile. Unter Berücksichtigung linear-viskoelastischer Materialeigenschaften wurden anhand der Berechnung von Eingangsmobilitäten in den Messpunkten der Betriebsschwingungsanalyse die Resonanzen des erweiterten Zylinderkopfhaubenmodells bestimmt und über Parametervariationen mit den Ergebnissen der Betriebsschwingungsanalyse abgeglichen. Weiters wurde am Subsystem der ZKH der Einfluss der Elementgröße und des Materialmodells (linearelastisch oder linear-viskoelastisch) auf Ergebnisqualität und Rechenzeiten untersucht.

Im zweiten Teil der Berechnungen wurde ein Modell des in der Betriebsschwingungsanalyse verwendeten Motor-Getriebe-Verbandes aufgebaut. Mit diesem MGV-Modell wurden entsprechend der Betriebsschwingungsanalyse sowohl Vollast-Motorhochläufe mit linearelastischer Modellierung der Zylinderkopfhaube als auch Submodell-Hochläufe mit Berücksichtigung der viskoelastischen Materialeigenschaften durchgeführt.

Zum Abschluss wurde aus den zuvor berechneten Vollast-Motorhochläufen eine Drehzahl ausgewählt und für diese Drehzahl im betrachteten Frequenzbereich die integrale Oberflächenschnelleverteilung bestimmt.

## 1.5 Ergebnisse/Ausblick

Die Beschreibung der Materialeigenschaften von Kunststoffkomponenten mittels des linear-viskoelastischen Materialmodells erwies sich als sehr rechenzeitintensiv. Die Berücksichtigung der frequenzabhängigen Materialparameter dieses viskoelastischen Materialmodells ist nur in direkter Frequenzantwortrechnung ohne modaler Kondensierung möglich. Darüber hinaus werden die Rechenzeiten noch maßgeblich von der Anzahl der Freiheitsgrade des betrachteten Systems (Modellumfang, Elementgröße, etc.) beeinflusst. Eine Verdoppelung der Freiheitsgrade ergab mehr als das 13fache der Rechenzeit ohne Vorteile bezüglich der Ergebnisse. Bei Verwendung linear-elastischer Materialbeschreibungen mit zusätzlicher Strukturdämpfung der Kunststoffkomponenten und der Anwendung einer modalen Kondensierung konnten im betrachteten Frequenzbereich qualitativ und quantitativ gleichwertige Ergebnisse mit nur ca. 5,7% der Rechenzeit des linear-viskoelastischen Materialmodells erzielt werden.

Zur Bestimmung von Bauteilresonanzen erwies sich die Methode der Berechnung von Eingangsmobilitäten an Subsystemen als geeignet. Dabei ist darauf zu achten, dass die Einbaubedingungen der betrachteten Komponenten im Motorraum (z.B. Steifigkeiten zwischen den Anschraubpunkten durch angrenzende Bauteile) mitberücksichtigt werden. Über die Berechnung von Eingangsmobilitäten konnte im betrachteten Frequenzbereich die Anzahl der Bauteilresonanzen exakt erfasst werden. Die Frequenzlage der Resonanzen wurde bei linearelastischer Modellierung der Kunststoffkomponenten mit einer mittleren Abweichungen von 8,2% zu den Messungen der Betriebsschwingungsanalyse wiedergegeben. Somit sind bereits in frühen Phasen der Entwicklung Relativvergleiche von Bauteilvarianten oder Bauteiloptimierungen bezüglich kritischer Frequenzbereiche möglich, ohne der Notwendigkeit den gesamten Motor-Getriebe-Verband mit zu berücksichtigen.

In Motorhochlaufrechnungen lieferte die linearelastische Modellierung der Zylinderkopfhaube ebenfalls die besten Ergebnisse. Sowohl der qualitative Verlauf der Beschleunigungsbandpegel als auch

deren quantitative Größe wurden in den Berechnungen gut wiedergegeben. Nach leichten Modifikationen am Modell des Motor-Getriebe-Verbandes und Anpassung der Dämpfung konnten im betrachteten Frequenzbereich bei Kunststoffbauteilen mittlere Abweichungen der berechneten Bandpegel der Beschleunigungen zu den Auswertungen der Betriebsschwingungsanalyse von 2,4dB erreicht werden. Motorhochlaufrechnungen mit linear-viskoelastischer Modellierung der ZKH sind aufgrund der großen Modelle der Motor-Getriebe-Verbände nur in Submodelltechnik möglich. Zur Generierung der Anregungsdaten für Submodellhochläufe wurden nur die translatorischen Bewegungen der Schnittstellenknoten berücksichtigt, wodurch sich größere Abweichungen von Messung und Berechnung ergeben.

Um Motorhochläufe in Submodelltechnik durchzuführen wäre es daher nötig, bei der Generierung der Anregungsdaten solcher Submodelle auch die Rotationen der Anregungsknoten mitzubersichtigen. Weiters zeigten die Motorhochlaufrechnungen am Hochdruckspeicher Abweichungen von Messung und Berechnung, die auf die Modellierung der Lagerung des Hochdruckspeichers zurückzuführen sind. In dieser Arbeit werden die elastischen Entkoppellelemente zwischen Ventilhaube und Hochdruckspeicher über isotrope, lineare Steifigkeiten abgebildet. Zur realitätsnahen Modellierung müsste die Lagerung über diese elastischen Entkoppellelemente eingehender untersucht werden. Da die Modellierung dieser Lagerung jedoch keinen Einfluss auf die Auswertepunkte der Kunststoffstruktur zeigte, wurden diese Untersuchungen im Zuge dieser Arbeit nicht durchgeführt.



## 2 Theoretische Grundlagen

In diesem Kapitel werden kurz die zum Verständnis dieser Arbeit benötigten theoretischen Grundlagen erläutert. Diese beinhalten die Definition und den Umgang mit Pegelgrößen, allgemeine Kenngrößen bezüglich des akustischen Verhaltens von Bauteilstrukturen, Parameter zur Beschreibung frequenzabhängiger Materialeigenschaften sowie mathematische Grundlagen zu stuktur-dynamischen Berechnungsmethoden.

### 2.1 Pegelrechnung

#### Definition von Pegelwerten

Akustische Kenngrößen werden aufgrund des großen Wahrnehmungsbereiches des menschlichen Gehörs (z.B. Schalleistungen zwischen  $10^{-12}$  und  $10^2$  Watt[14]) oft mittels eines logarithmischen Maßstabes dargestellt. Diese logarithmischen Kenngrößen werden in Dezibel (dB) angegeben und sind definiert als der 20fache Briggsche Logarithmus eines Verhältnisses linearer Größen (Gleichung 2.1) bzw. der 10fache Briggsche Logarithmus des Verhältnisses quadratischer Größen (Gleichung 2.2)[16].

$$L_{lin} = 20 \cdot \log_{10} \left( \frac{y}{y_0} \right) \quad (2.1)$$

$$L_{quad} = 10 \cdot \log_{10} \left( \frac{Y}{Y_0} \right) \quad (2.2)$$

Feldgröße $y$	Bezugsgröße $y_0$
Auslenkung	$2 \cdot 10^{-11} [m]$
Schnelle	$5 \cdot 10^{-8} [\frac{m}{s}]$
Beschleunigung	$1 \cdot 10^{-9} [\frac{m}{s^2}]$
Schalldruck	$2 \cdot 10^{-5} [\frac{N}{m^2}]$
Kraft	$5 \cdot 10^{-8} [N]$

Energiegröße $Y$	Bezugsgröße $Y_0$
Intensität	$10^{-12} [\frac{W}{m^2}]$
Schalleistung	$10^{-12} [W]$

Tabelle 2.1: Bezugswerte für lineare und quadratische Pegelbildung[14]

#### Addition von Pegelwerten

Bei der Überlagerung mehrerer Schallquellen werden deren Schalleistungen bzw. Intensitäten addiert[6]. Der Gesamtpegel bei der Addition von mehreren Energiegrößen (quadratische Größen) ergibt sich somit zu Gleichung 2.3.

$$L_{quad,ges} = 10 \cdot \log \left( \frac{Y_1 + Y_2 + \dots}{Y_0} \right) = 10 \cdot \log \left( \frac{Y_1}{Y_0} + \frac{Y_2}{Y_0} + \dots \right)$$

$$L_{quad,i} = 10 \cdot \log \left( \frac{Y}{Y_0} \right) \rightarrow \frac{Y}{Y_0} = 10^{\frac{L_{quad,i}}{10}}$$

$$L_{quad,ges} = 10 \cdot \log \left( \sum_i 10^{\frac{L_{quad,i}}{10}} \right) \quad (2.3)$$

Werden bei der Überlagerung mehrerer Schallquellen lineare Größen (Feldgrößen) betrachtet, addieren sich die quadratischen Effektivwerte der jeweiligen Größe. Am Beispiel des Schalldruckes erhält man über die Addition der Intensitäten  $I = \frac{\tilde{p}}{\rho_L \cdot c_L}$  unterschiedlicher Schallquellen Gleichung 2.4[6].

$$I_{ges} = \frac{\tilde{p}_{ges}^2}{\rho_L \cdot c_L} = I_1 + I_2 + \dots = \frac{\tilde{p}_1^2}{\rho_L \cdot c_L} + \frac{\tilde{p}_2^2}{\rho_L \cdot c_L} + \dots \rightarrow \tilde{p}_{ges}^2 = \sum_i \tilde{p}_i^2 \quad (2.4)$$

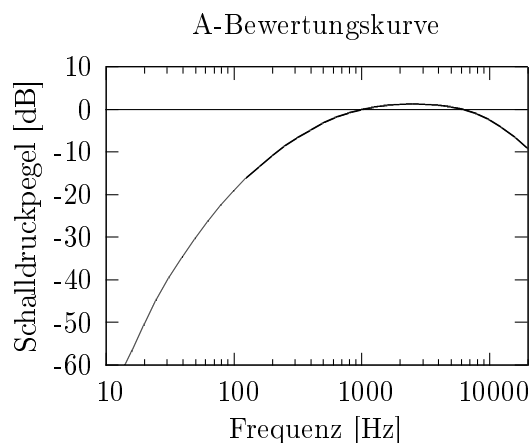
Aufgrund der Addition der quadratischen Effektivwerte ergibt sich der Summenpegel linearer Größen ebenfalls zu Gleichung 2.5.

$$L_{lin,ges} = 10 \cdot \log \left( \frac{y_1^2 + y_2^2 + \dots}{y_0^2} \right) = 10 \cdot \log \left( \frac{y_1^2}{y_0^2} + \frac{y_2^2}{y_0^2} + \dots \right)$$

$$L_{lin,i} = 10 \cdot \frac{y^2}{y_0^2} \rightarrow \frac{y^2}{y_0^2} = 10^{\frac{L_{lin,i}}{10}}$$

$$L_{lin,ges} = 10 \cdot \log \left( \sum_i 10^{\frac{L_{lin,i}}{10}} \right) \quad (2.5)$$

## Bewertungsfiler



Vom menschlichen Gehör (Hörbereich 16Hz-16kHz[6]) werden Schallereignisse mit gleichen Schalldrücken bei verschiedenen Frequenzen unterschiedlich laut wahrgenommen. In der Praxis wird die frequenzabhängige Empfindlichkeit des menschlichen Gehörs über sogenannte Bewertungsfiler berücksichtigt. Diese Bewertungsfiler bewirken eine frequenzabhängige Abschwächung des Schalldruckes. Allgemein wird empfohlen die A-Bewertungskurve zu verwenden und den Schalldruckpegel in dB(A) anzugeben[7].

## 2.2 Übertragungsverhalten und Schallabstrahlung von Festkörpern

Das Übertragungsverhalten von Festkörpern wird durch verschiedene Kenngrößen, welche aus dem Verhältnis einer Messgröße (z.B. Auslenkung, Schnelle oder Beschleunigung im Messpunkt) und der anregenden Kraft gebildet werden, charakterisiert. Im Verlauf dieser Arbeit wird die Mobilität gemäß Gleichung 2.6, also das Verhältnis aus Oberflächenschnelle und anregender Kraft, zur Beschreibung des Übertragungsverhaltens der Bauteilstrukturen verwendet. Fallen Kraftangriffspunkt und Auswertepunkt zusammen, spricht man von der Bestimmung der Eingangsmobilität[13].

$$H_{(f)} = \frac{v_{(f)}}{F_{(f)}} \quad (2.6)$$

Erfolgt die Anregung des zu untersuchenden Bauteiles mittels einer Einheitskraft über der Frequenz  $F_{(f)} = 1$ , so entspricht die Schnelle im Auswertepunkt direkt der Mobilität, wodurch eine sehr einfache Auswertung ohne weiterer Umrechnung der Ergebnisgröße möglich wird.

Experimentelle Untersuchungen im Zuge des FVV-Forschungsvorhabens „Akustik Kunststoffbauteilsimulation“ zeigten, dass Trendaussagen auf Basis der Körperschallschnelle in etwas abgeschwächter Form auch auf die ins Fernfeld abgestrahlte Schalleistung übertragen werden können[2]. Der Zusammenhang von Körperschallschnelle und abgestrahlter Schalleistung kann über Gleichung 2.7 beschrieben werden[6].

$$P_{(f)} = \rho_L \cdot c_L \cdot A \cdot \zeta_{(f)} \cdot \overline{v_{(f)}^2} \quad (2.7)$$

Somit ist die Oberflächenschnelle ein geeignetes Maß um verschiedene Bauteilstrukturen hinsichtlich ihrer Schallabstrahlung zu bewerten.

## 2.3 Beschreibung des viskoelastischen Materials

### 2.3.1 Dynamisch-Mechanische Analyse

Dynamisch-mechanische Analysen (DMA) werden verwendet, um die frequenzabhängigen, mechanischen Eigenschaften von Materialien zu bestimmen. Dabei werden Materialproben mit periodischen Beanspruchungen unterschiedlicher Frequenz beaufschlagt und Kraft und Weg bzw. Spannung und Dehnung aufgezeichnet. Aufgrund der Dämpfung des untersuchten Materials kommt es dabei zu einer Phasenverschiebung der beiden Messsignale[3].

Abhängig von der Art der Beanspruchung (z.B. Zug, Kompression, Scherung, 3-Punkt-Biegung, etc.) können mit der dynamisch-mechanischen Analyse verschiedene Materialkennwerte bestimmt werden. Bei Zugbelastung resultiert die Phasenverschiebung der beiden Messsignale in einem komplexen Elastizitätsmodul. Durch Darstellung der Zeitsignale als komplexe Zeiger, Gleichungen 2.8 und 2.9, und anschließender Division der beiden Größen kann dieser komplexe E-Modul bestimmt werden.

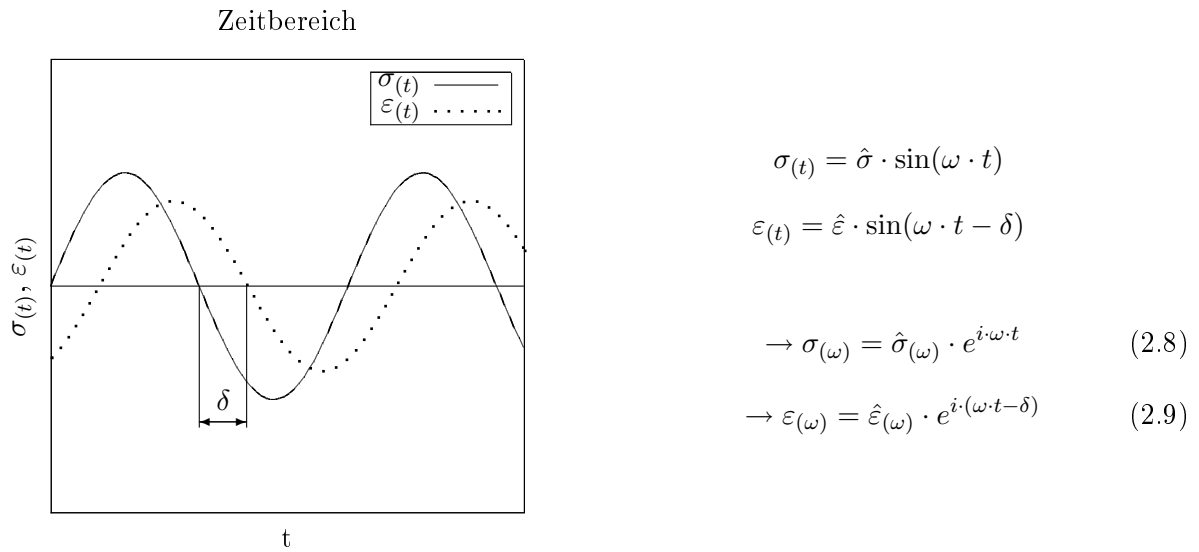


Abbildung 2.1: Signalverlauf einer Dynamisch-Mechanischen Analyse

$$E(\omega) = \frac{\sigma(\omega)}{\varepsilon(\omega)} = \frac{\hat{\sigma}(\omega)}{\hat{\varepsilon}(\omega)} \cdot e^{i \cdot \delta} = \frac{\hat{\sigma}(\omega)}{\hat{\varepsilon}(\omega)} \cdot (\cos(\delta) + i \cdot \sin(\delta)) = E'_{(\omega)} + i \cdot E''_{(\omega)} \quad (2.10)$$

Ergebnis der dynamisch-mechanischen Analyse sind die frequenzabhängigen Größen Speicher- und Verlustmodul, welche den Real- und den Imaginärteil des komplexen E-Moduls beschreiben, sowie der mechanische Verlustfaktor[3], Abbildung 2.2.

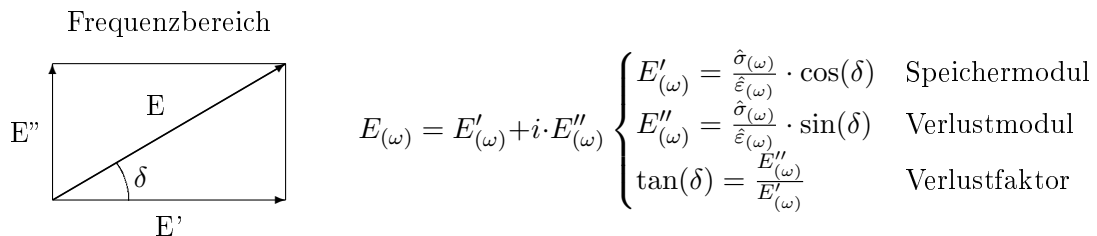


Abbildung 2.2: Komplexer Elastizitätsmodul mit Speicher- und Verlustfaktor

**Speichermodul  $E'$ :** Die Steifigkeit eines Materials wird durch den Speichermodul beschrieben. Er ist somit ein Maß für die während einer Verformung elastisch gespeicherten Energie.

**Verlustmodul  $E''$ :** Der Verlustmodul repräsentiert die während einer Belastungsperiode infolge der Dämpfung dissipierte Arbeit.

Durch Rechnungs-Messungs-Vergleiche kann gezeigt werden, dass die Steifigkeiten rein auf Basis der Ergebnisse von dynamisch-mechanischen Analysen in Simulationen zu gering abgebildet werden[2]. Daher wird der komplexe E-Modul über einen vom Abstand zur Glasübergangstemperatur abhängigen Korrekturfaktor (Steifigkeitsfaktor  $SF$ ) gemäß Gleichung 2.11 angepasst.

$$E = SF \cdot (E' + i \cdot E'') \quad (2.11)$$

### 2.3.2 Glasfaserverstärkte Kunststoffe

Da zur Herstellung der betrachteten Zylinderkopphaube ein kurzglasfaserverstärkter Kunststoff (35 Gew.-% Glasfaseranteil) verwendet wird, sind die Materialeigenschaften sehr stark von der Orientierung dieser Verstärkungsfasern abhängig.

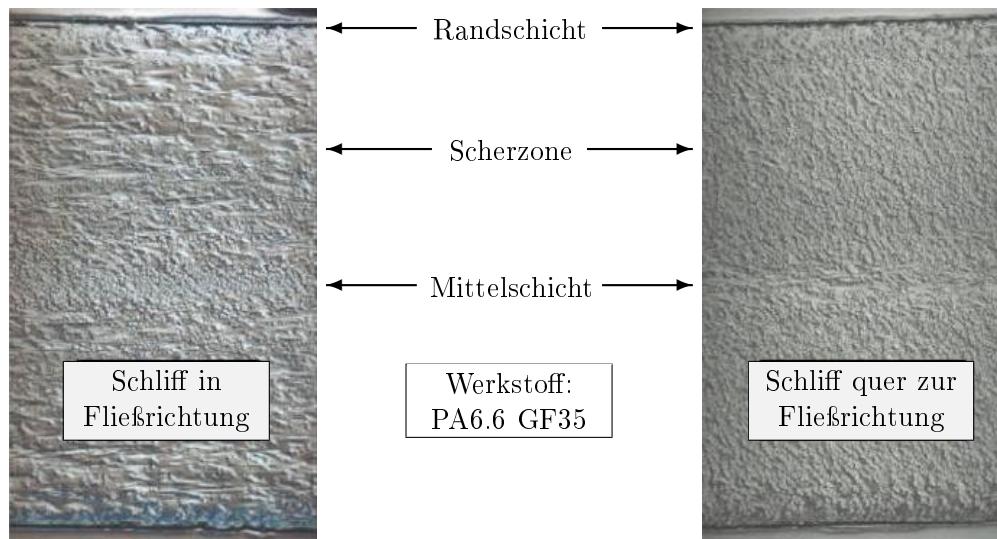


Abbildung 2.3: Schliffbilder von kurzglasfaserverstärkten Kunststoffen[2]

Obwohl mit Kurzglasfasern keine gezielte Faserausrichtung erreicht wird, weisen die Glasfasern in Spritzgußbauteilen aufgrund von Scherspannungen während des Herstellungsprozesses und des großen Länge/Durchmesser-Verhältnisses der Fasern trotzdem eine gewisse Orientierung auf. Üblicherweise bilden sich drei Schichten mit unterschiedlicher Ausrichtung der Verstärkungsfasern[2]. Abbildung 2.3 zeigt Schliffbilder von Materialproben aus kurzglasfaserverstärktem Kunststoff, welche wie auch die Zylinderkopphaube durch Spritzgussverfahren hergestellt wurden.

**Randzone:** Nahe der Wände des Spritzgusswerkzeuges bildet sich eine dünne Randschicht ohne Orientierung des Glasfasern.

**Scherzone:** Richtung Bauteilmitte steigen Fließgeschwindigkeiten und damit auch die Scherspannungen an. Aufgrund des hohen Länge/Durchmesser-Verhältnisses der Kurzglasfasern werden diese durch die Scherströmung in Fließrichtung ausgerichtet.

**Mittelschicht:** In der Bauteilmitte entsteht eine dünne Zone, in der die Fasern senkrecht zur Fließrichtung ausgerichtet sind.

Um diese stark anisotropen Materialeigenschaften über isotrope Materialmodelle anzunähern, werden mittlere Werte für Speicher- und Verlustmodul über geeignete Interpolationsfaktoren aus den DMA-Messungen von Zugproben aus Plattenbauteilen mit Entnahmerichtung parallel und senkrecht zur Hauptfaserrichtung bestimmt[2].

## 2.4 Berechnungsmethoden Strukturodynamik

Die Schwingungen linearelastischer Körper können allgemein über Schwingungsgleichungen der Form 2.12 beschrieben werden[15].

$$\underline{M} \cdot \ddot{\vec{q}} + \underline{D} \cdot \dot{\vec{q}} + \underline{K} \cdot \vec{q} = \vec{F} \quad (2.12)$$

Bis zu einer gewissen Deformation verhalten sich Kunststoffe linear-viskoelastisch. Im linear-viskoelastischen Bereich ist der komplexe Elastizitätsmodul zwar frequenzabhängig, jedoch bleiben Speicher- und Verlustmodul bei gleichbleibender Frequenz konstant[3]. Werden viskoelastische Materialien nur im linear-viskoelastischen Bereich beansprucht, kann daher jede Frequenz für sich als linearelastisches System mit der Schwingungsgleichung 2.12 betrachtet werden.

### 2.4.1 Eigenfrequenzen und Eigenformen

Bei der Berechnung von Eigenfrequenzen und Eigenformen (Eigenmoden) werden freie, ungedämpfte Schwingungen ( $\vec{F} = 0$ ,  $\underline{D} = 0$ ) betrachtet, wodurch sich die allgemeine Schwingungsgleichung zu Gleichung 2.13 reduziert[11].

$$\underline{M} \cdot \ddot{\vec{q}} + \underline{K} \cdot \vec{q} = 0 \quad (2.13)$$

Ableiten und Einsetzen des Lösungsansatzes für harmonische Schwingungen  $\vec{q}(t) = \hat{q} \cdot \sin(\omega \cdot t)$  in die reduzierte Bewegungsgleichung 2.13 liefert Gleichung 2.14.

$$\begin{aligned} \vec{q}(t) &= \hat{q} \cdot \sin(\omega \cdot t) & -\omega^2 \cdot \underline{M} \cdot \hat{q} \cdot \sin(\omega \cdot t) + \underline{K} \cdot \hat{q} \cdot \sin(\omega \cdot t) &= 0 \\ \ddot{\vec{q}}(t) &= -\omega^2 \cdot \hat{q} \cdot \sin(\omega \cdot t) & & \\ & & [\underline{K} - \omega^2 \cdot \underline{M}] \cdot \hat{q} &= 0 \end{aligned} \quad (2.14)$$

Dieses homogene, lineare Gleichungssystem entspricht dem Eigenwertproblem der linearen Algebra. Die aus der Lösung dieses Eigenwertproblems erhaltenen Eigenwerte und Eigenvektoren werden in der Strukturodynamik als Eigenfrequenzen  $f_i = \frac{\omega_i}{2\pi}$  und Eigenformen  $\hat{q}_i$  interpretiert.

Zur Lösung des Gleichungssystems 2.14 existieren zwei Möglichkeiten:

1. Möglichkeit  $\det [\underline{K} - \omega^2 \cdot \underline{M}] \neq 0$ :

Diese Möglichkeit führt zu  $\hat{q} = 0$  und ist im Sinne der physikalischen Interpretation von Eigenformen nicht sinnvoll.

2. Möglichkeit  $\det [\underline{K} - \omega^2 \cdot \underline{M}] = 0$ :

Diese Lösung liefert für jeden Freiheitsgrad des schwingenden Systems eine Eigenfrequenz  $f_i = \frac{\omega_i}{2\pi}$ .

Anschließend kann für jede dieser Eigenfrequenzen  $f_i$  die entsprechende Eigenform  $\hat{q}_i$  aus Gleichung 2.14 berechnet werden. Die erhaltenen Eigenmoden ergeben ein System orthogonaler Vektoren. Das heißt jeder Eigenmode ist linear unabhängig und kann nicht als Linearkombination anderer Eigenformen abgebildet werden. Jede andere Schwingung kann jedoch als Linearkombination der Eigenmoden, Gleichung 2.15, dargestellt werden[11].

$$\vec{q}(t) = \sum_i \hat{q}_i \cdot z_i \cdot \sin(\omega \cdot t) \quad (2.15)$$

### 2.4.2 Berechnung der Frequenzantwort

Zur Berechnung der Frequenzantwort eines Systems werden die zeitlichen Verläufe der Anregungen in harmonische Frequenzanteile zerlegt und die aus diesen diskreten, harmonischen Anregungen resultierende Schwingung der Struktur bestimmt[11]. Ausgegangen wird dabei von der allgemeinen Schwingungsgleichung 2.12 mit harmonischer Anregung ( $\vec{F} = \hat{F}(\omega) \cdot e^{i \cdot \omega \cdot t}$ ), Gleichung 2.16.

$$\underline{M} \cdot \ddot{\vec{q}} + \underline{D} \cdot \dot{\vec{q}} + \underline{K} \cdot \vec{q} = \hat{F}(\omega) \cdot e^{i \cdot \omega \cdot t} \quad (2.16)$$

Durch Ableiten und Einsetzen des komplexen Lösungsansatzes für harmonische Schwingungen  $\vec{q} = \hat{q}(\omega) \cdot e^{i \cdot (\omega \cdot t + \delta)}$  in die Bewegungsgleichung 2.16 erhält man ein komplexes Gleichungssystem 2.17.

$$\begin{aligned} \vec{q} &= \hat{q}(\omega) \cdot e^{i \cdot \delta} \cdot e^{i \cdot (\omega \cdot t)} = \vec{u}(\omega) \cdot e^{i \cdot (\omega \cdot t)} \\ \dot{\vec{q}} &= i \cdot \omega \cdot \vec{u}(\omega) \cdot e^{i \cdot (\omega \cdot t)} & [-\omega^2 \cdot \underline{M} + i \cdot \omega \cdot \underline{D} + \underline{K}] \cdot \vec{u}(\omega) \cdot \cancel{e^{i \cdot (\omega \cdot t)}} &= \hat{F}(\omega) \cdot \cancel{e^{i \cdot \omega \cdot t}} \\ \ddot{\vec{q}} &= -\omega^2 \cdot \vec{u}(\omega) \cdot e^{i \cdot (\omega \cdot t)} \\ & & [-\omega^2 \cdot \underline{M} + i \cdot \omega \cdot \underline{D} + \underline{K}] \cdot \vec{u}(\omega) &= \hat{F}(\omega) \end{aligned} \quad (2.17)$$

Mit diesem System komplexer Gleichungen 2.17 werden zu diskreten Anregungsfrequenzen  $f_i = \frac{\omega_i}{2 \cdot \pi}$ , entsprechend der Frequenzanteile der zeitlichen Anregung, die Auslenkungen der Knotenpunkte der zu untersuchenden Struktur bestimmt[11]. Da dieses komplexe Gleichungssystem getrennt für Real- und Imaginärteil gelöst werden muss, entsteht ein lineares Gleichungssystem mit doppelt so vielen Unbekannten wie Freiheitsgrade der zu berechnenden Struktur.

### 2.4.3 Reduzierung des Rechenaufwandes - Kondensierung

Der Rechenaufwand zur Lösung von Gleichungssystemen wie 2.14 oder 2.17 hängt sehr stark von der Anzahl der Freiheitsgrade des Systems ab. In der Praxis liegt die Anzahl der Freiheitsgrade von Finite-Elemente-Rechnungen oft bei  $\approx 10^6$ [15]. Als Kondensierung eines Systems werden Methoden bezeichnet, welche die Anzahl der Berechnungsfreiheitsgrade bei möglichst gleichbleibenden Systemeigenschaften reduzieren.

### Statische Kondensierung

Ausgehend von einem statischen System (Gleichung 2.12 mit  $\ddot{\vec{q}}_{(t)} = 0$  und  $\dot{\vec{q}}_{(t)} = 0$ ) werden die Freiheitsgrade der Berechnungsstruktur gemäß Gleichung 2.18 in zwei Gruppen aufgeteilt[15].

$$\underline{K} \cdot \vec{q} = \vec{F} \rightarrow \begin{bmatrix} \underline{K}_{tt} & \underline{K}_{to} \\ \underline{K}_{ot} & \underline{K}_{oo} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \vec{q}_t \\ \vec{q}_o \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \vec{F}_t \\ \vec{F}_o \end{bmatrix} \quad (2.18)$$

Dabei beinhaltet  $\vec{q}_t$  alle Berechnungsfreiheitsgrade und  $\vec{q}_o$  die reduzierten Freiheitsgrade des Systems, auf die keine äußeren Kräfte wirken ( $\vec{F}_o = 0$ ). Ausmultiplizieren und Umformen von Gleichung 2.18 ergibt die Beziehung zwischen dem Set der Berechnungsfreiheitsgrade und den kondensierten Freiheitsgraden 2.19.

$$\underline{K}_{ot} \cdot \vec{q}_t + \underline{K}_{oo} \cdot \vec{q}_o = \vec{F}_o = 0$$

$$\vec{q}_o = \underbrace{-\underline{K}_{oo}^{-1} \cdot \underline{K}_{ot}}_{\underline{G}_{ot}} \cdot \vec{q}_t = \underline{G}_{ot} \cdot \vec{q}_t \quad (2.19)$$

Mit dieser Beziehung zwischen den Berechnungs- und den Kondensierungsfreiheitsgraden 2.19 kann die Transformationsmatrix  $G_{ft}$  zur Kondensierung des Systems laut Gleichung 2.20 aufgestellt werden.

$$\vec{q} = \begin{bmatrix} \vec{q}_t \\ \vec{q}_o \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \underline{E} \\ \underline{G}_{ot} \end{bmatrix} \cdot \vec{q}_t = \underline{G}_{ft} \cdot \vec{q}_t \quad (2.20)$$

Einsetzen der Transformationsvorschrift 2.20 in die allgemeine Schwingungsgleichung 2.12 und Multiplikation mit  $G_{ft}^T$  liefert die Schwingungsgleichung des kondensierten Systems 2.21.

$$\underbrace{\underline{G}_{ft}^T \cdot \underline{M} \cdot \underline{G}_{ft}}_{\underline{\overline{M}}} \cdot \ddot{\vec{q}}_t + \underbrace{\underline{G}_{ft}^T \cdot \underline{D} \cdot \underline{G}_{ft}}_{\underline{\overline{D}}} \cdot \dot{\vec{q}}_t + \underbrace{\underline{G}_{ft}^T \cdot \underline{K} \cdot \underline{G}_{ft}}_{\underline{\overline{K}}} \cdot \vec{q}_t = \underbrace{\underline{G}_{ft}^T \cdot \vec{F}}_{\underline{\overline{F}}} \quad (2.21)$$

Vorteile:

- Nur wenige Matrizenmultiplikationen notwendig.
- Direktes Aufbringen der Anregungskräfte bzw. -momente auf Knoten im Berechnungsset ohne Transformationen.
- Lokale Erhöhung des Genauigkeitsgrad durch Erweiterung der Berechnungsfreiheitsgrade.
- Leichte Rücktransformation der kondensierten Freiheitsgrade.



Nachteile:

- Wahl geeigneter Berechnungsfreiheitsgrade.
- Keine Berücksichtigung der dynamischen Eigenschaften des Systems.

### Modale Kondensierung

Die Eigenmoden einer Struktur können ebenfalls verwendet werden, um die Anzahl der Berechnungsfreiheitsgrade eines Systems zu reduzieren und die verbleibenden Gleichungen zu entkoppeln. Wie bereits in Kapitel 2.4.1 erwähnt, kann jede Schwingung der untersuchten Struktur als Linearkombination der Eigenschwingungen dargestellt werden, Gleichung 2.22 mit  $Q = [\hat{q}_1 \hat{q}_2 \dots]$ .

$$\vec{q}(t) = \underline{Q} \cdot \vec{z}(\omega) \cdot e^{i \cdot \omega \cdot t} \quad (2.22)$$

Werden sämtliche Eigenschwingungen berücksichtigt, sind die Terme der linken und rechten Seite von Gleichung 2.22 äquivalent. Da der Einfluss der einzelnen Eigenschwingungen an der resultierenden Schwingung einer Struktur mit steigendem Abstand zwischen der jeweiligen Eigenfrequenz und der betrachteten Frequenz abnimmt, werden in der Praxis jedoch nur Eigenschwingungen mit Eigenfrequenzen innerhalb gewisser Frequenzlimits berücksichtigt. Somit stellt Gleichung 2.22 nur noch eine Approximation dar[11]. Da die Anzahl der berücksichtigten Eigenschwingungen in der Regel jedoch deutlich geringer ist als die Anzahl der Freiheitsgrade der zu berechnenden Struktur, wird der Rechenaufwand durch diese Transformation von physikalischen in modale Koordinaten deutlich reduziert. Einsetzen der Transformationsvorschrift 2.22 in die Schwingungsgleichung bei harmonischer Anregung 2.16 liefert die Schwingungsgleichung in modalen Koordinaten 2.23.

$$-\omega^2 \cdot \underline{M} \cdot \underline{Q} \cdot \vec{z}(\omega) + i \cdot \omega \cdot \underline{D} \cdot \underline{Q} \cdot \vec{z}(\omega) + \underline{K} \cdot \underline{Q} \cdot \vec{z}(\omega) = \vec{F}(\omega) \quad (2.23)$$

In diesem bezüglich der Anzahl der Freiheitsgrade bereits wesentlich reduzierten Gleichungssystem bleiben die einzelnen Gleichungen jedoch noch gekoppelt. Herkömmliche Finite-Elemente liefern sowohl für die Masse als auch für die Steifigkeit eines Systems reelle, symmetrische Matrizen[11]. Bei Wahl eines geeigneten Dämpfungsansatzes (z.B. Rayleigh'sche Dämpfung oder modale Dämpfung) gilt dies ebenfalls bezüglich der Dämpfungsmatrix[15]. Reelle, symmetrische Matrizen können mittels eines Satzes orthogonaler Vektoren diagonalisiert werden[1]. Multiplikation der Gleichung 2.23 mit  $Q^T$  liefert somit für jeden verbleibenden Freiheitsgrad des kondensierten Systems eine entkoppelte Gleichung 2.24.

$$\begin{aligned} -\omega^2 \cdot \underbrace{Q^T \cdot M \cdot Q}_{diagonal} \cdot \vec{z}(\omega) + i \cdot \omega \cdot \underbrace{Q^T \cdot D \cdot Q}_{diagonal} \cdot \vec{z}(\omega) + \underbrace{Q^T \cdot K \cdot Q}_{diagonal} \cdot \vec{z}(\omega) &= Q^T \cdot \vec{F}(\omega) \\ -\omega^2 \cdot m_i \cdot z_{i,(\omega)} + i \cdot \omega \cdot d_i \cdot z_{i,(\omega)} + k_i \cdot z_{i,(\omega)} &= F_{i,(\omega)} \end{aligned} \quad (2.24)$$

Mit diesen entkoppelten Gleichungen können nun alle modealen Beteiligungsfaktoren  $z_{i,(\omega)}$  direkt bestimmt werden. Die gewünschte Schwingform der zu berechnenden Struktur setzt sich anschließend wieder aus den berücksichtigten Eigenschwingungen mit den jeweiligen modalen Beteiligungsfaktoren entsprechend Gleichung 2.22 zusammen.

Vorteile:

- Exakte Berücksichtigung des dynamischen Verhaltens innerhalb der berücksichtigten Frequenzlimits.
- Einfach zu lösendes, entkoppeltes Gleichungssystem.

Nachteile:

- Anregungskräfte bzw. -momente können nicht mehr an den physikalischen Freiheitsgraden angreifen und müssen über zusätzliche Transformationen berücksichtigt werden.

### Gemischte Kondensierung

Die gemischte Kondensierung ist eine Kombination aus statischer und dynamischer Kondensierung. Die nach der Kondensierung verbleibenden Freiheitsgrade beinhalten sowohl physikalische Freiheitsgrade des unkondensierten Systems als auch modale Freiheitsgrade.

$$\vec{q}_a = \begin{bmatrix} \vec{q}_t \\ \vec{z} \end{bmatrix} \quad (2.25)$$

Mit rein statischer Kondensierung kann das dynamische Verhalten des betrachteten System nicht richtig erfasst werden. Daher wird die Beziehung zwischen Berechnungsfreiheitsgraden und kondensierten Freiheitsgraden in Gleichung 2.19 um einen dynamischen Term, welcher modale Eigenschaften des Systems berücksichtigt, erweitert[15].

$$\vec{q}_o = \underline{G}_{ot} \cdot \vec{q}_t + \underline{G}_{oq} \cdot \vec{z} \quad (2.26)$$

Somit ergibt sich die Transformationsmatrix  $G_{fa}$  bei gemischter Kondensierung des betrachteten Systems zu:

$$\vec{q} = \begin{bmatrix} \vec{q}_t \\ \vec{q}_o \end{bmatrix} = \underbrace{\begin{bmatrix} \underline{E} & 0 \\ \underline{G}_{ot} & \underline{G}_{oq} \end{bmatrix}}_{\underline{G}_{fa}} \cdot \begin{bmatrix} \vec{q}_t \\ \vec{z} \end{bmatrix} = \underline{G}_{fa} \cdot \vec{q}_a \quad (2.27)$$

Wie bereits zuvor bei der statischen Kondensierung wird die Transformationsvorschrift 2.27 in die allgemeine Schwingungsgleichung 2.12 eingesetzt und die gesamte Gleichung mit  $G_{fa}^T$  multipliziert.

$$\underbrace{\underline{G}_{fa}^T \cdot \underline{M} \cdot \underline{G}_{fa}}_{\underline{\overline{M}}} \cdot \ddot{\vec{q}}_t + \underbrace{\underline{G}_{fa}^T \cdot \underline{D} \cdot \underline{G}_{fa}}_{\underline{\overline{D}}} \cdot \dot{\vec{q}}_t + \underbrace{\underline{G}_{fa}^T \cdot \underline{K} \cdot \underline{G}_{fa}}_{\underline{\overline{K}}} \cdot \vec{q}_t = \underbrace{\underline{G}_{fa}^T \cdot \vec{F}}_{\underline{\overline{F}}}$$

Nach Zusammenfassen der Matrixausdrücke ergibt sich die Schwingungsgleichung des Systems bei gemischter Kondensierung zu Gleichung 2.28.

$$\underline{\overline{M}} \cdot \ddot{\vec{q}}_a + \underline{\overline{D}} \cdot \dot{\vec{q}}_a + \underline{\overline{K}} \cdot \vec{q}_a = \underline{\overline{F}} \quad (2.28)$$

Vorteile:

- Exakte Berücksichtigung des dynamischen Verhaltens innerhalb der berücksichtigten Frequenzlimits.
- Direktes Aufbringen der Anregungskräfte bzw. -momente auf Knoten im Berechnungsset ohne Transformationen.

Nachteile:

- Gleichungssystem nicht mehr entkoppelt.

## 2.4.4 Berücksichtigung der Dämpfung

### Strukturdämpfung

Wie bereits in Kapitel 2.3 gezeigt, führt die Dämpfung von Materialien zu einer Phasenverschiebung zwischen Spannung und Dehnung bzw. in weiterer Folge zu einem komplexen Elastizitätsmodul. Anhand des Beispiels eines einachsigen Spannungszustandes, Gleichung 2.29, kann sehr einfach gezeigt werden, wie sich ein komplexer E-Modul auf die Steifigkeit eines Systems auswirkt.

$$\sigma = E \cdot \varepsilon \quad \sigma = \frac{F}{A} \quad \varepsilon = \frac{\Delta l}{l_0} \quad \frac{F}{A} = E \cdot \frac{\Delta l}{l_0} \rightarrow F = \underbrace{\frac{E \cdot A}{l_0}}_k \cdot \Delta l \quad (2.29)$$

Die komplexen Anteile des Elastizitätsmoduls werden nach Gleichung 2.29 auch in den Steifigkeiten des Systems wiedergespiegelt. Somit entstehen aufgrund der Phasenverschiebung von Spannung und Dehnung komplexe Einträge in der Steifigkeitsmatrix eines Systems, Gleichung 2.30, die eine der Auslenkung proportionale Dämpfung (Strukturdämpfung  $\underline{GE}$ ) darstellen[10].

$$\vec{q}_{(\omega)} = \hat{q}_{(\omega)} \cdot e^{i \cdot \omega \cdot t} \quad \vec{F}_{(\omega)} = \underbrace{\left(1 + i \cdot \underline{GE}_{(\omega)}\right) \cdot \underline{K}_{(\omega)}^*}_{\underline{K}_{(\omega)} = \underline{K}'_{(\omega)} + i \cdot \underline{K}''_{(\omega)}} \cdot \hat{q}_{(\omega)} \cdot e^{i \cdot \omega \cdot t} \quad (2.30)$$

Die zeitlichen Verläufe von Kraft und Auslenkung 2.31 ergeben sich aus den Realteilen der beiden Gleichungen 2.30 mit  $e^{i \cdot x} = \cos(x) + i \cdot \sin(x)$ .

$$\vec{q}_{(t)} = \hat{q}_{(\omega)} \cdot \cos(\omega \cdot t) \quad \vec{F}_{(t)} = \underline{K}_{(\omega)}^* \cdot \hat{q}_{(\omega)} \cdot \left[ \cos(\omega \cdot t) - \underline{GE}_{(\omega)} \cdot \sin(\omega \cdot t) \right] \quad (2.31)$$

Wird für einen beliebigen Freiheitsgrad die Kraft in Abhängigkeit der Auslenkung in einem Diagramm aufgetragen, Abbildung 2.4, resultiert aus der komplexen Steifigkeit eine Hysteresefunktion. Die in diesem Diagramm von der Hystereseschleife eingeschlossene Fläche ist ein Maß für die während einer Periode der Schwingung aufgrund der Dämpfung dissipierte Energie.

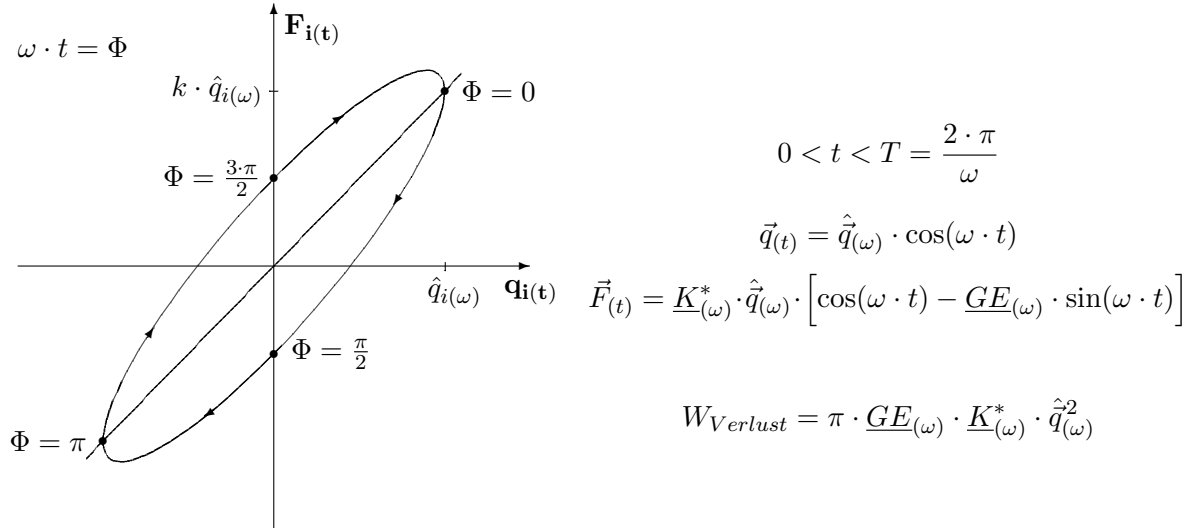


Abbildung 2.4: Hysterese aufgrund der komplexen Steifigkeitsmatrix

Die gesamte, während einer Periode aufgrund der Dämpfung verlorene Energie kann durch Integration von Gleichung 2.32 bestimmt werden.

$$dW = \vec{F}(t) \cdot d\vec{q}(t) \quad (2.32)$$

Werden die Kraft und die Ableitung der Auslenkung aus Gleichung 2.31 in die Arbeitsgleichung 2.32 eingesetzt ergibt sich die dissipierte Energie einer Periode entsprechend dem Integral 2.33.

$$\begin{aligned} \frac{d\vec{q}(t)}{dt} &= -\hat{q}(\omega) \cdot \omega \cdot \sin(\omega \cdot t) \rightarrow d\vec{q}(t) = -\hat{q}(\omega) \cdot \omega \cdot \sin(\omega \cdot t) \cdot dt \\ dW &= \int_0^T -\underline{K}^*(\omega) \cdot \hat{q}(\omega)^2 \cdot \omega \cdot \sin(\omega \cdot t) \cdot [\cos(\omega \cdot t) - \underline{GE}(\omega) \cdot \sin(\omega \cdot t)] \cdot dt \end{aligned} \quad (2.33)$$

Lösung des Integrals 2.33 ergibt die während einer Periodendauer dissipierte Energie, Gleichung 2.34[10].

$$W = \pi \cdot \underline{GE}(\omega) \cdot \underline{K}^*(\omega) \cdot \hat{q}(\omega)^2 \quad (2.34)$$

Der Anwendungsbereich einer Strukturdämpfung ist auf den Frequenzbereich beschränkt. Für transiente Berechnungen muss die Strukturdämpfung in eine äquivalente viskose (geschwindigkeitsproportionale) Dämpfung transformiert werden[10].

### Modale Dämpfung

Bei Berücksichtigung von Strukturdämpfung kann mittels der in Kapitel 2.4.3 beschriebenen modalen Kondensierung zwar die Anzahl der Freiheitsgrade eines Systems reduziert werden, jedoch lässt sich die komplexe Steifigkeitsmatrix nicht mittels der Orthogonalität der Eigenmoden diagonalisieren[11] und das Gleichungssystem bleibt somit gekoppelt.

$$\underline{Q}^T \cdot \underbrace{\left( \underline{K}'_{(\omega)} + i \cdot \underline{K}''_{(\omega)} \right)}_{\underline{K}} \cdot \underline{Q} \neq diagonal$$

Soll zusätzlich zur Reduzierung der Freiheitsgrade eines Systems auch der Vorteil der entkoppelten Gleichungen bei Berücksichtigung einer Dämpfung erhalten bleiben, kann eine modale Dämpfung definiert werden. Aufgrund der Approximation der Schwingung des betrachteten Systems als Linearkombination von Eigenmoden, siehe Gleichung 2.22, kann für jeden Eigenmode eine Dämpfung  $d_i$  definiert werden[11]. Da die Steifigkeitsmatrix somit keine komplexen Einträge enthält und diagonalisierbar bleibt, führt die modale Kondensierung wieder zu einem entkoppelten Gleichungssystem 2.35.

$$-\omega^2 \cdot m_i \cdot z_{i,(\omega)} + i \cdot \omega \cdot d_i \cdot z_{i,(\omega)} + k_i \cdot z_{i,(\omega)} = F_{i,(\omega)} \quad (2.35)$$

# 3 Betriebsschwingungsanalyse der Zylinderkopfhaube

Im Vorfeld dieser Diplomarbeit wurde am Akustikprüfstand eine Betriebsschwingungsanalyse der Zylinderkopfhaube eines 4-Zylinder Reihenmotors durchgeführt. Dieses Kapitel behandelt die Auswertung der Betriebsschwingungsanalyse bezüglich der auftretenden Resonanzen der Zylinderkopfhaube sowie der Beschleunigungsbandpegel in ausgewählten Messpunkten.

## 3.1 Versuchsdurchführung

Während eines Vollast-Motorhochlaufes vom Leerlauf bis zur Abregeldrehzahl wurden die Beschleunigungen an mehreren Punkten der Oberfläche der Zylinderkopfhaube bestimmt. Drei dieser Messpunkte befinden sich auf der Zylinderkopfhaube, je einer auf der Sensorplatte und dem

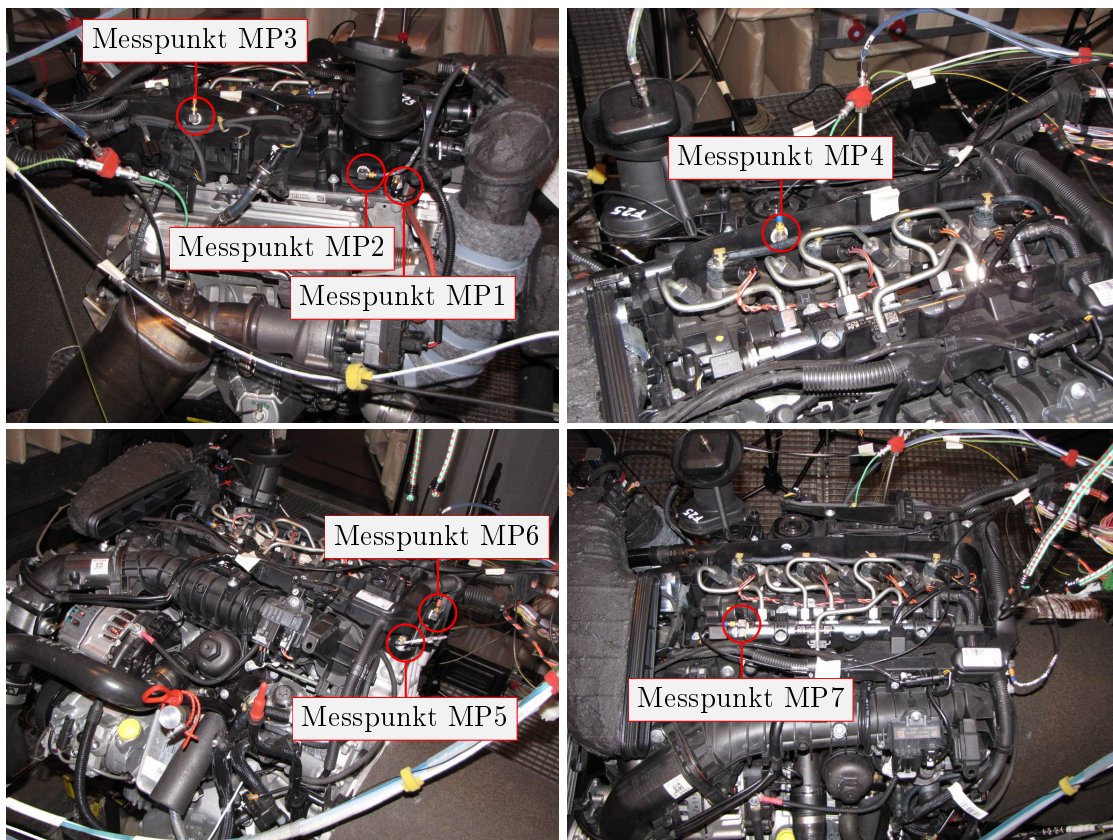


Abbildung 3.1: Messpunkte der Betriebsschwingungsanalyse

Hochdruckspeicher, sowie zwei weitere auf den Verschraubungen zum Zylinderkopf, siehe Abbildung 3.1. Um den Einfluss von diversen an der Zylinderkopfhaube befestigten Anbauteilen wie Ansaugeräuschkämpfer, Gesamtabdeckung, etc. zu minimieren, wurden diese Teile während des Versuchs abgehoben und von der Zylinderkopfhaube entkoppelt aufgehängt.

Aus dieser Betriebsschwingungsanalyse der Zylinderkopfhaube sind folgende Daten für alle Messpunkte vorhanden:

- Campbell-Diagramme der Beschleunigungen normal zur Oberfläche
- Auswertung der Gesamtpegel im Frequenzbereich 0-3kHz
- Auswertung der Bandpegel im Frequenzbereich 1-3kHz
- FFT-Max-Hold-Auswertung der Campbell-Diagramme

Aufgrund unterschiedlicher Methoden zur Berechnung von Gesamt- bzw. Bandpegeln sowie Einschränkungen bezüglich des betrachteten Frequenzbereiches wurden zur Auswertung der Betriebsschwingungsanalyse jedoch nur die Rohdaten der Campbell-Diagramme herangezogen. Aus diesen Rohdaten der Beschleunigungen wurden die Resonanzfrequenzen der Zylinderkopfhaube bestimmt und die Bandpegel der Beschleunigungen im betrachteten Frequenzbereich berechnet. Die aus der Betriebsschwingungsanalyse verwendeten Daten sind im Anhang auf Seite 73 zusammengefasst.

## 3.2 Umfang der Messdatenauswertung

**Betrachteter Frequenzbereich:** Aus den Beschleunigungs-Campbell-Diagrammen der Betriebsschwingungsanalyse sind im Bereich unter 1500Hz die deutlichsten Resonanzen der Zylinderkopfhaube erkennbar. Im unteren Frequenzbereich (bis einige 100Hz) zeigen ähnliche Motor-Getriebe-Verbände aus anderen Projekten globale Eigenschwingungen. Da zur Resonanzbestimmung am Submodell der Zylinderkopfhaube der restliche MGV nicht berücksichtigt wird, können diese globalen Schwingformen jedoch nicht erfasst werden. Der Frequenzbereich für die nachfolgenden Rechnungs-Messungs-Vergleiche wurde daher mit 170-1450Hz (250Hz-, 500Hz- und 1000Hz-Oktave) festgelegt.

**Auswahl der Messpunkte:** In den Messpunkten MP3 (Sensorplatte), MP4 (Ventilhaube) und MP7 (Hochdruckspeicher) sind aus den Ergebnissen der Betriebsschwingungsanalyse die ausgeprägtesten Resonanzen ersichtlich. Daher werden diese Messpunkte zum Abgleich der Resonanzen des Subsystems herangezogen. Zur Validierung des MGV-Modells sowie zur Kontrolle der Anregungsdaten des späteren Submodell-Hochlaufes wird der Messpunkt MP1 an der Verschraubung zwischen Zylinderkopfhaube und Zylinderkopf gewählt.

**Auswerterichtung:** Mit Ausnahme des Messpunktes am HD-Speicher werden bei den Rechnungs-Messungs-Vergleichen die Beschleunigungen normal zur Bauteiloberfläche betrachtet. Im Messpunkt am Hochdruckspeicher wurden während der Betriebsschwingungsanalyse die größten Beschleunigungen in Y-Richtung des Motorkoordinatensystems gemessen. Daher wird in diesem Messpunkt die Y-Komponente der Beschleunigungen ausgewertet.

### 3.3 Auswertung der Betriebsschwingungsanalyse

#### 3.3.1 Bestimmung der Resonanzfrequenzen

##### Aufbereitung der Messdaten

Im ersten Schritt der Messdatenauswertung sollen aus den vorhandenen Campbell-Diagrammen der Beschleunigungen normal zur Oberfläche die Resonanzen der Zylinderkopfhaube bestimmt werden. Dazu wurden die Rohdaten der Campbell-Diagramme in Ordnungsschnitte bei halben und ganzen Motorordnungen zerlegt. Die Zylinderdruckverläufe zählen zu den Hauptanregungen eines Motor-Getriebe-Verbandes. Die Betrachtung der halben Motorordnung ist erforderlich, da bei Viertaktmotoren die Zündfrequenz eines jeden Zylinders der halben Motordrehzahl entspricht.

Die Campbell-Diagramme der Betriebsschwingungsanalyse haben für Frequenz und Drehzahl äquidistante Schrittweiten. Daher liegen die Datenpunkte der gemessenen Beschleunigungen nicht exakt auf den Motorordnungen. Bei diesen Zerlegungen in einzelne Motorordnungen wurden zu allen in den Messdaten vorhandenen Motordrehzahlen die entsprechend der betrachteten Ordnung benötigten Frequenzen errechnet und auf den nächsten in den Daten vorhandenen Frequenzwert zugegriffen. Anschließend erfolgte eine Glättung der auf diesem Weg erhaltenen Amplitudengänge der Beschleunigungen der einzelnen Motorordnungen mittels zentralem, gleitenden Mittelwert 15. Ordnung.

##### Auswertung der Messdaten

Aus den Amplitudengängen der Beschleunigungen der ausgewählten Messpunkte wurden bis zur 40. Motorordnung die lokalen und globalen Beschleunigungsmaxima bestimmt und deren Frequenzlage in Streudiagrammen aufgetragen. Abbildung 3.2 zeigt die Resonanzauswertung am Beispiel des Messpunktes auf der Ventilhaube (MP4). Anschließend wurden diese Streudiagramme mit einem Frequenzfenster von  $\pm 20 Hz$  und einer Schrittweite von  $5 Hz$  abgetastet und die Anzahl der Beschleunigungsmaxima innerhalb dieses Frequenzfensters bestimmt. Die gesuchten Resonanzfrequenzen in Tabelle 3.1 erhält man aus der Frequenzlage der Peaks dieser Häufigkeitsdiagramme.

Messpunkt	Resonanz						
	1	2	3	4	5	6	7
MP3 (Sensorplatte)	280	645	955	1087,5			
MP4 (Ventilhaube)	310	757,5	950	1225			
MP7 (HD-Speicher)	202,5	310	455	630	835	1065	1237,5

Tabelle 3.1: Ergebnisse der Betriebsschwingungsanalyse

Eine Zusammenfassung der Auswertung aller bei den Resonanzabgleichen des Submodells der Zylinderkopfhaube verwendeten Messpunkte befindet sich im Anhang auf Seite 73.



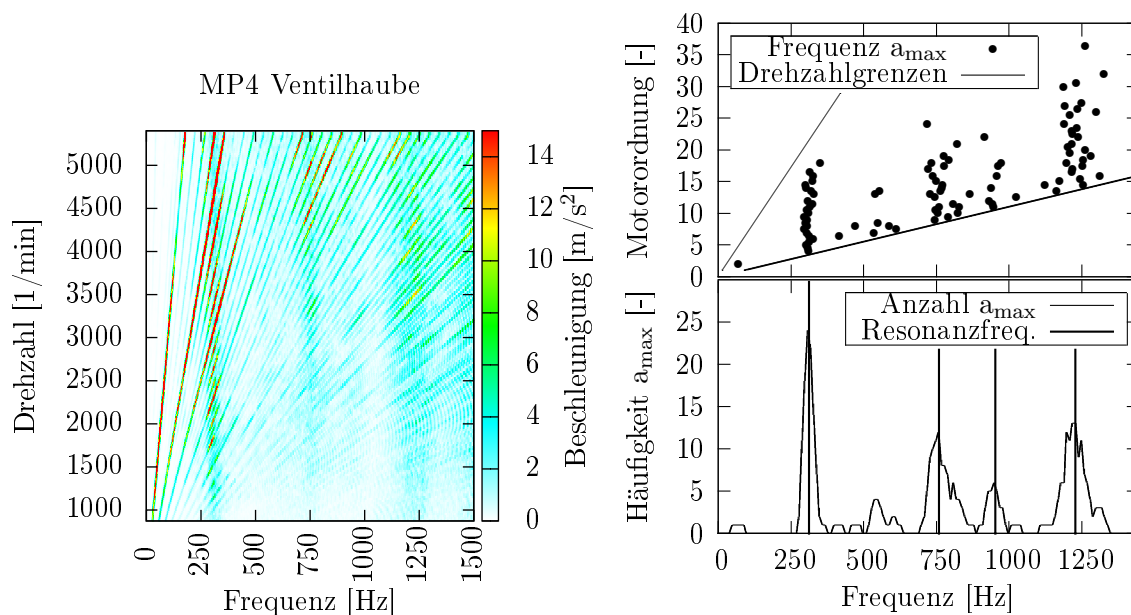


Abbildung 3.2: Bestimmung der Resonanzen Messpunkt MP4 (Ventilhaube)

### 3.3.2 Bestimmung von Bandpegeln der Beschleunigungen

In Kapitel 2.1 wurde gezeigt, dass der Summenpegel aus mehreren überlagerten Feldgrößen über die Addition der quadratischen Effektivwerte bestimmt wird. Daher ergibt sich der Summenpegel oder Bandpegel der Beschleunigungen über einen gewissen Frequenzbereich entsprechend Gleichung 3.1.

$$L_{a,ges} = 10 \cdot \log \left( \frac{\tilde{a}_1^2 + \tilde{a}_2^2 + \dots}{\tilde{a}_0^2} \right) = 10 \cdot \log \left( \frac{1}{\tilde{a}_0^2} \cdot \sum_i \tilde{a}_i^2 \right) \quad (3.1)$$

Der Effektivwert bzw. quadratische Mittelwert der Beschleunigungen ist laut Gleichung 3.2 definiert[6]. Die Lösung dieses Integrals für sinusförmige Beschleunigungen  $a(t) = \hat{a} \cdot \sin(\omega \cdot t)$  liefert den Effektivwert entsprechend Gleichung 3.3.

$$\tilde{a}_i = \sqrt{\frac{1}{T} \cdot \int_{t_0}^{t_0+T} a_{i(t)}^2 dt} \quad (3.2) \quad \tilde{a}_{i,sin} = \frac{\hat{a}}{\sqrt{2}} \quad (3.3)$$

Durch Einsetzen der Effektivwerte 3.3 in Gleichung 3.1 erhält man die Summenpegel bzw. Bandpegel der einzelnen Beschleunigungsanteile eines Frequenzbereiches gemäß Gleichung 3.4.

$$L_a = 10 \cdot \log_{10} \left( \frac{1}{2 \cdot a_0^2} \cdot \sum_i \hat{a}_i^2 \right) \quad (3.4)$$

In Abbildung 3.3 sind die Auswertungen der Beschleunigungsbandpegel des betrachteten Frequenzbereiches (170Hz-1450Hz) vom Leerlauf bis zur Abregeldrehzahl dargestellt. Das linke Diagramm zeigt die Auswertung der beiden Messpunkte auf metallischen Strukturen (Verschraubung MP1 und Hochdruckspeicher MP7), das rechte Diagramm die Auswertung der Messpunkte auf Kunststoffkomponenten (Sensorplatte MP3 und Ventilhaube MP4).

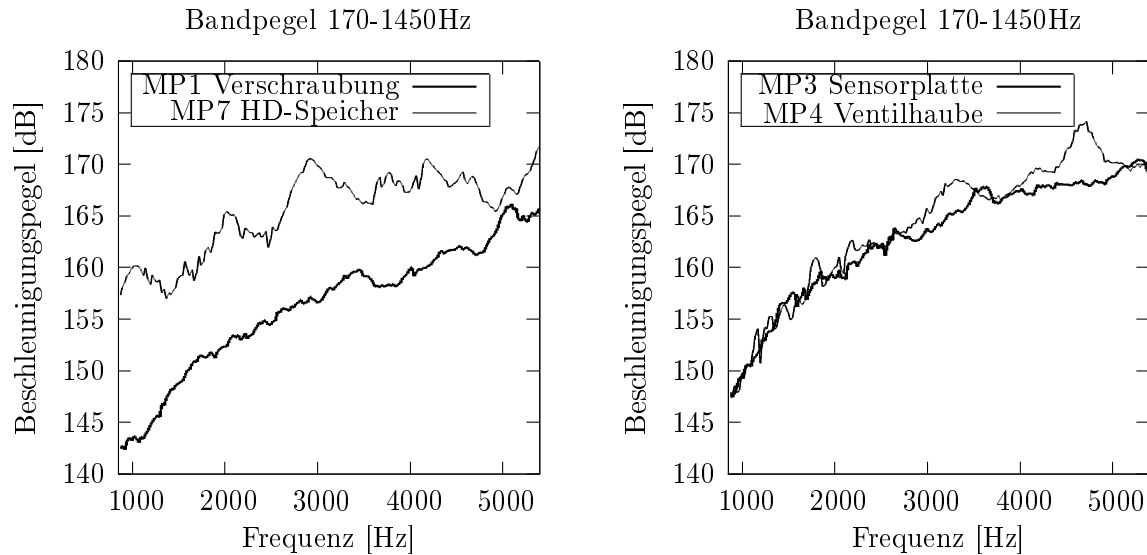


Abbildung 3.3: berechnete Bandpegel (170-1450Hz) auf Stahlbauteile (links) und Kunststoffkomponenten (rechts)

## 4 Aufbau der Berechnungsmodelle

In diesem Kapitel werden Umfang und Aufbau der in den nachfolgenden Simulationen in MSC Nastran verwendeten Modelle beschrieben. Für den ersten Teil der Berechnungen wird ein Subsystem der Zylinderkopfhaubenbaugruppe sowie ein Modell der an dieses Submodell angrenzenden Komponenten erstellt. Anschließend werden Modelle des Motor-Getriebe-Verbandes für die Motorhochlaufrechnungen des zweiten Teils der Berechnungen aufgebaut.

### 4.1 Zylinderkopfhaubenbaugruppe

#### 4.1.1 Abgrenzen des Modellumfangs

Im ersten Schritt der Modellerstellung wurden die Systemgrenzen des betrachteten Subsystems der Zylinderkopfhaubenbaugruppe definiert. Dabei wurden Schnittstellen festgelegt, an denen die Zylinderkopfhaube vom restlichen Motor-Getriebe-Verband losgelöst werden kann, ohne dabei die Eigenschaften der beiden Systeme maßgeblich zu beeinflussen.

**Zylinderkopfhaube - Zylinderkopf:** Aufgrund der großen Unterschiede bezüglich Masse und Steifigkeit wird die Zylinderkopfhaube aus Kunststoff die Bewegungen der wesentlich schwereren und steiferen Komponenten wie Zylinderkopf, Kurbelgehäuse, etc. kaum beeinflussen. Daher eignen sich diese Kontaktpunkte als Schnittstellen zwischen den zwei Teilsystemen des Motor-Getriebe-Verbandes. Bei Motorhochläufen in Submodelltechnik können dann am Teilsystem mit den Hauptkomponenten des MGVs (Motorblock, Getriebe, usw.) die Bewegungen der Kontaktpunkte zwischen den beiden Teilsystemen bestimmt und diese auf das Submodell der Zylinderkopfhaube übertragen werden.

**Zylinderkopfhaube - Nockenwellenträger:** Der fest mit dem Zylinderkopf verschraubte Nockenwellenträger ist ebenfalls deutlich steifer als die Zylinderkopfhaube. Die Bewegungen des Nockenwellenträgers werden im Wesentlichen durch den Zylinderkopf und nicht von der Zylinderkopfhaube bestimmt. Daher gelten auch hier die gleichen Überlegungen wie zwischen Zylinderkopfhaube und Zylinderkopf.

**Kraftstoffleitungen - Injektoren:** Sowohl die Injektoren als auch der Hochdruckspeicher sind massive Stahlbauteile. Die langen, dünnen Kraftstoffleitungen zwischen diesen Bauteilen werden in erster Näherung als Federelemente betrachtet, die Hochdruckspeicher und Injektoren voneinander entkoppeln.

**Kraftstoffleitung - Hochdruckpumpe:** Die Kraftstoffleitung zwischen Hochdruckpumpe und Hochdruckspeicher wird analog zu den Leitungen zwischen Hochdruckspeicher und Injektoren als entkoppelndes Federelement angesehen.

**Kraftstoffleitung - Zylinderkopf:** Die Leitung zwischen Hochdruckpumpe und HD-Speicher wird in einem Spalt am Zylinderkopf geführt. An dieser Stelle ist die Kraftstoffleitung mit einer Silikonhülse ummantelt, welche auch als entkoppelndes Element wirkt.

Werden Verbindungen über Kabel und flexible Schläuche vernachlässigt, ergibt sich damit das Subsystem der Zylinderkopfhauptbaugruppe mit 23 Schnittstellen zum restlichen Motor-Getriebe-Verband, Abbildung 4.1. Schrauben und Überwurfmutter an den Kontaktstellen werden im Zylinderkopfhauptbaugruppenmodell nicht mehr berücksichtigt. Eine Auflistung aller im Subsystem berücksichtigten Komponenten befindet sich im Anhang auf Seite 75.

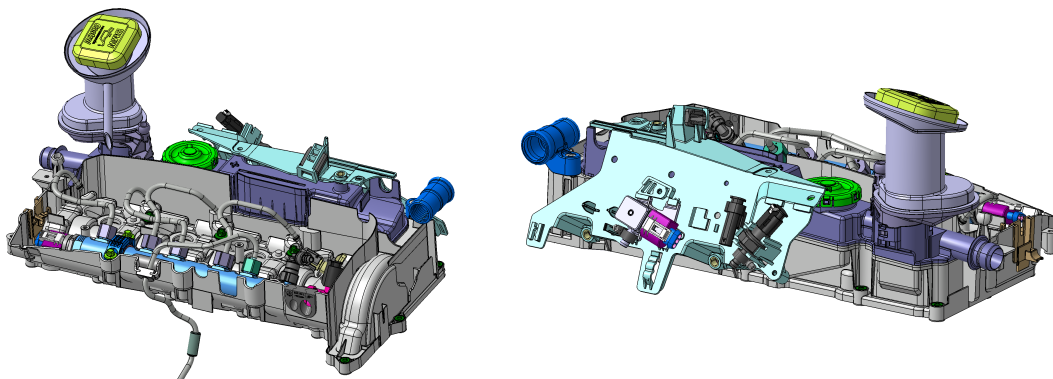


Abbildung 4.1: Subsystem der Zylinderkopfhauptbaugruppe

#### 4.1.2 Modellierung der berücksichtigten Bauteile

##### Festlegen der Modellierungstiefe der berücksichtigten Bauteile

Nach dem Festlegen der Systemgrenzen wurden jene Teile definiert, die im Modell der Zylinderkopfhauptbaugruppe als Finite-Elemente-Netze berücksichtigt werden. Dazu zählen die wesentlichen Komponenten der Kunststoffstruktur (Ventilhaube, Reinraumdeckel, Flapsträger, Haltebügel des HD-Speichers, Sensorplatte sowie Ober- und Unterteil des Öleinfülldoms), die in die Kunststoffstruktur eingepressten Gewindeeinsätze und Schraubhülsen, die mit dem Flapsträger verschmolzenen Federzungen sowie der Hochdruckspeicher und die Kraftstoffleitungen. Alle anderen Komponenten innerhalb der Systemgrenzen (Entkoppelelemente, Sensoren, Stecker, Schrauben, etc.) werden als Punktmassen im Submodell der Zylinderkopfhauptbaugruppe berücksichtigt. Die Art der Modellierung der einzelnen Bauteile ist in der Auflistung aller berücksichtigten Komponenten im Anhang auf Seite 75 ersichtlich.

##### Modifikationen der CAD-Modelle des Kraftstoffsystems

Da es sich beim Hochdruckspeicher um ein Zukaufteil handelt, waren von dieser Komponente nur Package-Solid-Modelle verfügbar, welche lediglich die Außenkontur der gesamten Baugruppe (HD-Speicher, Raildrucksensor und Druckregelventil) enthalten. Dieses Bauraummodell wurde im Zuge der Modellierung wie folgt aufbereitet:

- Entfernen von Raildrucksensor und Druckregelventil
- Hohlbohren des HD-Speichers
- Erstellen der Gewindeansätze für Raildrucksensor und Druckregelventil
- Hinzufügen des Ansatzes für das Druckregelventil
- Durchbohren des Anschlusses der Kraftstoffrücklaufleitung

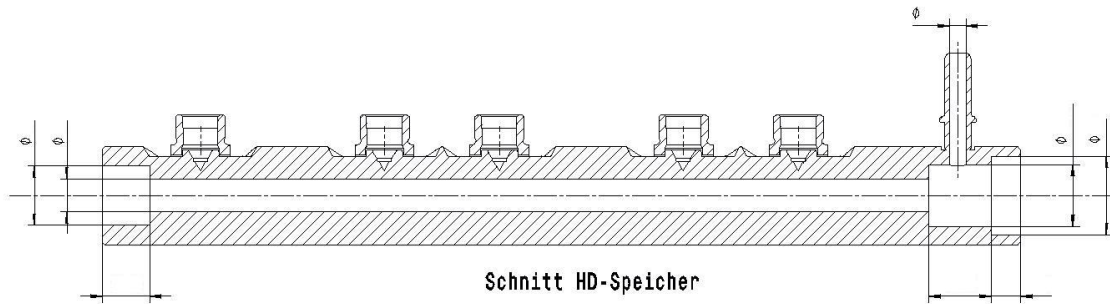


Abbildung 4.2: Modifikationen am Bauraummodell des HD-Speichers

In den CAD-Modellen der Kraftstoffleitungen waren ebenfalls nur die Außenkonturen vorhanden. Bei allen Kraftstoffleitungen wurde der Innendurchmesser hinzugefügt.

### Abschätzen der maximal möglichen Elementkantenlänge

$$- B \cdot \frac{\partial^4}{\partial x^4}(v_y, \omega_z, F_y, M_z) = m'' \cdot \frac{\partial^2}{\partial t^2}(v_y, \omega_z, F_y, M_z) \quad (4.1)$$

Ausgehend von der allgemeinen Biegewellengleichung 4.1 ergibt sich unter Verwendung des Lösungsansatzes  $v_y = \hat{v}_y \cdot \sin(\omega \cdot t - k \cdot x + \varphi_v)$  und der Bedingung  $\frac{B}{m''} \cdot k^4 = \omega^2$  die Ausbreitungsgeschwindigkeit von Biegewellen zu Gleichung 4.2[15].

$$c_b = \sqrt[4]{\omega^2 \cdot \frac{B}{m''}} \quad (4.2)$$

Die Biegesteifigkeit ebener Platten  $B$  erhält man abhängig von E-Modul, Plattendicke und Querkontraktion entsprechend Gleichung 4.3[15].

$$B = \frac{E \cdot h^3}{12 \cdot (1 - \mu^2)} \quad (4.3)$$

Unter Verwendung der Biegesteifigkeit ebener Platten 4.3 lässt sich die Biegewellengeschwindigkeit 4.2 erweitern zu Gleichung 4.4.

$$c_b = \sqrt[4]{\omega^2 \cdot \frac{B}{m''}} = \sqrt{2 \cdot \pi \cdot f_b} \cdot \sqrt[4]{\frac{E \cdot h^3}{12 \cdot (1 - \mu^2) \cdot \rho \cdot h}} = C_1 \cdot \sqrt{f_b \cdot h} \quad (4.4)$$

$$C_1 = \sqrt{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt[4]{\frac{E}{12 \cdot (1 - \mu^2) \cdot \rho}}$$

Um harmonische Schwingungen eindeutig zu diskretisieren, werden sechs Stützstellen je Periode benötigt[14]. Somit kann aus den Gleichungen 4.4 und 4.5 die maximal mögliche Elementkantenlänge abgeschätzt werden, um Biegewellen bis zu einer bestimmten Frequenz zu erfassen. Mit den Materialdaten des kurzglasfaserverstärkten Kunststoffes[2] und der Wandstärke der Zylinderkopfhäube ergibt sich die maximal zulässige Elementkantenlänge zu Gleichung 4.6.

$$l_{FEM} = \frac{\lambda_b}{6} = \frac{c_b}{6 \cdot f_b} \quad (4.5)$$

$$E = 11400 \text{ MPa}$$

$$\rho = 1427 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\mu = 0,35$$

$$h = 2,3 \text{ mm}$$

$$f_b = 1450 \text{ Hz}$$

$$C_1 = \sqrt{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt[4]{\frac{11400 \cdot 10^6}{12 \cdot (1 - 0,35^2) \cdot 1427}} = 73,98 \sqrt{\frac{\text{m}}{\text{s}}}$$

$$c_b = 73,98 \cdot \sqrt{1450 \cdot 2,3 \cdot 10^{-3}} = 135,10 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$l_{FEM} = \frac{135,10}{6 \cdot 1450} = 15,53 \text{ mm} \quad (4.6)$$

### Festlegen der maximalen Elementkantenlänge

Die Abschätzung in Gleichung 4.6 ergibt basierend auf den Materialdaten der Zylinderkopfhäube eine maximale Elementkantenlänge von 15,5mm um die Ausbreitung von Biegewellen in plattenähnlichen Bauteilen bis 1450Hz zu erfassen. Aufgrund der heutzutage hohen Rechenleistungen kommen bei Strukturdynamikberechnungen an Motor-Getriebe-Verbänden deutlich feinere Modelle zum Einsatz. In der Praxis sind zur Zeit MGV-Modelle mit 6mm maximaler Elementkantenlänge üblich. Um die Auswirkungen der Netzfeinheit von FEM-Modellen bezüglich Ergebnisqualität und Rechenzeiten aufzuzeigen, werden zwei Modelle der Zylinderkopfhäubenbaugruppe mit unterschiedlichen maximalen Elementkantenlängen erstellt. Nach Abschätzung von aus der Elementgröße resultierenden Modellgrößen und Rechenzeiten anderer Projekte wurden die maximalen Elementkantenlängen mit 6mm bzw. 4mm für das Grob- und Feinmodell der Zylinderkopfhäube festgelegt, siehe Abbildung 4.3.

Die Komponenten des Kraftstoffsystems (HD-Speicher und Kraftstoffleitungen) wurden sowohl im Grob- als auch im Feinmodell mit 4mm maximaler Elementkantenlänge berücksichtigt. Eine Erhöhung der Elementkantenlänge des Kraftstoffsystems hatte keinen wesentlichen Einfluss auf die resultierende Anzahl der Elemente des Gesamtmodells. Zusätzlich wurden die Kraftstoffleitungen bei der Wahl der Systemgrenzen als „weiche Federn“ zwischen HD-Speicher und den Injektoren betrachtet. Eine Reduzierung der Elementanzahl bzw. der Freiheitsgrade würde eine Erhöhung der Steifigkeit der Kraftstoffleitungen bewirken.

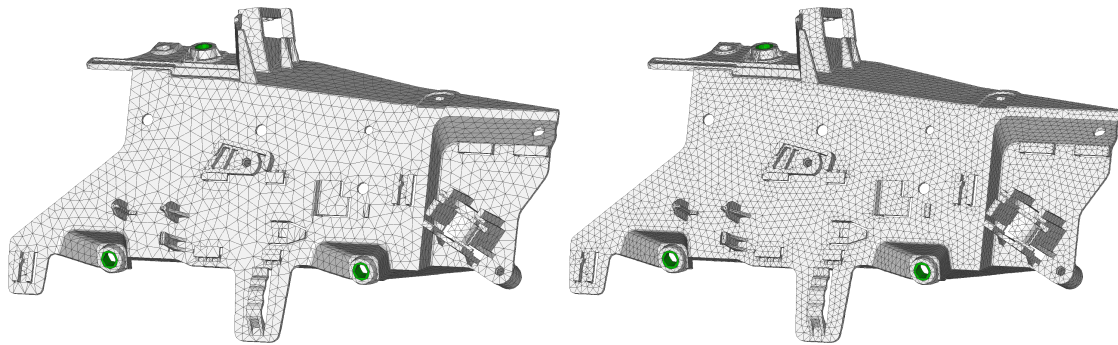


Abbildung 4.3: Sensorplatte: 6mm (links) und 4mm (rechts) max. Elementkantenlänge

### Erstellung der Bauteilmodelle

**FEM Modelle:** Für alle durch Finite Elemente Modelle abgebildete Komponenten der Zylinderkopfhaube wurden FEM Netze mit den zuvor bereits definierten maximalen Elementkantenlängen erstellt. Bei der Erstellung aller FEM Netze, mit Ausnahme des 6mm Modells der Zylinderkopfhaube (bestehend aus Ventilhaube, Reinraumdeckel und Flapsträger), wurden folgende auf Erfahrungswerten basierende Qualitätskriterien der FEM-Software *Ansa* eingehalten:

- aspect ratio: 8 (patran)
- jacobian: 0,7

Bei der Erstellung des FEM Netzes der Zylinderkopfhaube mit 6mm maximaler Elementkantenlänge musste der Grenzwert bezüglich aspect ratio auf 10 erhöht werden um mit der aus der Elementkantenlänge resultierenden Elementgröße die dünnen Wandstärken und feinen Verrippungen abzubilden.

Bezeichnung	E-Modul [MPa]	Querdehn- zahl [-]	Dichte [ $\frac{kg}{m^3}$ ]	Bauteile
PA6GF35	*	0,35	1427	Kunststoffstruktur ZKH
Kunststoff	1800	0,35	1190	restliche Kunststoffteile
CuZn38Pb2	102000	0,34	8440	Gewindeeinsätze
X10CrNi18-8	200000	0,3	7900	Federzungen
20MnCrS5	202667	0,3	7750	HD-Speicher, Kraftstoffleitungen
Standardstahl	206000	0,3	7850	Inserts

\* E-Modul in linear-viskoelastischem Materialmodell frequenzabhängig

Tabelle 4.1: Materialdaten Zylinderkopfhaube

In Tabelle 4.1 sind die in den FEM Modellen verwendeten Materialdaten aufgelistet. Elastizitätsmodul und Dichte von PA6GF35 entsprechen dem viskoelastischen Materialmodell des FVV-Forschungsvorhabens. Die restlichen Materialdaten aus Tabelle 4.1 stammen aus entsprechenden Datenblättern. Bei den Inserts wurden gängige Werte für Standardstahl verwendet.

**Punktmassen:** Die Koordinaten der Schwerpunktlage aller als Punktmassen berücksichtigten

Komponenten wurden aus den CAD-Modellen bestimmt. Die Massen der Bauteile stammen, falls nicht in Datenblättern vorhanden, aus dem jeweiligen CAD-Modell mit Volumen und Dichte des entsprechenden Materiales.

#### 4.1.3 Assembly des Subsystems der ZKH-Baugruppe

**Reibschweißverbindungen:** Bei der Herstellung der Zylinderkopfhäuben werden folgende Teile der Kunststoffstruktur durch Reibschweißen miteinander verbunden.

- Ventilhaube - Reinraumdeckel
- Ventilhaube - Flapsträger
- Oberteil - Unterteil des Öleinfülldoms

Bei allen Reibschweißkontakten wurden die in den CAD-Geometrien überlappenden Teile miteinander verschnitten und die resultierenden Kontaktflächen in MSC Nastran über sogenannte „glued contacts“, also flexible Verbindungen zweier Kontaktflächen, zusammengefügt.

**Steckverbindung:** Die beteiligten Kontaktflächen der Steckverbindung zwischen Reinraumdeckel und Flapsträger wurden ebenfalls mit „glued contacts“ in MSC Nastran verbunden.

**Schraubverbindungen:** Verbindungen zweier Komponenten durch Verschraubungen wurden im Zylinderkopfhäubenmodell über RBE2-Elemente realisiert. Dabei wurden die Knoten der Kontaktflächen innerhalb des doppelten Bohrungsdurchmessers starr miteinander verbunden. Die Massen der Schrauben sind mit den Bohrungen konzentrisch und auf Höhe der jeweiligen Kontaktflächen.

**Anbindung der Punktmassen:** Wie zuvor bereits erwähnt wurden alle Schwerpunkte der als Punktmassen abgebildeten Komponenten aus den CAD-Modellen bestimmt. Alle Punktmassen sind über RBE3-Elemente mit den entsprechenden Kontaktflächen der Zylinderkopfhäube verbunden. Dadurch wird die Bewegung der Punktmassen aus den Bewegungen der Anbindungsknoten interpoliert.

**Anbindung des Öleinfülldoms:** Die Führung des Öldoms wurde über ein CBUSH-Element im Schwerpunkt des O-Rings am Öldomunterteil und RBE3-Elemente zu den Kontaktflächen zwischen O-Ring und Öleinfülldom bzw. Reinraumdeckel modelliert.

Typ	Richtung	Steifigkeit
Translation	X	1000000 N/mm
	Y	1000000 N/mm
	Z	1000000 N/mm
Rotation	X	1000000 Nmm/rad
	Y	1000000 Nmm/rad
	Z	0

Tabelle 4.2: Anbindungssteifigkeiten des Öleinfülldoms

Diese Art der Positionierung des Öldoms im Reinraumdeckel verhindert Verschiebungen in alle drei Koordinatenrichtungen sowie Verdrehungen um die X- und Y-Achse des Motorkoordinatensystems. Gegen Verdrehungen um die Z-Achse wird der Öldom durch eine zusätzliche Schraubverbindung am Reinraumdeckel abgestützt.



**Lagerung des HD-Speichers:** Der Hochdruckspeicher wird über weiche Entkoppelelemente zwischen Ventilhaube und Haltebügeln eingespannt. Von den insgesamt drei vorgesehenen Lagerstellen der Ventilhaube werden nur die beiden äußeren zur Fixierung des HD-Speichers verwendet. An der mittleren Lagerschale ist das Entkoppelelement zur Ventilhaube vorhanden, das zweite Entkoppelelement und der Haltebügel werden jedoch nicht montiert. Durch Ausnehmungen an der Außenkontur des HD-Speichers werden Verschiebungen entlang seiner Längsachse sowie Verdrehungen um diese Achse verhindert. Die Entkoppelelemente werden als Punktmassen im ZKH-Modell berücksichtigt und deren Steifigkeit mit CBUSH-Elementen in den Lagermittlen und RBE3-Elementen zu den Kontaktflächen an Ventilhaube, Haltebügeln und Hochdruckspeicher abgebildet.

$$\sigma = \frac{F}{A} = E \cdot \varepsilon = E \cdot \frac{\Delta l}{l_0} \rightarrow F = \frac{E \cdot A}{l_0} \cdot \Delta l = k \cdot \Delta l$$

$$k = \frac{E \cdot A}{l_0} \quad (4.7)$$

Die Steifigkeiten der CBUSH-Elemente wurden vorerst über die geometrischen Abmessungen der Entkoppelelemente und einen für Elastomere charakteristischen Elastizitätsmodul entsprechend Gleichung 4.7 abgeschätzt.

$$\begin{aligned} E &= 100 \text{ MPa} & l &= r_A - r_I = 17 - 15 = 2 \text{ mm} \\ r_A &= 17 \text{ mm} & A_{proj} &= 2 \cdot r_I \cdot b = 2 \cdot 15 \cdot 11 = 330 \text{ mm}^2 \\ r_I &= 15 \text{ mm} & k &= \frac{100 \cdot 330}{2} = 16500 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \\ b &= 11 \text{ mm} \end{aligned} \quad (4.8)$$

Bei späteren Parametervariationen am Submodell der Zylinderkopfhaube wurden die Steifigkeiten der Lagerung des HD-Speichers anhand der Ergebnisse der Betriebsschwingungsanalyse angepasst.

Typ	Richtung	Steifigkeit
Translation	X	16500 N/mm
	Y	16500 N/mm
	Z	16500 N/mm
Rotation	X	16500 Nmm/rad
	Y	16500 Nmm/rad
	Z	16500 Nmm/rad

Tabelle 4.3: Ursprüngliche Lagersteifigkeiten des HD-Speichers

**Anbindung der Federzungen:** Bei der Herstellung der Zylinderkopfhaube werden die Federzungen auf den Fläpsträger aufgesteckt und mit diesem verschmolzen. Die Verbindung dieser beiden Komponenten wurde im Zylinderkopfhaubenmodell mit RBE2-Elementen realisiert.

**Systemgrenzen:** An jeder der zuvor definierten Schnittstellen zum restlichen Motor-Getriebe-Verband werden die Kontaktflächen zu angrenzenden Bauteilen mit RBE3-Elementen zu zentralen Punkten, konzentrisch und mittig zwischen den Kontaktflächen, zusammengefasst (siehe Abbildung 4.4).

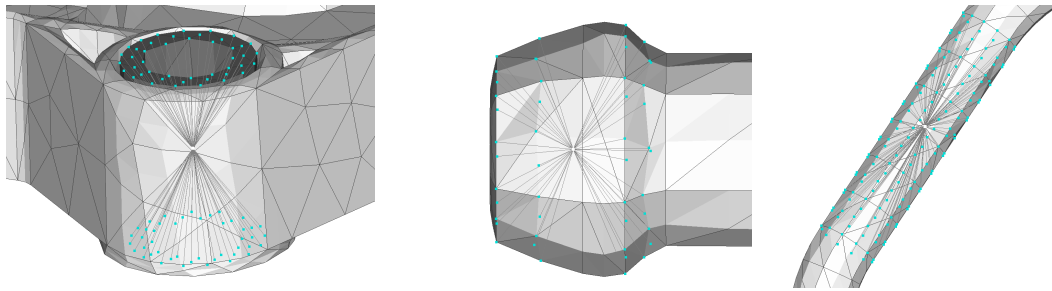


Abbildung 4.4: Anregungspunkte an Stahlinserts und Kraftstoffleitungen

Die feste Einspannung von RBE3-Masterknoten mit RBE2- oder SPC-Elementen ist in MSC Nastran nicht möglich. Daher werden alle diese Schnittstellenknoten über CBUSH-Elemente (Steifigkeit  $1E9 \frac{N}{mm}$  bzw.  $1E9 \frac{N}{rad}$  in allen sechs Freiheitsgraden) mit deckungsgleichen Knoten verbunden, über die eine feste Einspannung unproblematisch ist.

Die Kraftstoffleitung zwischen Hochdruckpumpe und HD-Speicher kann sich in der Ausnehmung im Zylinderkopf in der YZ-Ebene des Motorkoordinatensystems frei bewegen. Die Verschiebung in X-Richtung sowie die Rotationen um die Y- und Z-Achse werden durch den Zylinderkopf verhindert. Diese Führung der Kraftstoffleitung wird über die Steifigkeiten des CBUSH-Elements am Schnittstellenknoten abgebildet.

Typ	Richtung	Steifigkeit
Translation	X	$1E9 \text{ N/mm}$
	Y	0
	Z	0
Rotation	X	0
	Y	$1E9 \text{ Nmm/rad}$
	Z	$1E9 \text{ Nmm/rad}$

Tabelle 4.4: Steifigkeiten der Führung der Kraftstoffleitung

**Beschleunigungsaufnehmer:** Die an den Messpunkten der Betriebsschwingungsanalyse aufgeklebten Beschleunigungssensoren wurden durch RBE2-Elemente abgebildet.

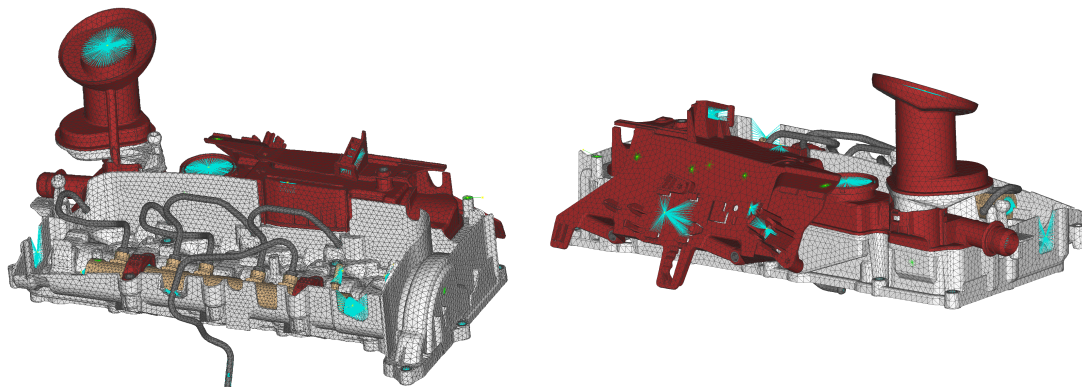


Abbildung 4.5: Subsystem der Zylinderkopfhaubenbaugruppe

Werden alle berücksichtigten Komponenten wie zuvor beschrieben zusammengefügt, erhält man das in Abbildung 4.5 dargestellte Subsystem der Zylinderkopfhaubenbaugruppe.

## 4.2 Zylinderkopfbaugruppe und HD-Pumpe

Zur Berücksichtigung der Steifigkeiten angrenzender Bauteile wurden diese ebenfalls modelliert. Bei den Komponenten Hochdruckpumpe, Hochdruckpumpenantriebskette, HDP-Abstützung und Zylinderkopfbaugruppe (bestehend aus Zylinderkopf, Zylinderkopfdichtung, Ventilsitzringe, Ventiltrieb, Nockenwellen, Nockenwellenträger, Nockenwellenlagerdeckel, Steuerkette und Kettenspanner) wurde auf bereits vorhandene Modelle zurückgegriffen. Die FEM-Modelle der Injektorbaugruppe wurden neu erstellt.

### 4.2.1 Modifikationen der vorhandenen Modelle

#### Einspannung

Unter der Modellannahme eines ideal steifen Kurbelgehäuses wurden alle Kontaktpunkte zwischen den berücksichtigten Teilen und dem Kurbelgehäuse bzw. dem Abschlussdeckel, also alle Verschraubungen und die Stopper der Zylinderkopfdichtung, fest eingespannt (Abbildung 4.6 links).

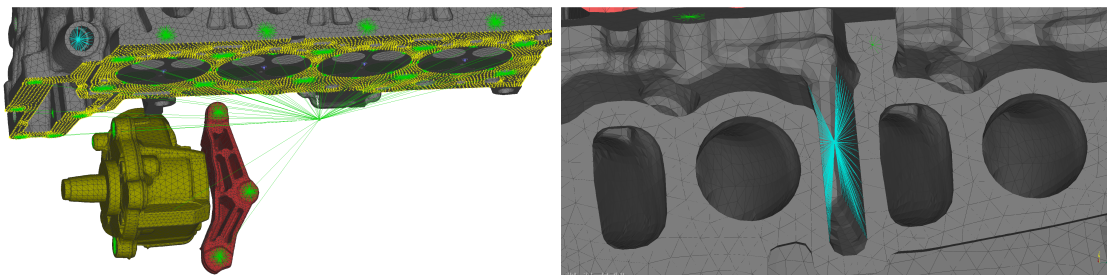


Abbildung 4.6: Einspannung der an die ZKH angrenzenden Bauteile (links) und Modellierung der Führung der Kraftstoffleitung im Zylinderkopf (rechts)

#### Führung der Kraftstoffleitung

Auf der Einlassseite des Zylinderkopfes wird die Kraftstoffleitung zwischen Hochdruckpumpe und HD-Speicher mit einer Silikonhülse versehen und in den Zylinderkopf eingesteckt (rechtes Bild in Abbildung 4.6). Folglich kann sich die Kraftstoffleitung in der Einschubebene bewegen und verdrehen, Bewegungen in andere Richtungen werden jedoch durch den Zylinderkopf verhindert. Als Schnittstelle zur Kraftstoffleitung wird ein Kontaktknoten im Schwerpunkt der Hülse erstellt und über ein RBE3-Element mit den Führungsflächen im Schlitz des Zylinderkopfes verbunden.

Die Bewegungsfreiheiten der Kraftstoffleitung werden später über die Steifigkeiten eines CBUSH-Elementes im Kontaktpunkt der Einzelmodelle abgebildet.

#### 4.2.2 Injektorbaugruppe

**Modifikationen der Injektoren:** Da der Kunststoffdeckel mit dem Steckeranschluss an der Oberseite der Injektoren sehr viel leichter und weicher ist als der massive Stahlkörper des Injektors, wurde dieser Kunststoffteil vor der Erstellung der FEM-Modelle entfernt (siehe Abbildung 4.7). Die Befestigungsschraube wurde nur bis zur Außenfläche des Nockenwellenträgers modelliert.

**Erstellung der FEM-Modelle:** Die Erstellung der FEM-Modelle der Injektorbaugruppe erfolgte nach den gleichen Kriterien (Qualitätskriterien der FEM-Software *Ansa*) wie zuvor die Modellierung des Kraftstoffsystems im Submodell der Zylinderkopfhaube.

- max. Elementkantenlänge: 4mm
- aspect ratio: 8 (patran)
- jacobian: 0,7

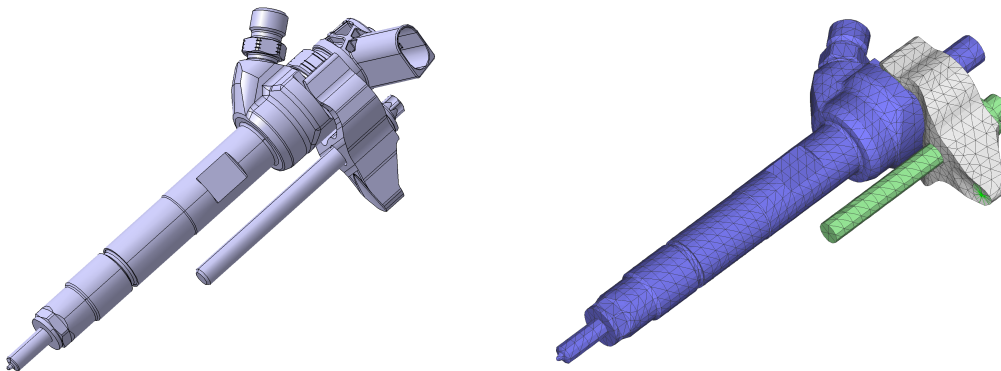


Abbildung 4.7: CAD-Modell und daraus erstelltes FEM-Modell der Injektorbaugruppe

**Assembly der Injektorbaugruppe:** Die Kontaktflächen zwischen Injektor und Spannpratze sowie zwischen Befestigungsschraube und Spannpratze wurden über RBE2-Elemente verbunden. Die Überwurfmutter der Kraftstoffleitung ist als Punktmasse mit einem RBE2-Element ausgeführt. Das hintere Ende der Spannpratze wird beim Einbau im Motor über eine Schraube mit kugelförmigem Kopf abgestützt. Aufgrund der Punktberührung dieser Abstützung kann die Spannpratze in alle Richtungen kippen. Diese Punktaufgabe wird über ein RBE2-Element modelliert, welches Rotationen des Kontaktpunktes zulässt.

#### 4.2.3 Assembly der Zylinderkopfbaugruppe

Die Kontaktflächen zwischen Injektor und Zylinderkopf sowie zwischen Befestigungsschraube und Nockenwellenträger wurden über RBE2-Elemente verbunden. Die Schraube mit Kugelform, über die die Spannpratze abgestützt wird, ist ebenfalls als RBE2-Element zwischen der Auflagefläche der Schraube am Nockenwellenträger und dem Punktkontakt an der Spannpratze ausgeführt.

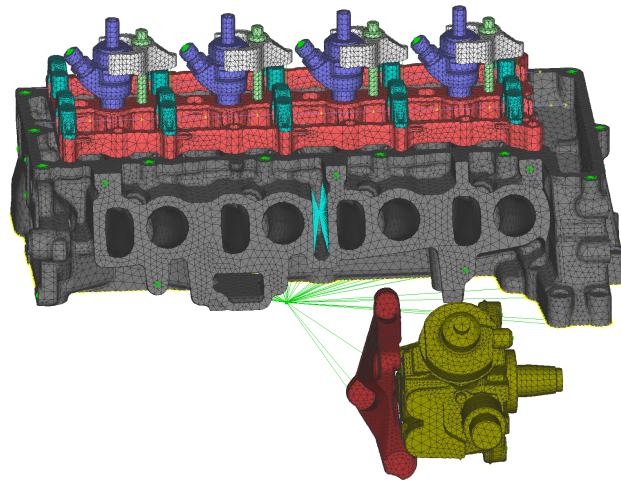


Abbildung 4.8: Modell der an die Zylinderkopfhaube angrenzenden Komponenten

### 4.3 Motor-Getriebe-Verband

Für die Motorhochlaufrechnungen des zweiten Teils der Berechnungen dieser Arbeit wurde ein Modell des gesamten Motor-Getriebe-Verbandes aufgebaut. Dabei wurde auf ein bereits vorhandenes MGJV-Modell zurückgegriffen und dieses Modell entsprechend der Prüfstandskonfiguration bezüglich folgender Komponenten modifiziert:

- Abgasanlage
- Motortragböcke
- Getriebe
- Ölwanne
- Getriebetragebock

In Abbildung 4.9 sind links die aus dem ursprünglichen MGJV übernommene Komponenten und rechts die entsprechend dem Prüfstandsaufbau ausgetauschten Bauteile dargestellt.

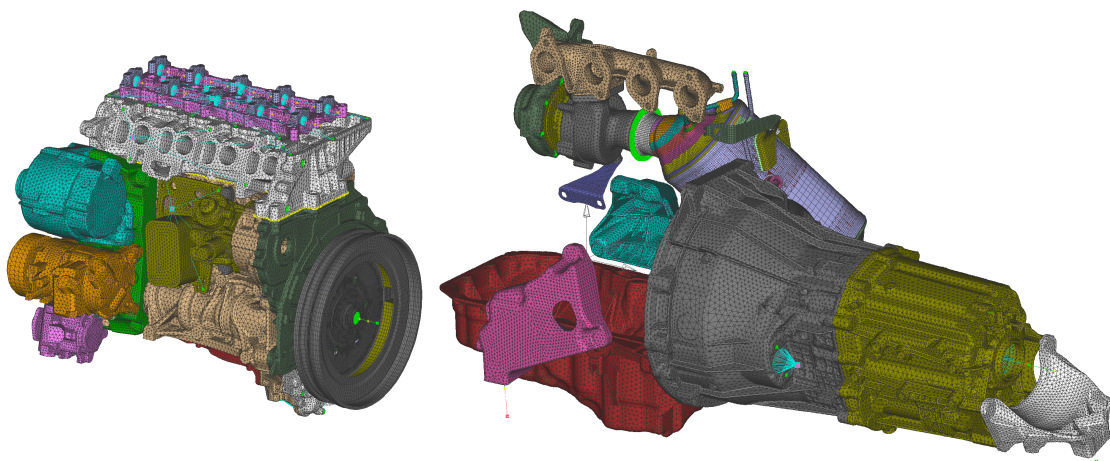


Abbildung 4.9: Aus dem vorhandenen MGJV-Modell übernommene Komponenten (links) und ausgetauschte Bauteile (rechts)

An den ausgetauschten Komponenten wurden noch weitere Änderungen vorgenommen:

**Abgasanlage:** Da das Modell der Abgasanlage aus Thermomechanikberechnungen übernommen wurde, sind für die einzelnen Komponenten inhomogene Materialeigenschaften entsprechend ihrer Temperaturverteilungen hinterlegt. Diese Temperaturfelder wurden für Strukturdynamikberechnungen entfernt und homogene Materialparameter für mittlere Bauteiltemperaturen definiert.

**Ölwanne:** Der Ölniveausensor wurde als Punktmasse eingefügt und über ein RBE3-Element mit den drei Anschraubpunkten verbunden.

**Getriebe:** Die Werkstoffparameter des Getriebes wurden entsprechend der Betriebstemperatur angepasst. Weiters wurden Ersatzmassen für Kupplungsmodul, Kupplungshebel, Kupplungsnehmerzylinder und mitschwingende Masse der hinteren Gelenkwelle hinzugefügt und mit RBE3-Elementen mit dem MGV-Modell verbunden.

Ausgehend von diesem entsprechend den aktuellen Modellierungsstandards aufgebauten Modell des Motor-Getriebe-Verbandes der Prüfstandskonfiguration, Abbildung 4.10 links, wurden noch zwei weitere Varianten erstellt. Im ersten Schritt wurden die Ersatzmassen der Injektoren, des Hochdruckspeichers und der Zylinderkopfhaube entfernt und durch FEM-Modelle der Injektoren und der Zylinderkopfhaubenbaugruppe ersetzt. Der Einbau der Injektoren erfolgte analog zum Modell der an die Zylinderkopfhaube angrenzenden Komponenten, siehe Kapitel 4.2. Das Subsystem der Zylinderkopfhaubenbaugruppe wurde an allen im Zuge der Modellierung definierten Schnittstellen über RBE2-Elemente starr an die Kontaktknoten des MGV-Modells angebunden. Im zweiten Schritt wurde der MGV für Motorhochlaufrechnungen aufbereitet. Für die Motorhochlaufrechnungen werden entsprechend des dynamischen Schnittprinzipes (DSP) Kolbenbauteile, Kolbenbolzen, Pleuelbauteile, Kurbelwelle, Drehschwingungsdämpfer, Zweimassenschwungrad, Kupplung, Ausgleichswellen und Zwischenräder entfernt, da diese Komponenten zur Generierung der Anregungsdaten in einem flexiblen Modell des Motor-Getriebe-Verbandes in Mehrkörperdynamik-Simulationen verwendet wurden und deren dynamische Eigenschaften daher bereits in den Anregungsdaten enthalten sind. Somit stehen für die Berechnungen am gesamten MGV drei Modelle des Prüfstands-MGVs zur Verfügung:

- MGV-Modell mit Ersatzmassen für Injektoren und Zylinderkopfhaube (Standardmodellierung).
- MGV-Modell mit Injektoren und Zylinderkopfhaubenbaugruppe als FEM-Strukturen.
- MGV-Modell mit Injektoren und ZKH-Baugruppe als FEM-Strukturen, ohne Kurbeltrieb, Zweimassenschwungrad, Kupplung, Ausgleichswellen und Zwischenräder (DSP).

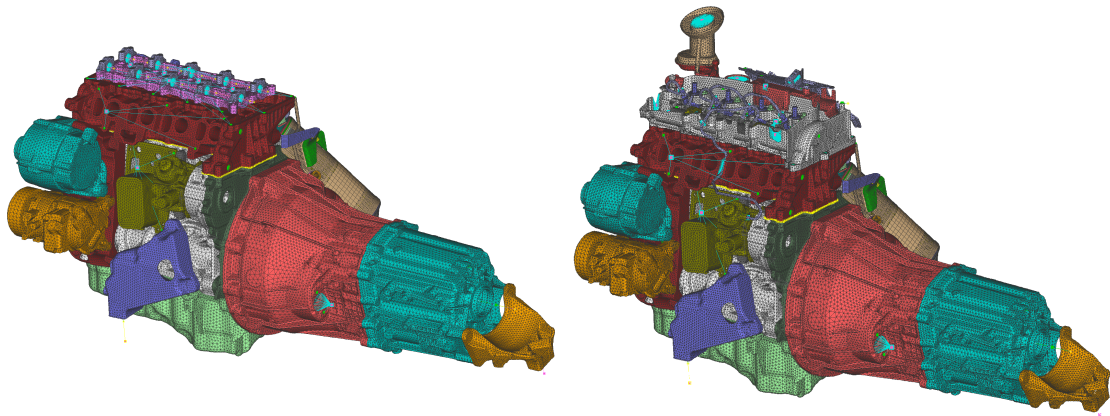


Abbildung 4.10: Standardmodellierung des MGV (links) und MGV mit FEM-Struktur der Zylinderkopfhaube (rechts)

# 5 Berechnungen am Subsystem der Zylinderkopfhaube

Im ersten Teil der Berechnung wird nur das Submodell der Zylinderkopfhaube für sich betrachtet. Ziel dieses ersten Teils ist der Abgleich der Resonanzen bzw. die Validierung des Submodells mit den Ergebnissen der Betriebsschwingungsanalyse. Anschließend wird der Einfluss der maximalen Elementkantenlänge auf Rechenzeiten und Ergebnisqualität untersucht und die Ergebnisse der Berechnungen mit viskoelastischen Materialeigenschaften einer einfachen, linearelastischen Berechnung gegenübergestellt. In allen Berechnungen am Subsystem werden linearelastische Bauteile mit 2% modaler Dämpfung abgebildet.

## 5.1 Rechenzeiten

Erste Testrechnungen am Submodell der Zylinderkopfhaube zeigten einen massiven Einfluss der Modellgröße bezüglich der Rechenzeiten.

**Berechnungsmethode:** Direct Frequency Response (MSC Nastran)

**Frequenzbereich:** 150-1450Hz

**Frequenzschrittweite:** 10Hz → 130 Frequenzschritte

	<b>Grobmodell</b>	<b>Feimodell</b>
Elementkantenlänge:	max. 6mm	max. 4mm
Freiheitsgrade:	≈2 500 000	≈5 000 000
Rechenzeit je Frequenzschritt:	12min	2h 46min
Gesamtrechenzeit:	<b>1,1 Tage</b>	<b>15 Tage</b>

Aufgrund der langen Rechenzeiten des Feinmodells wurden die weiteren Untersuchungen und Parametervariationen am Submodell der Zylinderkopfhaube mit dem Grobmodell durchgeführt. Nach Abgleich aller Parameter erfolgte ein abschließender Vergleich der beiden Modelle auf Basis der resultierenden Parameter des Grobmodells.

## 5.2 Einspannung und Anregung der Zylinderkopfhaube

Bei den ersten Berechnungen basierte die Einspannung bzw. Anregung des Subsystems der Zylinderkopfhaubenbaugruppe auf der Modellvorstellung eines „virtuellen Rütteltisches“ (Shakeranregung). Dabei wurden als Einspannungs- und Anregungspunkte alle Schnittstellen an den Systemgrenzen zum Zylinderkopf und zur Hochdruckpumpe gewählt und an den Messpunkten



der Betriebsschwingungsanalyse ausgewertet. Bezüglich Anregungsrichtung und Art der Einspannung wurden verschiedene Varianten untersucht. Eine weitere Möglichkeit zur Einspannung und Anregung stellt die Berechnung von Eingangsmobilitäten in den Messpunkten der Betriebsschwingungsanalyse dar.

**Anregung an allen Schnittstellen:** An jeder Schnittstelle zum Zylinderkopf bzw. zur Hochdruckpumpe wird mit einer Einheitskraft über der Frequenz angeregt.

- Anregung jeweils in einer der drei Richtungen des Motorkoordinatensystems, alle anderen Freiheitsgrade der Anregungsknoten gesperrt.
- Gleichzeitige Anregung in den drei Richtungen des Motorkoordinatensystems, alle anderen Freiheitsgrade der Anregungsknoten gesperrt.

**Anregung an zentralem Anregungspunkt:** Gemäß der Modellvorstellung eines ideal steifen Zylinderkopfes werden alle Schnittstellen an den Systemgrenzen über ein RBE2-Element starr mit einem zentralen Anregungsknoten verbunden. Die Anregung an diesem zentralen Knoten erfolgt ebenfalls durch eine Einheitskraft im betrachteten Frequenzbereich.

- Anregung jeweils in einer der drei Richtungen des Motorkoordinatensystems, alle anderen Freiheitsgrade des Anregungsknotens gesperrt.
- Gleichzeitige Anregung in den drei Richtungen des Motorkoordinatensystems, alle anderen Freiheitsgrade der Anregungsknoten gesperrt.

**Eingangsmobilitäten:** Alle Schnittstellen zum Zylinderkopf bzw. zur Hochdruckpumpe werden fest eingespannt.

- Anregung mit Einheitskräften über der Frequenz direkt an den Auswerteknoten, Anregungsrichtung normal zur Bauteiloberfläche.

Die Varianten mit Anregung an allen Schnittstellen zu Zylinderkopf und Hochdruckpumpe lieferten aufgrund der fehlenden Steifigkeiten zwischen den Anregungspunkten durch angrenzende Bauteile keine realistischen Ergebnisse. Auch bei den Modellen mit zentralem Anregungsknoten konnten keine zufriedenstellenden Ergebnisse erzielt werden.

Die Berechnung der Eingangsmobilitäten in den Messpunkten lieferte die besten Ergebnisse. Da die anregende Kraft direkt am Messpunkt und in Auswerterichtung angreift, müssen alle Eigenschwingungen des Submodells der Zylinderkopfhaube, bei denen der Messpunkt in Auswerterichtung ausgelenkt wird, erfasst werden. Daher erfolgten die weiteren Resonanzbestimmungen über die Methode der Berechnung von Eingangsmobilitäten in den Messpunkten der Betriebsschwingungsanalyse.

### 5.3 Berücksichtigung der angrenzenden Bauteile

Da die Untersuchungen der verschiedenen Anregungs- und Einspannungsmöglichkeiten der Zylinderkopfhaube einen starken Einfluss der Einspannungen zeigten, wurden die Systemgrenzen erweitert um die Steifigkeiten zwischen den Anschraubpunkten der Zylinderkopfhaube durch angrenzende Bauteile zu berücksichtigen.

Dazu wurde das zuvor bereits beschriebene Modell der Zylinderkopfbaugruppe und das Submodell der Zylinderkopfhaube mit RBE2-Elementen an allen Schnittstellen verbunden. Aufgrund der Problematik der starken Abhängigkeit der Rechenzeiten von der Modellgröße wurde das Modell

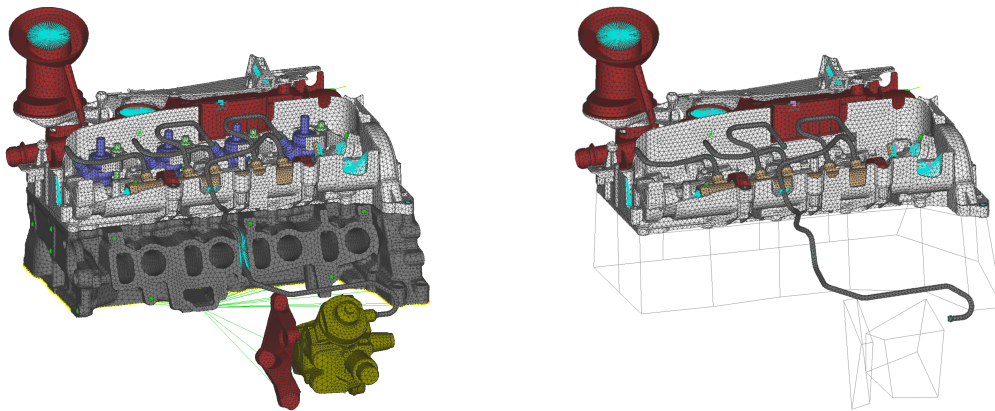


Abbildung 5.1: Berücksichtigung der an die Zylinderkopfhaube angrenzenden Bauteile als Super-element (gemischte Kondensierung)

der Zylinderkopfgaugruppe zu einem Superelement reduziert. Als Schnittstellen stehen nur noch die Freiheitsgrade der Koppelstellen zur Zylinderkopfhaube und der Plotelemente zur Visualisierung zur Verfügung, siehe Abbildung 5.1. Die Superelementgenerierung entspricht der gemischten Kondensierung aus Kapitel 2.4.3. Die Bestimmung der Transformationsmatrix erfolgte über die Craig-Bampton-Methode (component mode synthesis) in MSC Nastran[9].

## 5.4 Resonanzen der Zylinderkopfhaube

Die Bestimmung der Resonanzen der Zylinderkopfhaubenbaugruppe erfolgte, wie in Kapitel 5.2 bereits erwähnt, über die Berechnung von Eingangsmobilitäten in den Messpunkten der Betriebschwingungsanalyse. Zum Abgleich der Resonanzfrequenzen zwischen den berechneten Eingangsmobilitäten und den Ergebnissen der Betriebsschwingungsanalyse wurden folgende Einflussparameter untersucht:

**Anbindung des Öleinfülldoms:** Unterdrücken des Rotationsfreiheitsgrades des Öleinfülldoms um die Z-Achse.

**Führung der Kraftstoffleitung im ZK:** Aufheben der gesperrten Freiheitsgrade aufgrund der Führung der Kraftstoffleitung im Zylinderkopf.

**Steifigkeiten der Lagerung des Hochdruckspeichers:** Variation der Lagersteifigkeiten und Untersuchung des Einflusses des nicht vorhandenen Haltebügels der mittleren Lagerstelle.

**Steifigkeit des HD-Speichers und der Kraftstoffleitungen:** Variation des E-Moduls des HD-Speichers und der Kraftstoffleitungen.

**Steifigkeitsfaktor des viskoelastischen Materialmodells:** Anpassung des Steifigkeitsfaktors aus Gleichung 2.11.

Anbindung des Öleinfülldoms, Führung der Kraftstoffleitungen sowie Steifigkeiten von HD-Speicher und Kraftstoffleitungen zeigten keinen Einfluss auf die berechneten Eingangsmobilitäten der ausgewählten Messpunkte. Der Steifigkeitsfaktor des viskoelastischen Materialmodells beeinflusste alle betrachteten Messpunkte gleichermaßen, die Lagersteifigkeit des Hochdruckspeichers nur den

Messpunkt am HD-Speicher selbst. Versuche mit unterschiedlichen Steifigkeiten in den Lagern des Hochdruckspeichers aufgrund des fehlenden Haltebügels der mittleren Lagerstelle zeigten jedoch keinen Einfluss auf die Eingangsmobilitäten. Daher wurde zuerst anhand der beiden ausgewerteten Messpunkte der Kunststoffstruktur der Steifigkeitsfaktor abgeglichen und anschließend über den Messpunkt am HD-Speicher die Lagersteifigkeit angepasst.

#### 5.4.1 Bestimmung des Steifigkeitsfaktors

Bei Änderungen des Steifigkeitsfaktors bleibt der qualitative Verlauf der Eingangsmobilitäten in den Messpunkten erhalten, jedoch werden die Resonanzen mit steigendem Steifigkeitsfaktor zu höheren Frequenzen verschoben. In Abbildung 5.2 sind die Eingangsmobilitäten der Messpunkte auf Kunststoffstrukturen für unterschiedliche Steifigkeitsfaktoren dargestellt. Die vertikalen Linien in diesen Diagrammen zeigen die Frequenzlage von Resonanzen der Betriebsschwingungsanalyse der Zylinderkopfhaube.

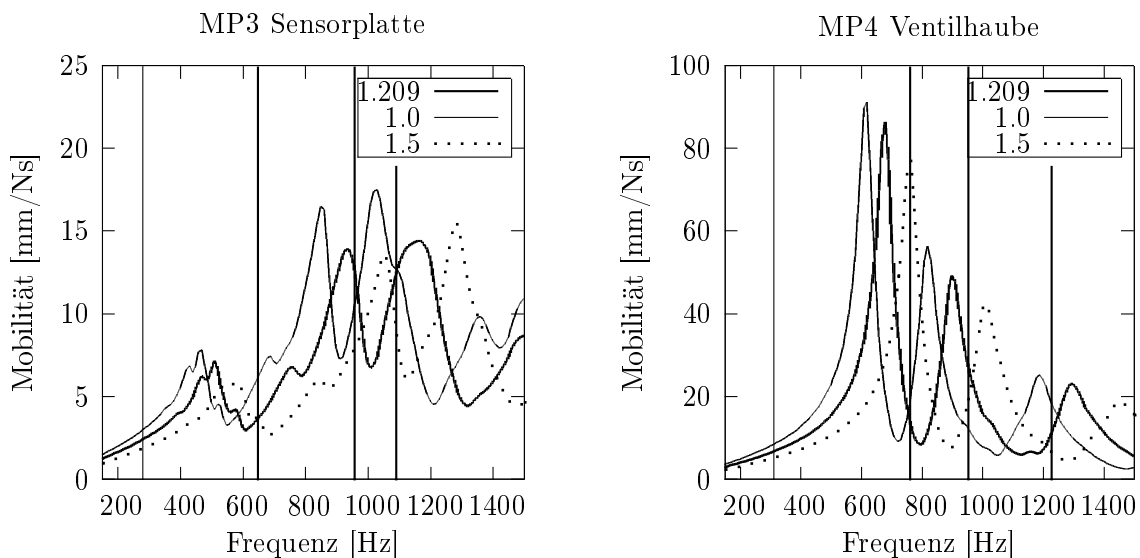


Abbildung 5.2: Eingangsmobilitäten der Messpunkte auf Kunststoffstrukturen bei unterschiedlichen Steifigkeitsfaktoren des viskoelastischen Materialmodells

Die erste Resonanzfrequenz aus der Betriebsschwingungsanalyse im Bereich um ca. 300Hz ist in den berechneten Eingangsmobilitäten nicht vorhanden. Modalanalysen ähnlicher Motor-Getriebe-Verbände zeigten in diesem Frequenzbereich globale Torsionen des MGVs. Auch in den Ergebnissen der Betriebsschwingungsanalyse sind in diesem Frequenzbereich hauptsächlich Beschleunigungen normal zur Motorlängsachse ersichtlich, was ebenfalls für eine Torsion des gesamten Motor-Getriebe-Verbands sprechen würde. Die nicht vorhandene Resonanz in diesem Bereich wird daher auf die Wahl der Systemgenzen bzw. auf die Nichtberücksichtigung des restlichen MGVs zurückgeführt. Die nachfolgenden Berechnungen am gesamten Motor-Getriebe-Verband in Kapitel 6.2 bestätigen diese Annahme.

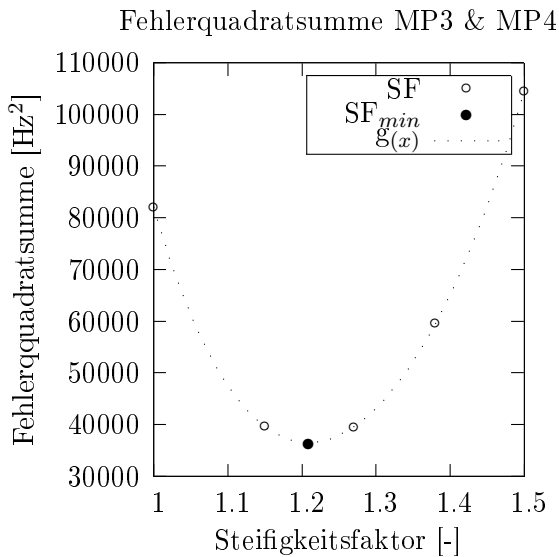
Die Bestimmung des Steifigkeitsfaktors des viskoelastischen Materialmodells erfolgte durch Minimierung der Abweichungen der Resonanzfrequenzen aus Messung und Berechnung. Dazu wurden

die Eingangsmobilitäten der beiden Auswertepunkte der Kunststoffstruktur für verschiedene Steifigkeitsfaktoren berechnet und daraus die Frequenzlage der auftretenden Maxima bestimmt. Aus diesen berechneten Resonanzfrequenzen und den Auswertungen der Betriebsschwingungsanalyse ergeben sich die Fehlerquadratsummen für die unterschiedlichen Steifigkeitsfaktoren aus Gleichung 5.1.

$$SQF = \sum_i (f_{i,Rech} - f_{i,Mess})^2 \quad (5.1)$$

Diese Fehlerquadratsummen bei unterschiedlichen Steifigkeitsfaktoren können als Stützstellen zur Bestimmung der Koeffizienten eines Approximationspolynoms verwendet werden. Mit fünf Stützstellen können die Koeffizienten eines Polynoms vierter Ordnung durch Lösen des Gleichungssystems 5.2 bestimmt werden.

$$\begin{pmatrix} 1 & SF_1 & SF_1^2 & SF_1^3 & SF_1^4 \\ 1 & SF_2 & SF_2^2 & SF_2^3 & SF_2^4 \\ 1 & SF_3 & SF_3^2 & SF_3^3 & SF_3^4 \\ 1 & SF_4 & SF_4^2 & SF_4^3 & SF_4^4 \\ 1 & SF_5 & SF_5^2 & SF_5^3 & SF_5^4 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} C_0 \\ C_1 \\ C_2 \\ C_3 \\ C_4 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} SQF_1 \\ SQF_2 \\ SQF_3 \\ SQF_4 \\ SQF_5 \end{pmatrix} \rightarrow \vec{C} = \underline{SF}^{-1} \cdot \vec{SQF} \quad (5.2)$$



$$g(x) = C_0 + C_1 \cdot x + C_2 \cdot x^2 + C_3 \cdot x^3 + C_4 \cdot x^4$$

$$\frac{dg(x)}{dx} = C_1 + 2 \cdot C_2 \cdot x + 3 \cdot C_3 \cdot x^2 + 4 \cdot C_4 \cdot x^3 = 0$$

$$\rightarrow \mathbf{SF_{min} = 1,209} \quad (5.3)$$

Abbildung 5.3: Fehlerquadratsumme der Auswertepunkte MP3 und MP4

Der für die weiteren Berechnungen verwendete Steifigkeitsfaktor, Gleichung 5.3, wird durch die Bestimmung des Minimums dieser approximierten Funktion  $g(x)$  bestimmt. Ein Script für die Mathematik-Software *Xmaxima* zur Lösung des Gleichungssystems 5.2 und Bestimmung des Minimums der daraus resultierenden Approximationsfunktion kann dem Anhang auf Seite 77 entnommen werden.

### 5.4.2 Bestimmung der Lagersteifigkeiten des HD-Speichers

Da die Lagersteifigkeit des Hochdruckspeichers wie zuvor bereits erwähnt keinen Einfluss auf die Eingangsmobilitäten der Messpunkte auf Kunststoffstrukturen zeigte, wurde diese im Anschluss an die Bestimmung des Steifigkeitsfaktors des viskoelastischen Materialmodells mit dem Messpunkt am HD-Speicher abgeglichen.

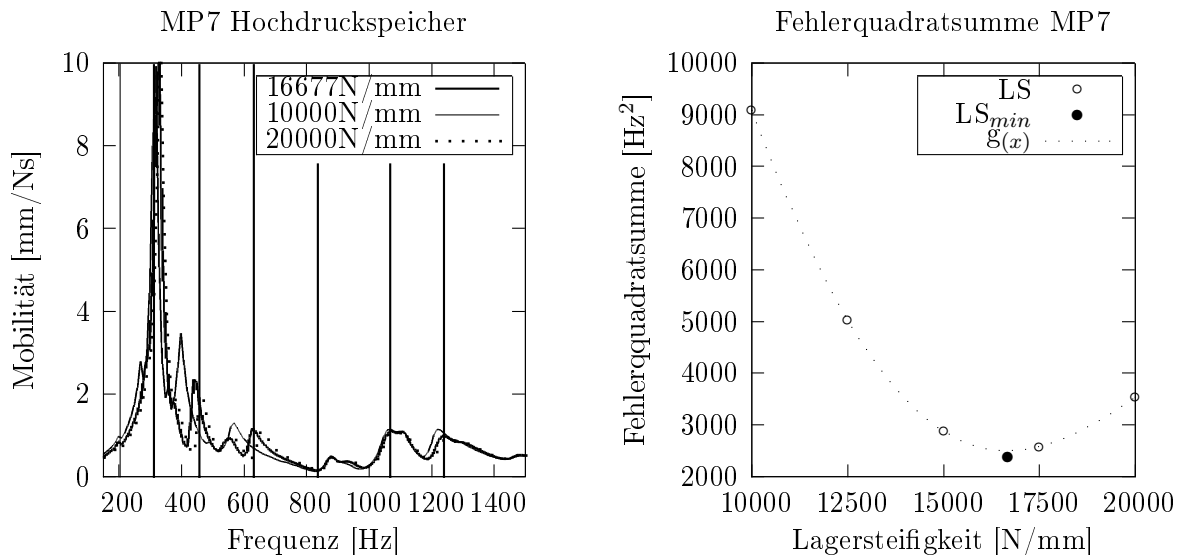


Abbildung 5.4: Eingangsmobilitäten und Fehlerquadratsummen der Resonanzen des Messpunktes MP7 bei unterschiedlichen Lagersteifigkeiten des HD-Speichers

Auch in der berechneten Eingangsmobilität des Messpunktes am Hochdruckspeicher, Abbildung 5.4, ist die erste Resonanz ( $\approx 200\text{Hz}$ ) nicht ersichtlich. Wie bereits zuvor bei der Bestimmung des Steifigkeitsfaktors des viskoelastischen Materialmodells wird die fehlende Resonanz auf globale Moden des im Submodell der Zylinderkopfhaube nicht vorhandenen restlichen Motor-Getriebe-Verbandes zurückgeführt. Spätere Rechnungen am gesamten MGV zeigten in diesem Frequenzbereich eine globale Hochbiegung des Motor-Getriebe-Verbandes, siehe Kapitel 6.2.

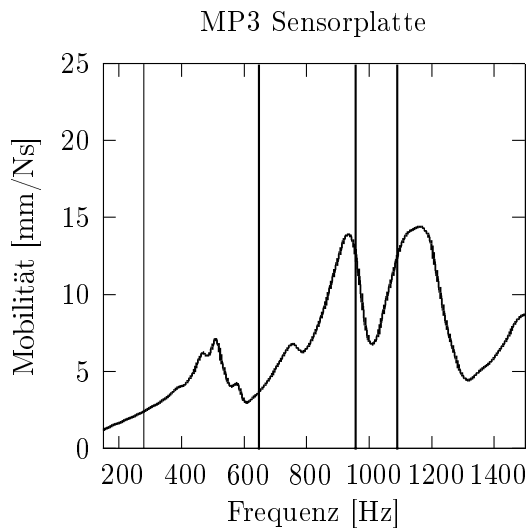
$$SQF = \sum (f_{Rech} - f_{Mess})^2 \rightarrow \min \quad \rightarrow \mathbf{LS_{min} = 16677\text{N/mm}} \quad (5.4)$$

Die Bestimmung der Lagersteifigkeiten des Hochdruckspeichers erfolgte analog zur zuvor in Kapitel 5.4.1 beschriebenen Ermittlung des Steifigkeitsfaktors. Für fünf unterschiedliche Lagersteifigkeiten wurden die Eingangsmobilitäten im Messpunkt am HD-Speicher berechnet und aus den darin auftretenden Maxima die Resonanzfrequenzen bestimmt. Die in den weiteren Berechnungen verwendeten Lagersteifigkeiten, Gleichung 5.4, ergeben sich wieder aus der Minimierung der Fehlerquadratsumme der Resonanzfrequenzen aus Messung und Berechnung.

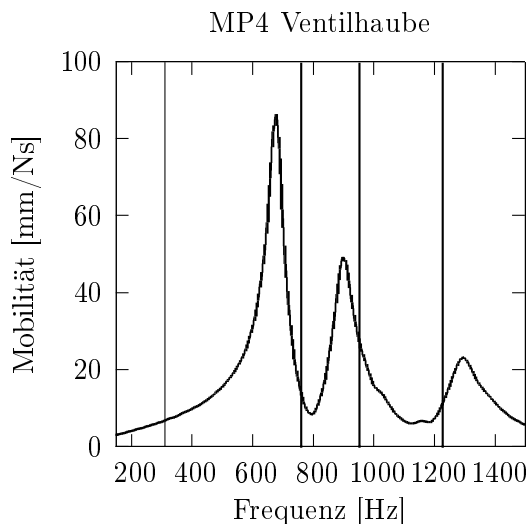
### 5.4.3 Ergebnisse der Parametervariationen

Die Eingangsmobilitäten der ausgewählten Messpunkte nach Abschluss der Parametervariationen sowie die Abweichungen der Resonanzfrequenzen bezüglich der Ergebnisse der Betriebsschwin-

gungsanalyse der Zylinderkopfhaube sind in den Abbildungen 5.5 und 5.6 dargestellt. Die vertikalen Linien in diesen Diagrammen zeigen die Resonanzen aus der Auswertung der Betriebsschwingungsanalyse.



$f_{\text{mess}}$	$f_{\text{rech}}$	$\Delta f_{\text{abs}}$	$\Delta f_{\text{rel}}$	$\Delta f_{\text{ges,rel}}$
[Hz]	[Hz]	[Hz]	[%]	[%]
280				10,07
645	510	135,0	20,93	
955	930	25,0	2,62	
1087,5	1160	72,5	6,67	



$f_{\text{mess}}$	$f_{\text{rech}}$	$\Delta f_{\text{abs}}$	$\Delta f_{\text{rel}}$	$\Delta f_{\text{ges,rel}}$
[Hz]	[Hz]	[Hz]	[%]	[%]
310				7,21
757,5	680	77,5	10,23	
950	900	50,0	5,26	
1225	1300	75,0	6,12	

Abbildung 5.5: Eingangsmobilität der Messpunkte auf Kunststoffstrukturen nach Abschluss der Parametervariationen

**Fehlende Resonanzen:** Im niederfrequenten Bereich zeigte die Auswertung der Betriebsschwingungsanalyse Resonanzen, die in den am Subsystem der Zylinderkopfhaube berechneten Eingangsmobilitäten nicht ersichtlich sind. Grund dafür ist der im Submodell nicht berücksichtigte restliche Motor-Getriebe-Verband. Im Frequenzbereich dieser Resonanzen zeigen ähnliche Motor-Getriebe-Verbände aus anderen Projekten globale Moden des gesamten MGVs. Nachfolgende Berechnungen am gesamten Motor-Getriebe-Verband bestätigten diese Annahme.

Globale Schwingformen des MGV-Modells aus Kapitel 6.2:

- Globale Hochbiegung:  $\approx 200\text{Hz}$
- Globale zweite Querbiegung:  $\approx 286\text{Hz}$
- Globale Torsion:  $\approx 328\text{Hz}$

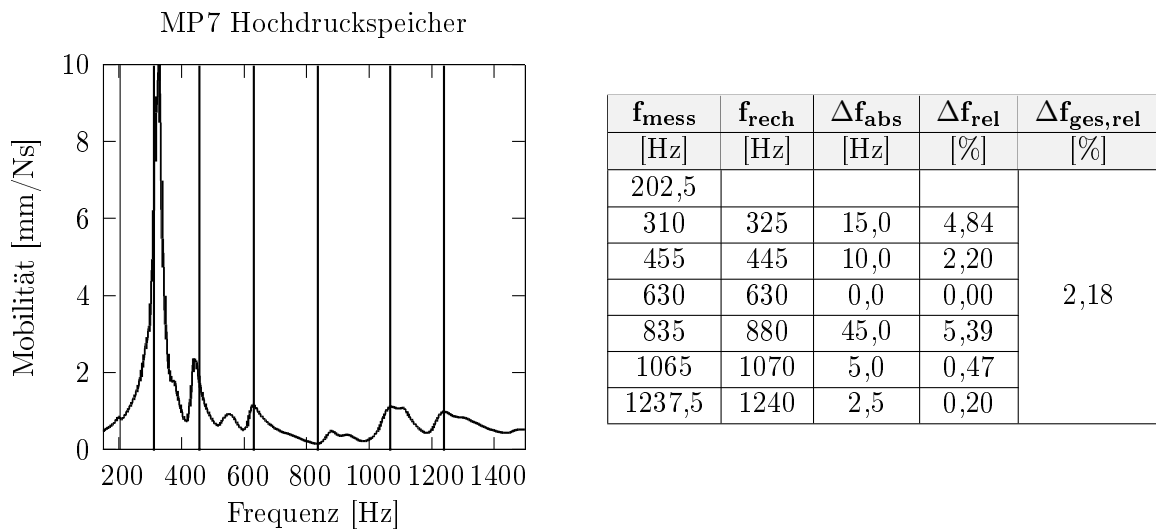


Abbildung 5.6: Eingangsmobilität des Messpunktes am Hochdruckspeicher nach Abschluss der Parametervariationen

**Anzahl der Resonanzen:** Mit Ausnahme dieser Resonanzen aufgrund globaler MGV-Moden, in den Abbildungen 5.5 und 5.6 als dünne, vertikale Linien dargestellt, wird die Anzahl der Resonanzfrequenzen für alle Messpunkte in den Berechnungen richtig wiedergegeben.

**Abweichungen der Resonanzfrequenzen:** Aus den Tabellen in den Abbildungen 5.5 und 5.6 sind in den Messpunkten auf Kunststoffteilen, MP3 (Sensorplatte) bzw. MP4 (Ventilhaube), deutlich größere Abweichungen der Resonanzfrequenzen von Messung und Rechnung ersichtlich als im Messpunkt auf der Stahlstruktur des Hochdruckspeichers. Gründe dafür sind der Beschreibung der viskoelastischen Materialeigenschaften des glasfaserverstärkten Kunststoffes zuzuschreiben.

- **Isotropes Materialmodell:** Faserverstärkte Kunststoffe weisen bezüglich der Hauptfaserorientierung stark anisotropes Materialverhalten auf. Bedingt durch die Herstellung der Zylinderkopfhaube im Spritzgußverfahren entstehen Bereiche unterschiedlicher Faserorientierung, die sowohl von der Fließrichtung des Materials im Gußwerkzeug als auch vom Abstand zu den Werkzeugwänden abhängen (siehe Kapitel 2.3.2). Mit isotropen Materialmodellen können diese lokal stark unterschiedlichen Materialeigenschaften der Kunststoffbauteile nur verschmiert abgebildet werden.
- **Verwendete Materialdaten:** Die verwendeten Materialdaten wurden aus dem FVV-Forschungsvorhaben „Akustik Kunststoffbauteilsimulation“ übernommen. Zur Bestimmung der Materialparameter mittels dynamisch-mechanischer Analysen wurden in diesem Forschungsvorhaben Materialproben aus einem bezüglich Glasfaseranteil und Matrixmaterial ähnlichen Material eines anderen Herstellers verwendet. Da es sich bei dem Probenmaterial nicht um optimierte Spezialwerkstoffe handelt, wurde von der Über-

tragbarkeit der Materialdaten auf äquivalente Kunststoffe anderer Hersteller ausgegangen [2]. Zur Bestätigung dieser Annahme müssten jedoch detailliertere Untersuchungen zur Bestimmung der Materialdaten des Kunststoffes der hier verwendeten Zylinderkopfhaube durchgeführt werden.

- Linear-viskoelastische Näherung: Für geringe Belastungen bzw. geringe Auslenkungen wird bei Kunststoffen linear-viskoelastisches Materialverhalten angenommen. Das bedeutet, dass Speicher- und Verlustmodul bei gleichbleibender Beanspruchungsfrequenz konstant angenommen und Nichtlinearitäten (z.B. Abhängigkeit von der Höhe der Beanspruchung) vernachlässigt werden.

Auf Stahlstrukturen, Messpunkt MP7 am Hochdruckspeicher, sind die Abweichungen der Resonanzfrequenzen zwischen Messung und Rechnung deutlich geringer (im Durchschnitt weniger als 2,2%). Im Gegensatz zu den Kunststoffkomponenten handelt es sich hier jedoch um isotrope, linearelastische Materialien, deren Eigenschaften in FEM-Simulationen sehr gut abgebildet werden können.

## 5.5 Vergleich Grob- und Feinmodell

Im Anschluss an die Parametervariationen am Grobmodell der Zylinderkopfhaube (6mm max. Elementkantenlänge) wurde ein Vergleich mit dem feineren Modell (4mm max. Elementkantenlänge) durchgeführt. Dabei wurden bei beiden Modellen die aus den Abgleichen des 6mm-Modells resultierenden Parameter verwendet. Die berechneten Eingangsmobilitäten beider Modelle sowie die jeweiligen Abweichungen der Resonanzfrequenzen zu den Ergebnissen der Betriebsschwingungsanalyse sind in Abbildung 5.7 dargestellt. Verglichen werden nur die Messpunkte auf den Kunststoffteilen, da sich die beiden Berechnungsmodelle bezüglich der Elementkantenlänge der Stahlstruktur des Kraftstoffsystems nicht unterscheiden.

Die Berechnung der Eingangsmobilitäten der beiden Modelle ergibt qualitativ nahezu gleiche Ergebnisse. Die Verläufe der Eingangsmobilitäten des 4mm-Modells sind bezüglich der Frequenzlage zu etwas niedrigeren Frequenzen verschoben und zeigen leicht erhöhte Amplituden. Dies kann über die steigende Anzahl der Freiheitsgrade des Feinmodells begründet werden. Im Allgemeinen nimmt die Steifigkeit von FEM-Modellen mit steigender Anzahl an Freiheitsgraden ab. Aufgrund dieser Frequenzverschiebung steigen auch die Abweichungen der Resonanzfrequenzen bezüglich der Betriebsschwingungsanalyse. Ein zusätzlicher Abgleich der verwendeten Parameter am Feinmodell würde diese Verschiebung der Frequenzlage und die daraus resultierende Erhöhung der Abweichungen verhindern, ist jedoch aufgrund der hohen Rechenzeiten des Feinmodells nicht durchgeführt worden (vergleiche Kapitel 5.1).

Die qualitativ gleichwertigen Ergebnisse bei der Berechnung der Eingangsmobilitäten mit den beiden Modellen zeigen, dass das Grobmodell mit 6mm maximaler Elementkantenlänge ausreichend ist um das dynamische Verhalten der Zylinderkopfhaube im betrachteten Frequenzbereich zu erfassen. Eine Reduzierung der maximalen Elementkantenlänge bzw. eine Erhöhung der Elementanzahl führt zu einem starken Anstieg der Rechenzeiten ohne erkennbarer Vorteile in der Qualität der Ergebnisse.



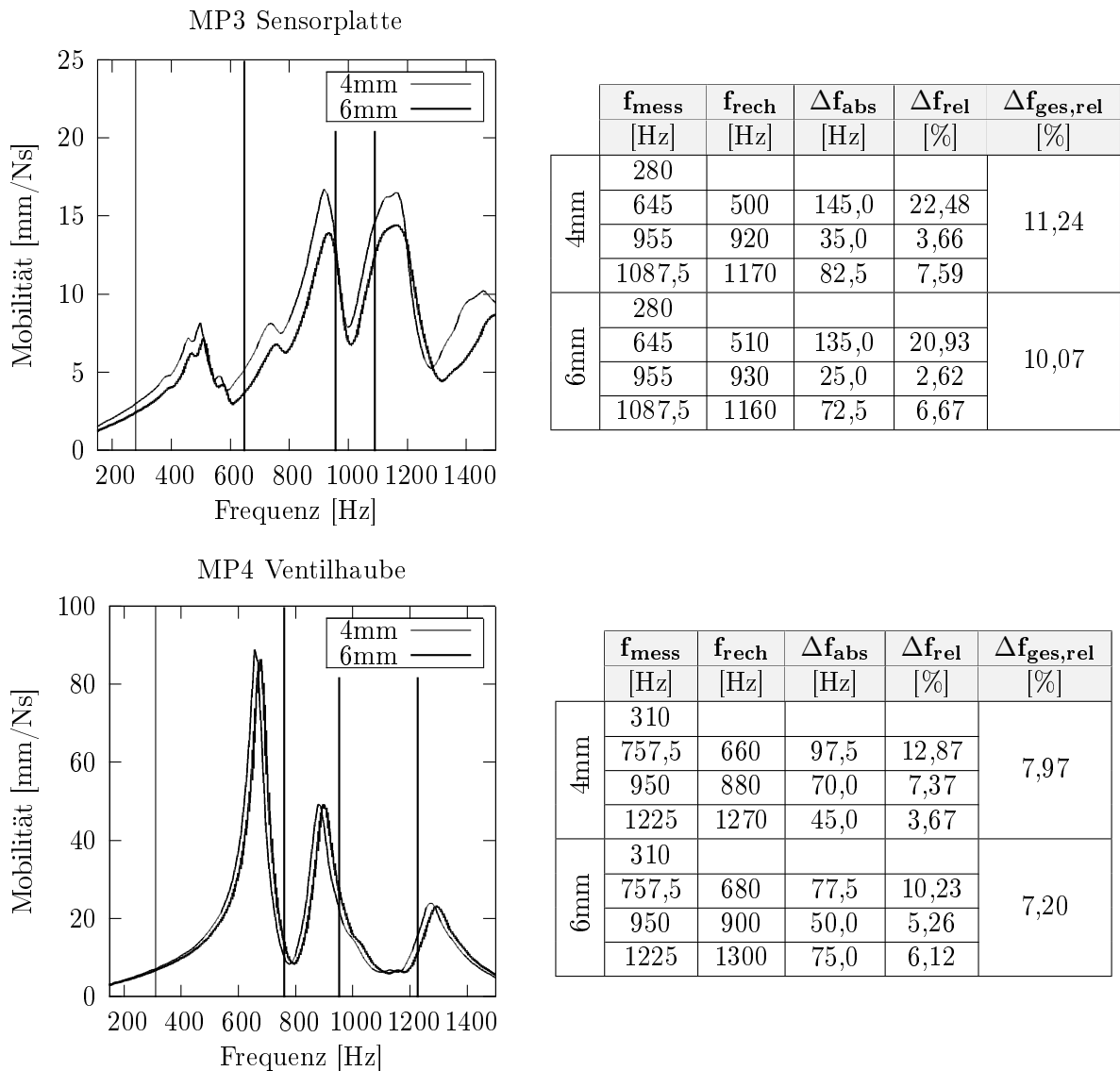


Abbildung 5.7: Vergleich der Eingangsmobilität von Fein- und Grobmodell in Messpunkten auf Kunststoffstrukturen

## 5.6 Vergleich linear- und viskoelastisches Materialmodell

Nach den Berechnungen der Eingangsmobilitäten auf Basis der linear-viskoelastischen Materialbeschreibung des FVV-Forschungsvorhabens „Akustik Kunststoffbauteilsimulation“ wurde zum Vergleich ein linearelastisches Modell der Zylinderkopfaube erstellt. Den Kunststoffbauteilen wurde in diesen Berechnungen zusätzlich eine Strukturdämpfung aufgeprägt. Erste Berechnungen mit diesem linearelastischen Modell ergaben qualitativ sehr ähnliche Ergebnisse bezüglich der Eingangsmobilitäten in den betrachteten Messpunkten. Im ersten Schritt wurden durch Anpassung des Elastizitätsmoduls die Frequenzlagen der Resonanzen mit den Ergebnissen der Betriebsschwingungsanalyse abgeglichen. Über die Strukturdämpfung der Kunststoffbauteile wurden anschließend die Amplituden der berechneten Eingangsmobilitäten an die Ergebnisse der visko-

elastischen Berechnung angepasst.

### 5.6.1 Bestimmung des Elastizitätsmoduls

Bei Variation des Elastizitätsmoduls bleibt der qualitative Verlauf der Eingangsmobilitäten erhalten. Wie in Abbildung 5.8 ersichtlich werden lediglich die Resonanzen mit steigendem E-Modul in höhere Frequenzbereiche verschoben.

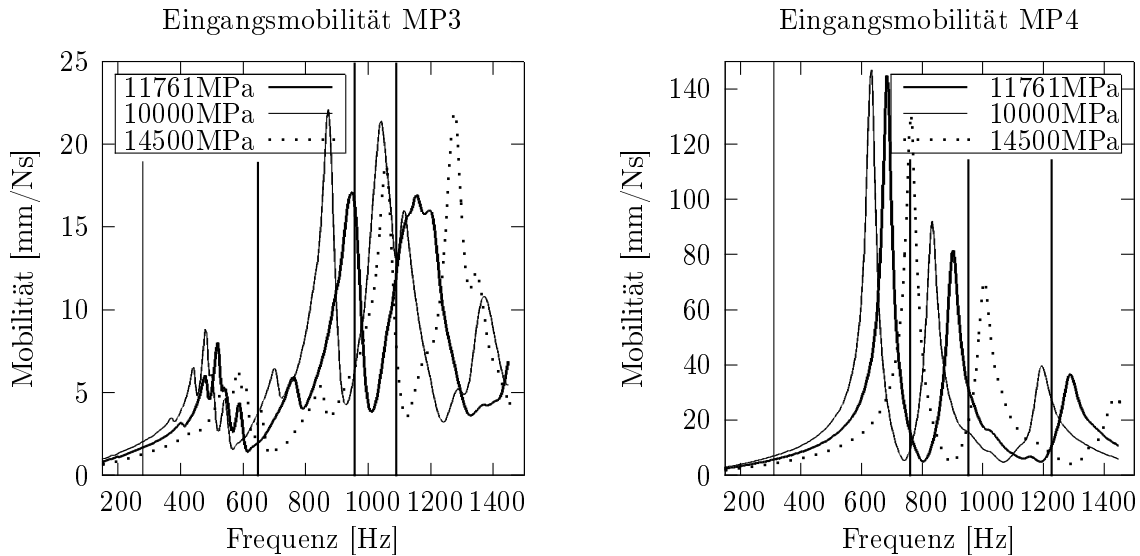
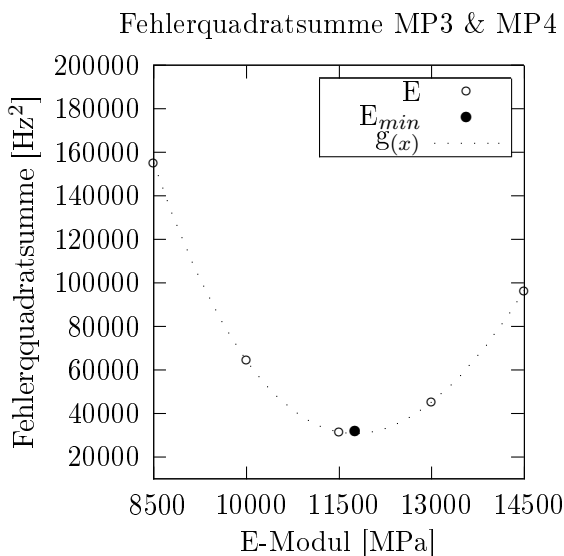


Abbildung 5.8: Eingangsmobilitäten der Messpunkte auf Kunststoffstrukturen bei unterschiedlichem E-Modul



$$SQF = \sum (f_{Rech} - f_{Mess})^2 \rightarrow \min$$

$$\rightarrow \mathbf{E_{min} = 11761MPa} \quad (5.5)$$

Datenblatt PA66GF35[2]:

$$E_{Zug} = 11400MPa$$

Abbildung 5.9: Fehlerquadratsummen der Resonanzfrequenzen in den Messpunkten auf Kunststoffstrukturen bei unterschiedlichem E-Modul

Die Bestimmung des Elastizitätsmoduls für die linearelastischen Berechnungen erfolgte daher analog zur Ermittlung des Steifigkeitsfaktors in Kapitel 5.4.1 durch Minimierung der Abweichungen der Resonanzfrequenzen von Messung und Berechnung in den beiden Messpunkten der Kunststoffstruktur, MP3 Sensorplatte bzw. MP4 Ventilhaube.

Der auf diese Weise erhaltene Elastizitätsmodul, Gleichung 5.5, liegt in einer für glasfaserverstärkte Kunststoffe realistischen Größenordnung. In den Materialdaten des FVV-Forschungsvorhabens wird im trockenen Zustand ein Zug-Elastizitätsmodul von 11400MPa angegeben.

### 5.6.2 Bestimmung der Dämpfung

Um zu zeigen, ob die Ergebnisse des rechenzeitintensiven, viskoelastischen Materialmodells auch mit einem weniger aufwändigen, linearelastischen Modell erreicht werden können, wurden die Amplituden der Resonanzen in den Eingangsmobilitäten der linearen Rechnung über die Strukturdämpfung der Kunststoffbauteile an die Ergebnisse der viskoelastischen Berechnung angeglichen. In Abbildung 5.10 sind die Eingangsmobilitäten der Messpunkte auf Kunststoffstrukturbauteilen mit unterschiedlicher Dämpfung der Kunststoffkomponenten dargestellt. Die Amplituden der einzelnen Resonanzen aus der viskoelastischen Berechnung werden in diesen Diagrammen als horizontale Linien eingezeichnet.

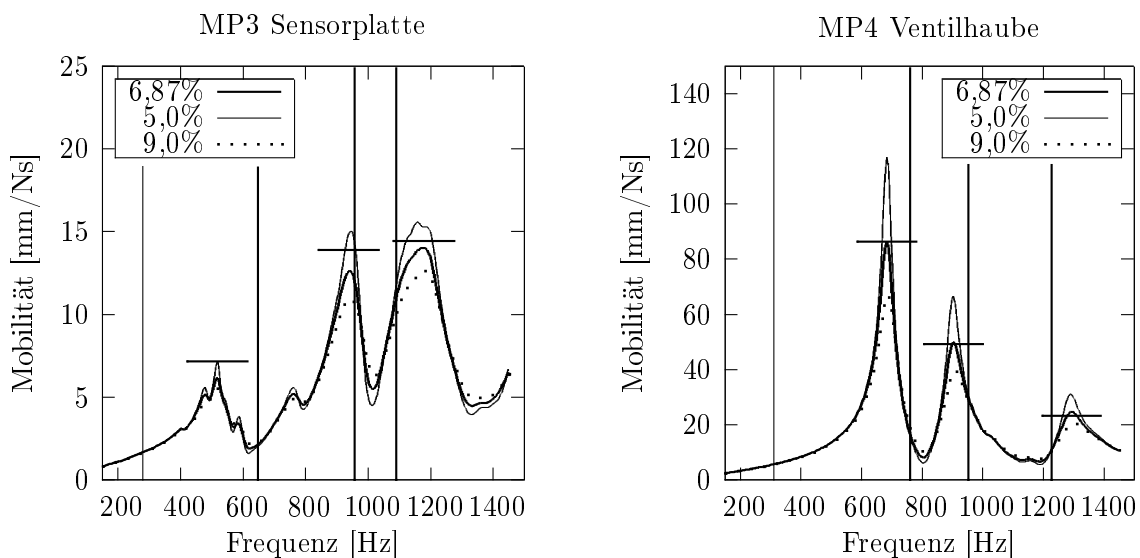
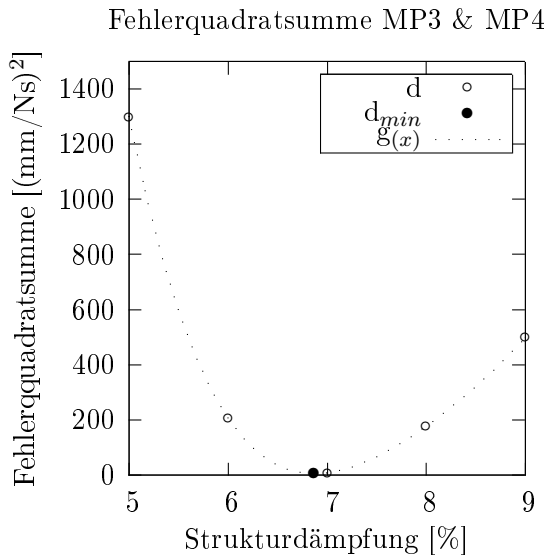


Abbildung 5.10: Eingangsmobilitäten der Messpunkte auf Kunststoffstrukturen bei unterschiedlicher Strukturdämpfung des Kunststoffes

Analog zu den bisherigen Abgleichen wurden auch hier die Abweichungen der Resonanzamplituden aus den Eingangsmobilitäten bei linear- und viskoelastischer Berechnung mit unterschiedlichen Strukturdämpfungen des Kunststoffes bestimmt. Der im weiteren verwendete Dämpfungswert ergibt sich aus der Bestimmung des Minimums dieser Abweichungen, siehe Kapitel 5.4.1.

Der aus dieser Minimierung resultierende Strukturdämpfungswert, Gleichung 5.6, liegt ebenfalls in einem für dieses Material charakteristischen Bereich. Die Dämpfung des viskoelastischen Modells würde im betrachteten Frequenzbereich einen Mittelwert von 6,95% ergeben.



$$SQF = \sum (f_{Rech} - f_{Mess})^2 \rightarrow \min$$

$$\rightarrow \mathbf{d_{min} = 6,87\%} \quad (5.6)$$

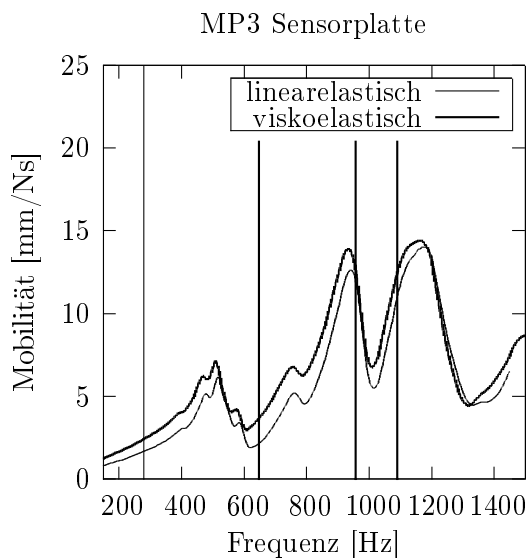
Mittelwert aus viskoelastischem Materialmodell (170-1450Hz):

$$\bar{d}_{visko} = 6,95\%$$

Abbildung 5.11: Abweichungen der Resonanzfrequenzen bei unterschiedlicher Dämpfung

### 5.6.3 Vergleich der beiden Modelle

In den Abbildungen 5.12 und 5.13 sind die Eingangsmobilitäten des linearelastischen Modells nach Abgleich von E-Modul und Dämpfung den Ergebnissen der viskoelastischen Rechnung gegenübergestellt.



	$f_{mess}$ [Hz]	$f_{rech}$ [Hz]	$\Delta f_{abs}$ [Hz]	$\Delta f_{rel}$ [%]	$\Delta f_{ges,rel}$ [%]
linear	280				9,82
	645	520	125,0	19,38	
	955	940	15,0	1,57	
	1087,5	1180	92,5	8,51	
visko	280				10,07
	645	510	135,0	20,93	
	955	930	25,0	2,62	
	1087,5	1160	72,5	6,67	

Abbildung 5.12: Vergleich der Eingangsmobilität von linear- und viskoelastischem Modell im Messpunkten MP3 (Sensorplatte)

Mit einer Rechenzeit von nur 1,5 Stunden (26 Stunden mit viskoelastischem Materialmodell) wurden mit dem linearelastischen Modell der Zylinderkopfaube sehr vergleichbare Ergebnisse erzielt. Sowohl der qualitative Verlauf der Eingangsmobilitäten als auch Frequenzlage und Amplitude der

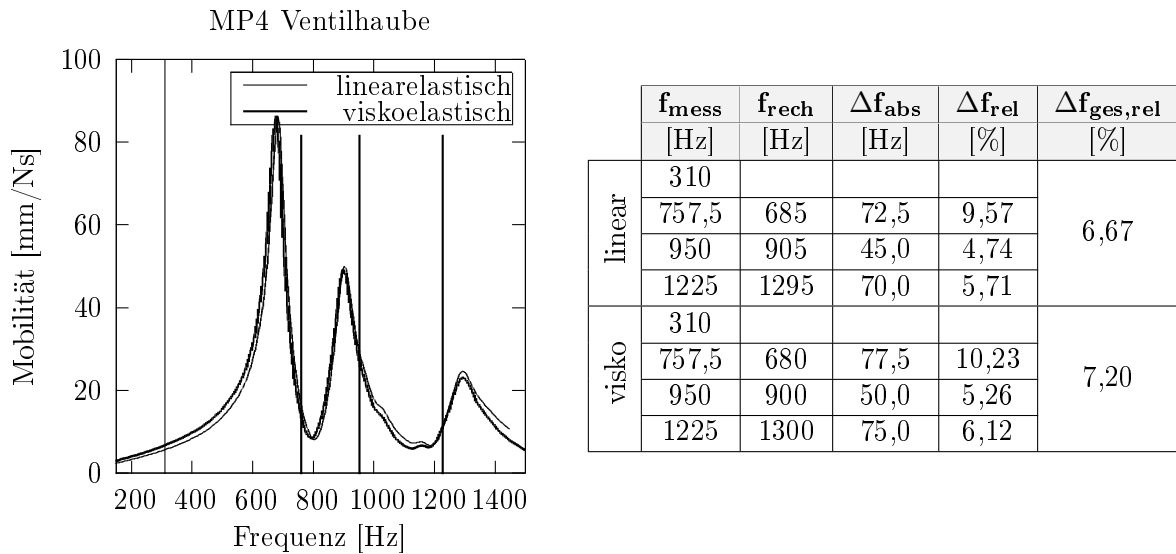


Abbildung 5.13: Vergleich der Eingangsmobilität von linear- und viskoelastischem Modell im Messpunkten MP4 (Ventilhaube)

Resonanzen entsprechen mit sehr guter Näherung den Ergebnissen der viskoelastischen Berechnungen. Der Einfluss der mit der Frequenz ansteigenden Dämpfung des viskoelastischen Modells ist in den Eingangsmobilitäten nur in sehr geringem Ausmaß ersichtlich.

Somit können im betrachteten Frequenzbereich bei Anwendung linearelastischer Modelle und angepasster Dämpfung mit weit geringerem Rechenaufwand bezüglich der linear-viskoelastischen Berechnung qualitativ und quantitativ gleichwertige Ergebnisse erreicht werden.

## 5.7 Zusammenfassung der Berechnungen am Subsystem

Die Berücksichtigung der frequenzabhängigen Parameter des viskoelastischen Materialmodells ist nur in direkter Frequenzantwortrechnung ohne modaler Kondensierung möglich. Die Anzahl der Freiheitsgrade des betrachteten Berechnungsmodells wirkt sich dabei maßgeblich auf die Rechenzeiten aus, siehe Tabelle 5.1. Um die Rechenzeiten in einem vernünftigen Rahmen zu halten, müssen daher bei der Verwendung solcher Materialmodelle die Umfänge der betrachteten Systeme möglichst gering gehalten werden. Auch in Bezug auf die Ergebnisqualität brachte die Reduzierung der Elementgröße keine erkennbaren Vorteile.

max. Elementkantenlänge	Freiheitsgrade des Subsystems	Rechenzeiten je Frequenzschritt	Rechenzeiten gesamt
6mm	≈2 500 000	12min	1,1 Tage
4mm	≈5 000 000	2h 45min	15 Tage

Tabelle 5.1: Rechenzeiten bei unterschiedlichen Elementgrößen (Direct Frequency Response in MSC Nastran)

Zur Bestimmung der Bauteilresonanzen des Zylinderkopfhaubensubsystems erwies sich die Methode der Berechnung von Eingangsmobilitäten in ausgewählten Messpunkten als geeignet. Dabei ist darauf zu achten, dass die Einbaubedingungen der betrachteten Komponenten im Motorraum (z.B. Steifigkeiten der angrenzenden Komponenten) mit berücksichtigt werden. Über die Berechnung der Eingangsmobilitäten konnte im betrachteten Frequenzbereich, mit Ausnahme der Resonanzen aus globalen Schwingungen des im Subsystem nicht vorhandenen restlichen Motor-Getriebe-Verbandes, die Anzahl der Bauteilresonanzen exakt erfasst werden. In den Berechnungen wurden die Frequenzlagen der Resonanzen im Mittel mit 8,6% Abweichung zu den Auswertungen der Betriebsschwingungsanalyse wiedergegeben.

Auch bei der Anwendung linearelastischer Modelle mit zusätzlicher Strukturdämpfung der Kunststoffkomponenten konnten trotz Vernachlässigung von Frequenzabhängigkeiten der Werkstoffparameter sehr vergleichbare Ergebnisse erzielt werden. Von großer Bedeutung ist dabei die Wahl der linearelastischen Materialparameter entsprechend der vorherrschenden Motorraumbedingungen. Nach Abstimmung von Elastizitätsmodul (3% Abweichung zu den Herstellerangaben aus Zugversuchen) und Dämpfung (1% Abweichung bezüglich des Mittelwerts der viskoelastischen Daten im betrachteten Frequenzbereich) lieferten sowohl das linearelastische als auch das linear-viskoelastische Modell qualitativ und quantitativ gleichwertige Ergebnisse, siehe Tabelle 5.2. Ein wesentlicher Vorteil linearelastischer Modelle liegt in der Möglichkeit der modalen Kondensierung des Systems. Linearelastische Modelle ergaben Rechenzeiten von nur 1,5 Stunden ( $\approx 5,7\%$  der Rechenzeit linear-viskoelastischer Modelle).

Modellierung	mittlere Abweichung der Resonanzfrequenzen	Rechenzeiten gesamt
linear-viskoelastisch	$\approx 8,6\%$	1,1 Tage
linearelastisch	$\approx 8,2\%$	1,5 Stunden

Tabelle 5.2: Rechenzeiten und Frequenzabweichungen zur Betriebsschwingungsanalyse am Motorprüfstand bei unterschiedlicher Materialbeschreibung

In zukünftigen Projektarbeiten können daher Kunststoffbauteile auf Basis der Berechnung von Eingangsmobilitäten an linearelastischen Subsystemen bezüglich kritischer Frequenzbereiche bzw. Bauteilresonanzen bewertet werden. Somit ist es möglich, bereits in frühen Entwicklungsphasen, in denen noch kein Modell des gesamten Motor-Getriebe-Verbandes vorhanden ist, Relativvergleiche zwischen unterschiedlichen Bauteilvarianten oder Bauteiloptimierungen durchzuführen.

## 6 Berechnungen am gesamten Motor-Getriebe-Verband

Der zweite Teil der Berechnungen befasst sich mit dem gesamten Motor-Getriebe-Verband. Zuerst werden die im ersten Berechnungsteil gewählten Systemgrenzen kontrolliert. Anschließend folgt die Bestimmung globaler Schwingungen des MGVs bei unterschiedlicher Modellierung der Zylinderkopfhaube. Zur Validierung des Motor-Getriebe-Verband-Modells werden sowohl linearelastische Motorhochlaufrechnungen als auch viskoelastische Submodellhochlaufrechnungen durchgeführt. Abschließend erfolgt noch die Bestimmung der Oberflächenschnelleverteilung auf den Kunststoffkomponenten der Zylinderkopfhaube. Die ersten Berechnungen am Motor-Getriebe-Verband werden mit Erfahrungswerten bezüglich der Dämpfung (3% modale Dämpfung bzw. 6% Strukturdämpfung) durchgeführt. Im Laufe der Motorhochlaufrechnungen wird dieser Dämpfungswert an die Ergebnisse der Betriebsschwingungsanalyse angepasst.

### 6.1 Vergleich Superelement ZK / MGV

Um zu zeigen, dass die Systemgrenzen bei den Berechnungen am Subsystem der Zylinderkopfhauptbaugruppe ausreichend gewählt waren, werden die Eingangsmobilitäten in den Messpunkten der Betriebsschwingungsanalyse auch am gesamten Motor-Getriebe-Verband sowohl viskoelastisch als auch linearelastisch bestimmt. Der restliche MGV wird wie auch der Zylinderkopf im ersten

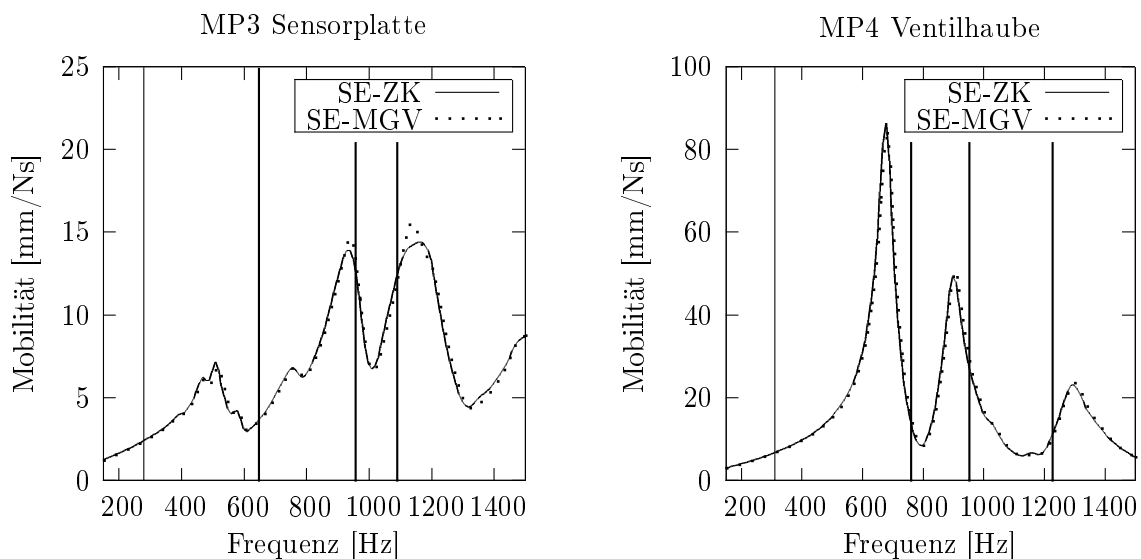


Abbildung 6.1: Vergleich Superelement MGV mit Superelement ZK viskoelastisch

Teil der Berechnungen aus Gründen der Rechenzeiten wieder zu einem Superelement reduziert (gemischte Kondensierung, siehe Kapitel 2.4.3). Die Vergleiche der Eingangsmobilitäten der beiden Messpunkte der Kunststoffstruktur bei visko- und linearelastischer Berechnung sind in den Abbildungen 6.1 und 6.2 dargestellt.

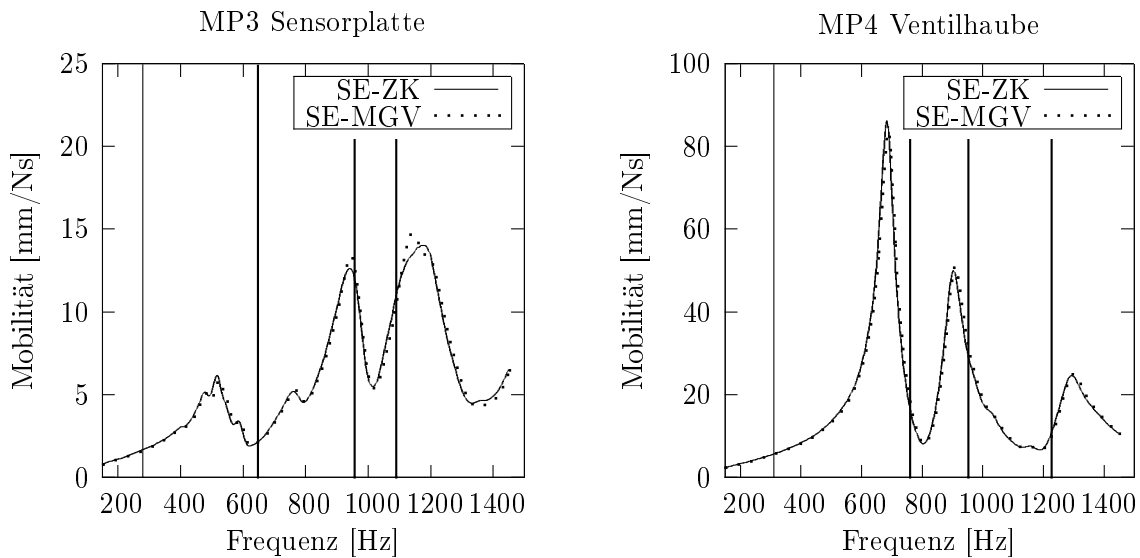


Abbildung 6.2: Vergleich Superelement MGV mit Superelement ZK linearelastisch

Da die Berechnung der Eingangsmobilitäten mit beiden Superelementen nahezu gleiche Ergebnisse liefert, ist es zur Bestimmung der Resonanzen von Subsystemen ausreichend, zur Berücksichtigung der Anbindungssteifigkeit zwischen den Schnittstellenknoten lediglich die angrenzenden Bauteile (im Fall der Zylinderkopfhaube: Zylinderkopfgbaugruppe, Hochdruckpumpe und HDP-Abstützung) zu modellieren.

## 6.2 Globale Schwingungen des MGV

Im ersten Schritt werden anhand der bisherigen Standardmodellierung des Motor-Getriebe-Verbandes, in der die Baugruppe der Zylinderkopfhaube mit Punktmassen berücksichtigt wird, die globalen Schwingungen des MGV bestimmt. Anschließend wird der Einfluss der Modellierung der Zylinderkopfgbaugruppe (Punktmassen oder FEM-Strukturen) untersucht.

### 6.2.1 Standardmodellierung (ZKH als Punktmassen)

In anderen Projekten hat sich zur Darstellung globaler Schwingformen eines Motor-Getriebe-Verbandes eine Anregung im fünften Hauptlager als geeignet erwiesen. Zur Darstellung von Torsionsschwingungen und Querbiegungen eignet sich dabei die Anregung in Y-Richtung des Motorkoordinatensystems, für globale Hochbiegungen die Z-Richtung. Abbildung 6.3 zeigt die Position von Anregungs- und Auswerteknoten sowie die Auswertung der Beschleunigungen im linken, vorderen Anschraubpunkt der Zylinderkopfhaube.



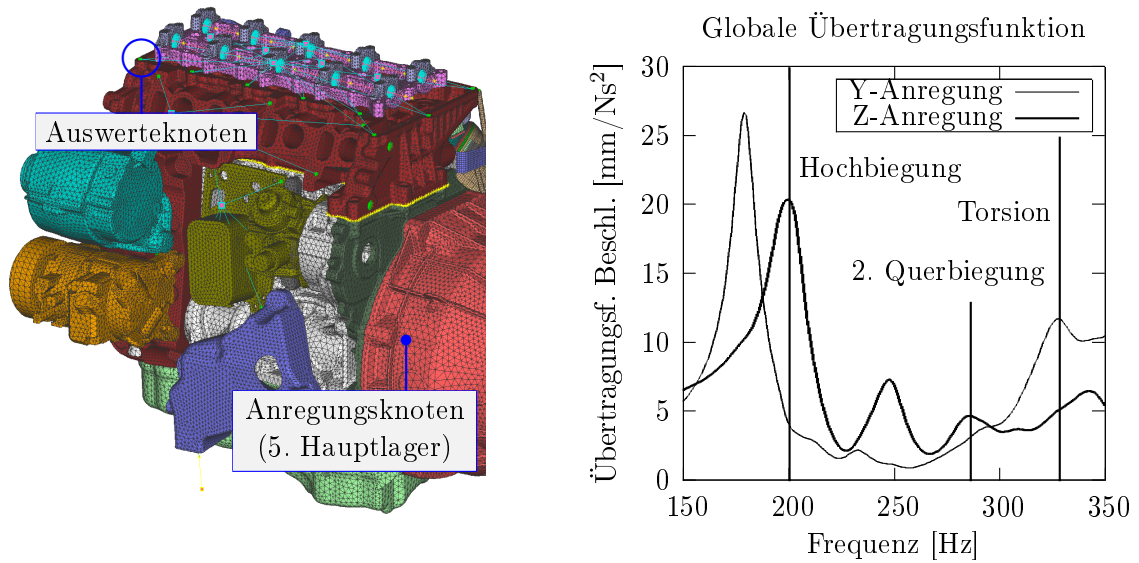


Abbildung 6.3: Globale Übertragungsfunktion MGV

Die am Motor-Getriebe-Verband auftretenden globalen Schwingungen ergänzen sich sehr gut mit den Ergebnissen der am Subsystem der Zylinderkopfhaubenbaugruppe berechneten Eingangsmobilitäten, vergleiche Abbildung 6.3 und 6.4.

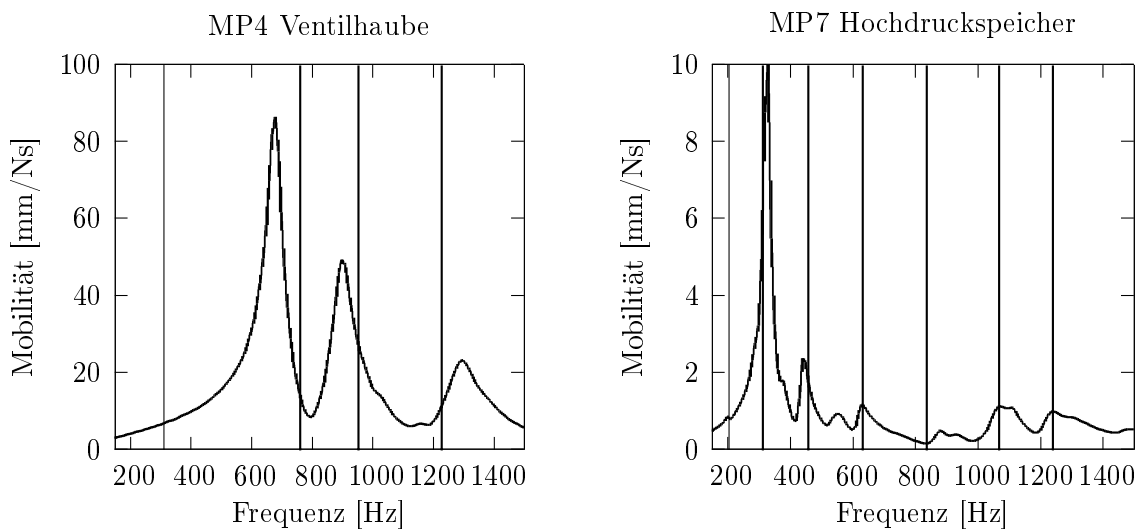


Abbildung 6.4: Ergebnisse der Eingangsmobilitäten aus viskoelastischer Berechnung am Subsystem der Zylinderkopfhaube

Die Betriebsschwingungsanalyse ergab im Messpunkt auf der Sensorplatte eine Resonanz bei 310Hz, die mit dem Subsystem der Zylinderkopfhaube nicht abgebildet werden konnte. Dies kann über eine globale Torsion des Motor-Getriebe-Verbandes erklärt werden, welche mit dem Subsystem nicht erfasst werden kann. Die Resonanz der Betriebsschwingungsanalyse am Hochdruckspeicher bei 202,5Hz wird ebenfalls auf globale Schwingungen des MGV zurückgeführt. Da es sich hier um eine Hochbiegung des Motor-Getriebe-Verbandes handelt, kann nachvollzogen werden,

weshalb diese Resonanz nur im Messpunkt am Hochdruckspeicher und nicht in den beiden anderen normal zur Hochrichtung ausgewerteten Messpunkten ersichtlich ist. Die Auswerterichtung des Messpunktes am Hochdruckspeicher steht zwar ebenfalls senkrecht auf die Bewegungsrichtung der Hochbiegung, jedoch wird der HD-Speicher über die schräg angreifenden Kraftstoffleitungen im Falle der Hochbiegung auch zu Schwingungen in anderen Richtungen angeregt. Die fehlende Resonanz bei 280Hz im Messpunkt auf der Sensorplatte kann auch über globale Schwingungen des Motor-Getriebe-Verbandes erklärt werden. In diesem Frequenzbereich kommt es zu einer Querbiegung des MGVs.

Schwingform	Messpunkt	$f_{\text{mess}}$ [Hz]	$f_{\text{rech}}$ [Hz]	$\Delta f_{\text{abs}}$ [Hz]	$\Delta f_{\text{rel}}$ [%]
Hochbiegung	MP7 HD-Speicher	202,5	200	2,5	1,23
2. Querbiegung	MP3 Sensorplatte	280	286	6	2,14
Torsion	MP4 Ventilhaube	310	328	18	5,81
	MP7 HD-Speicher	310	328	18	5,81

Tabelle 6.1: Resonanzabweichungen der globalen Schwingungen

Die Abweichungen der Resonanzfrequenzen der Betriebsschwingungsanalyse von den berechneten Frequenzlagen globaler Schwingungen des Motor-Getriebe-Verbandes zeigt Tabelle 6.1.

### 6.2.2 FEM-Modell der ZKH (viskoelastisch)

Der nächste Schritt soll zeigen, ob sich die Berücksichtigung der Zylinderkopfhaube als FEM-Struktur anstatt der Punktmassen der bisherigen Standardmodellierung auf die Frequenzlage der globalen Schwingungen auswirkt. Dazu wurde die Zylinderkopfhaube mit viskoelastischem Materialmodell und der restliche MGV inklusive FEM-Modellen der Injektoren als Superelement

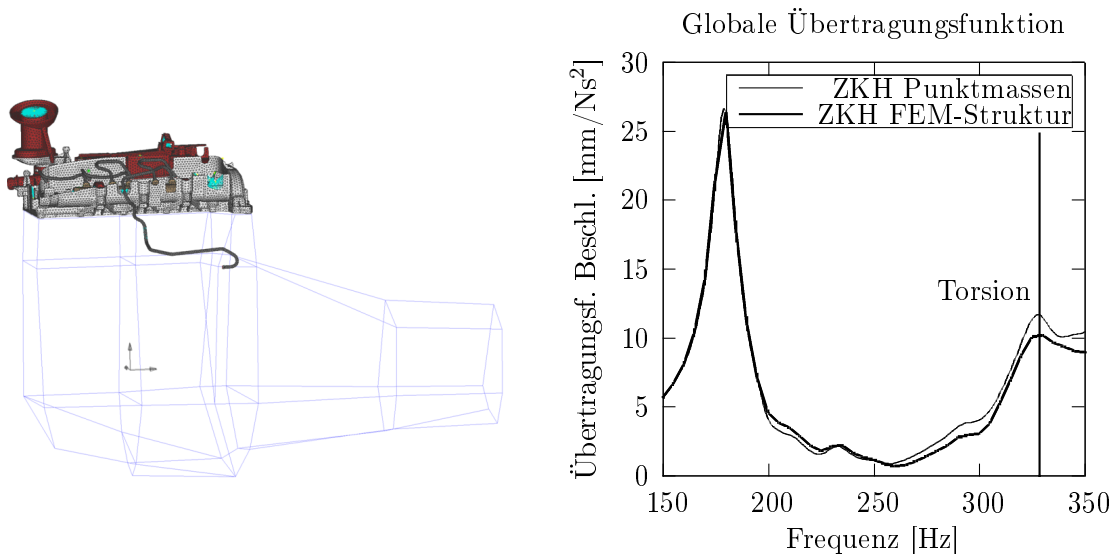


Abbildung 6.5: Vergleich Standardmodellierung mit FEM-Struktur der ZKH

berücksichtigt. Kraftangriffspunkt und Auswerteknoten sind die gleichen wie zuvor bei der Berücksichtigung der ZKH mit Punktmassen (kurbelwellenseitiger Punkt des fünften Hauptlagers und vorderer, linker Anschraubpunkt der ZKH).

Qualitativ zeigen beide Modellierungen der Zylinderkopfhaube die gleichen Ergebnisse, siehe Abbildung 6.5. Auf die Frequenzlage der Resonanzen hat die Art der Modellierung der Zylinderkopfhaube keine Auswirkungen. Lediglich das Dämpfungsverhalten wird durch die Ausmodellierung der Zylinderkopfhaube leicht beeinflusst.

### 6.3 Linearelastischer Volllast-Motorhochlauf

Bei den in den nachfolgenden Kapiteln behandelten Berechnungen handelt es sich entsprechend der Betriebsschwingungsanalyse um Volllast-Motorhochläufe von der Leerlauf- bis zur Abregeldrehzahl ( $850\text{-}5400\frac{1}{\text{min}}$ ). Da zur Generierung der Anregungsdaten der Motorhochläufe der komplette Kurbeltrieb, das Zweimassenschwungrad, die Kupplung und die Ausgleichswellen mit Zwischenrädern in einem flexiblen Modell des Motor-Getriebe-Verbandes in Mehrkörperdynamik-Simulationen verwendet wurden, werden diese in den FEM-Modellen des Motor-Getriebe-Verbandes entsprechend des dynamischen Schnittprinzips nicht mehr berücksichtigt, vergleiche Kapitel 4.3. Die aus diesen Mehrkörperdynamik-Simulationen erhaltenen Anregungsdaten beinhalten:

- Zylinderdruckkräfte
- Lagerkräfte der Ausgleichswellen
- Kolbenseitenkräfte
- Kräfte auf Kupplungswelle
- Hauptlagerkräfte

Ausgewertet werden im Zuge dieser Motorhochlaufrechnungen die Bandpegel der Beschleunigungen in den jeweiligen Messpunkten im Frequenzbereich 170-1450Hz gemäß Gleichung 6.1 (vergleiche Kapitel 3.3.2).

$$L_a = 10 \cdot \log_{10} \left( \frac{1}{2 \cdot a_0^2} \cdot \sum_i \hat{a}_i^2 \right) \quad (6.1)$$

#### 6.3.1 Validierung des Motor-Getriebe-Verband-Modells

Aufgrund der sehr guten Ergebnisse des linearelastischen Zylinderkopfhaubenmodells im ersten Teil der Berechnungen wird zur Validierung des MGV-Modells die Variante mit FEM-Struktur der Zylinderkopfhaube und linearelastischen Materialeigenschaften des Kunststoffes verwendet. Die Validierung des MGV-Modells erfolgt anhand des Messpunktes an der Verschraubung der Zylinderkopfhaube, da hier die Übertragungspfade zwischen den Anregungsknoten am MGV und dem Auswertepunkt nur linearelastische, isotrope Materialien beinhalten, welche in FEM-Simulationen im Allgemeinen gut abgebildet werden können. Die berechneten Beschleunigungsbandpegel sowie die Auswertung der Betriebsschwingungsanalyse im Messpunkt MP1 (Verschraubung der ZKH) sind in Abbildung 6.6 gegenübergestellt.

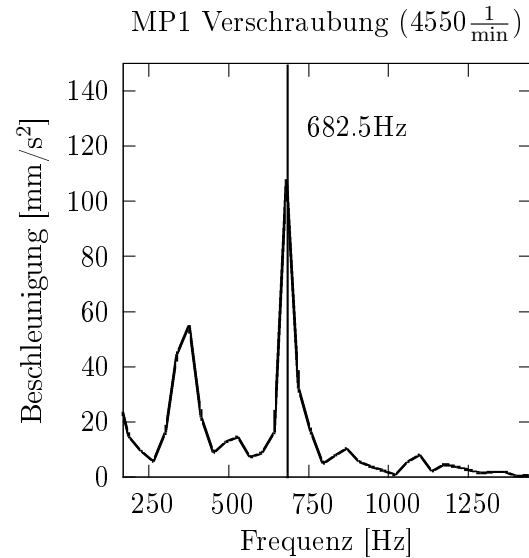
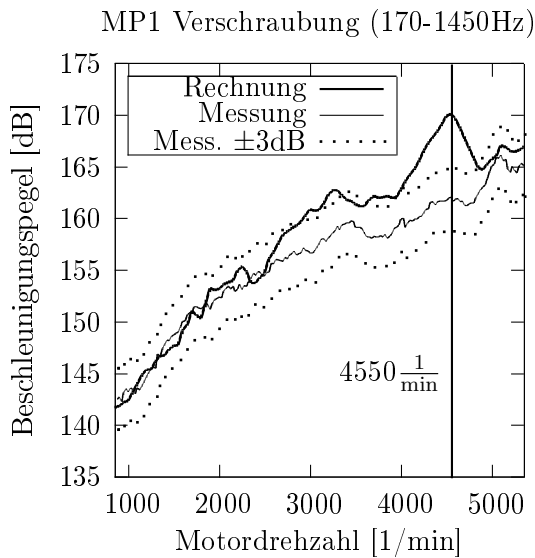


Abbildung 6.6: Bandpegel 170-1450Hz MP1    Abbildung 6.7: Beschleunigungen  $4550 \frac{1}{\text{min}}$  MP1

Qualitativ kann der Verlauf der Bandpegel über der Drehzahl in der Berechnung gut wiedergegeben werden. Mit Ausnahme der Überhöhung bei  $4450 \frac{1}{\text{min}}$  weisen die berechneten Beschleunigungsbandpegel auch quantitativ weitgehend weniger als  $\pm 3\text{dB}$  Abweichung bezüglich der Messwerte auf. Um mögliche Ursachen für diese stärkeren Abweichungen bei  $4450 \frac{1}{\text{min}}$  zu untersuchen wurde der entsprechende Drehzahlschnitt aus dem Campbell-Diagramm der Beschleunigungen genauer betrachtet, siehe Abbildung 6.7. Aus dem Frequenzspektrum dieser Drehzahl ist ersichtlich, dass die Schwingung bei 682,5Hz im betrachteten Frequenzbereich den größten Anteil am Summenpegel der Beschleunigungen aufweist. Bei näherer Betrachtung dieser Schwingform konnten zwei mögliche Ursachen für diese Abweichungen von Messung und Berechnung in der Modellierung des Motor-Getriebe-Verbandes gefunden werden.

**Zylinderkopfdichtung:** Im übernommenen Modell des Motor-Getriebe-Verbandes wurde die Zylinderkopfdichtung mit Punktmassen und RBE2-Elementen an den Anschraubpunkten des Zylinderkopfes am Kurbelgehäuse sowie an den Stoppfern der ZKD modelliert. Dadurch kommt es mit zunehmendem Abstand von den Anschraubpunkten zu immer stärkeren Relativbewegungen zwischen Zylinderkopf und Kurbelgehäuse, welche in der Realität nicht auftreten. Anstatt der bisherigen Modellierung wurde ein FEM-Modell der Zylinderkopf-

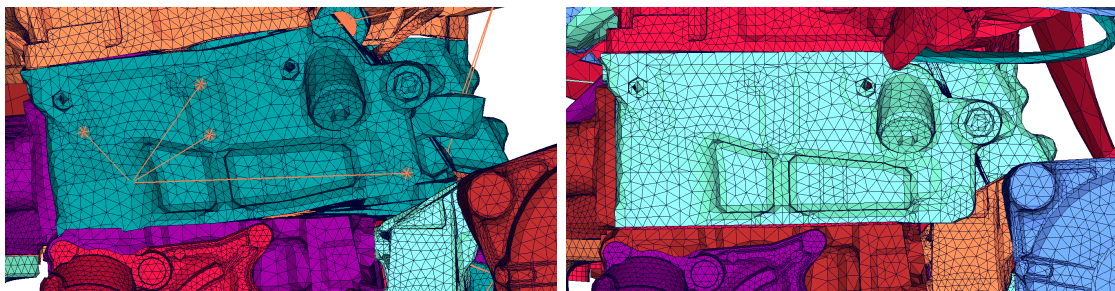


Abbildung 6.8: Änderungen an der Modellierung der Zylinderkopfdichtung

ichtung eingesetzt und in MSC Nastran über „glued contacts“ mit dem Zylinderkopf und dem Kurbelgehäuse verbunden. Variation des Elastizitätsmoduls der Zylinderkopfdichtung ergab keinen Einfluss auf die Beschleunigungsbandpegel der Messpunkte.

**Schaltstange des Getriebes:** Ebenfalls auffällig ist das starke Einknicken der Kupplungsglocke. Im oberen Bereich innerhalb der Kupplungsglocke befindet sich eine Stahl-Schaltwelle. Im übernommenen Modell des Getriebes wird diese über Ersatzmassen modelliert und die Steifigkeitserhöhung aufgrund dieser Stahlwelle nicht berücksichtigt. Um die Steifigkeitserhöhung durch die Schaltwelle zu erfassen, wird das Modell des Motor-Getriebe-Verbandes um ein Balkenmodell der Schaltwelle erweitert.

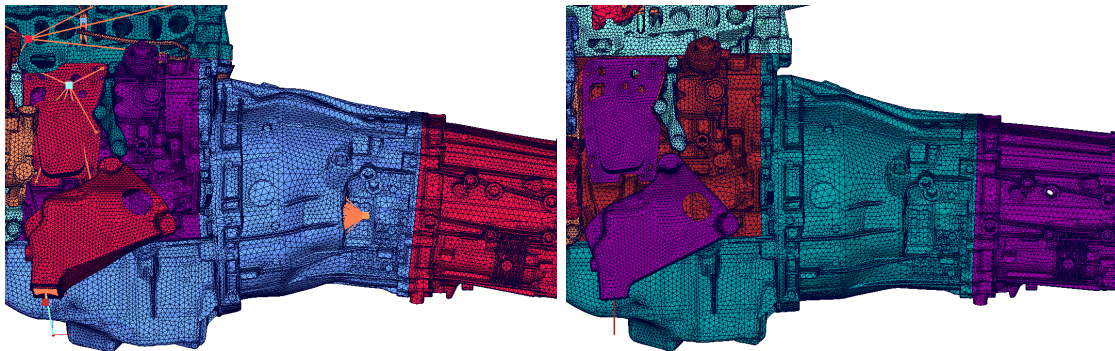
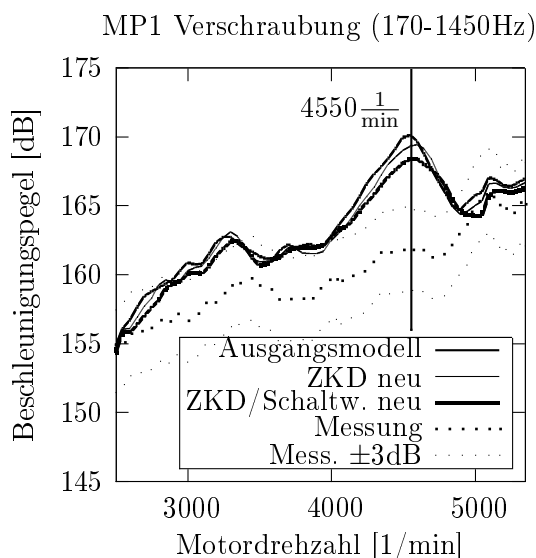


Abbildung 6.9: Änderungen an der Modellierung des Getriebes

Die Auswirkungen dieser beiden Modelländerungen sind in Abbildung 6.10 zusammengefasst. Demnach bewirken diese Modifizierungen eine Abnahme des Bandpegels der Beschleunigungen bei  $4550 \frac{1}{\text{min}}$  um  $1,72 \text{dB}$ , was einer Änderung der absoluten Beschleunigung von  $-18\%$  entspricht.



$$\Delta L = L_2 - L_1$$

$$L_i = 20 \cdot \log \left( \frac{a_i}{a_0} \right)$$

$$\Delta L = 20 \cdot \log \left( \frac{a_2}{a_0} \right) - 20 \cdot \log \left( \frac{a_1}{a_0} \right)$$

$$\rightarrow \Delta L = 20 \cdot \log \left( \frac{a_2}{a_1} \right)$$

$$\Delta L = -1,72 \text{dB} \rightarrow \Delta a_{abs} = -18\%$$

Abbildung 6.10: Einfluss der Änderungen am MGV-Modell

### 6.3.2 Dämpfung des Motor-Getriebe-Verband-Modells

Die in den nachfolgenden Motorhochlaufrechnungen verwendete modale Dämpfung des Motor-Getriebe-Verbandes wird analog zur Bestimmung des Steifigkeitsfaktors in Kapitel 5.4.1 durch Minimierung der Abweichungen der Beschleunigungsbandpegel von Messung und Berechnung ermittelt.

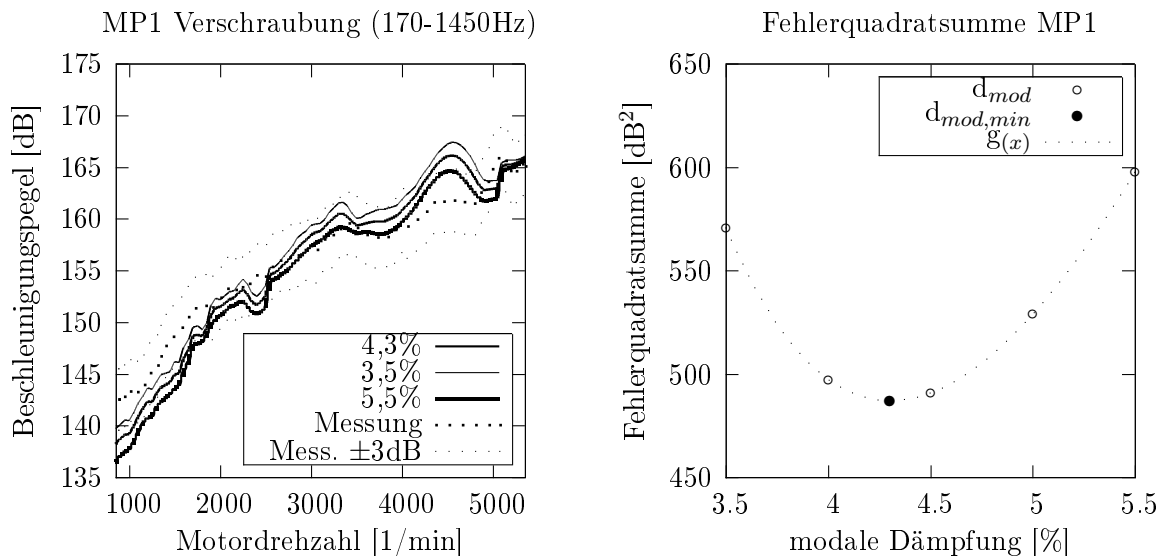


Abbildung 6.11: Bestimmung der modalen Dämpfung für Motorhochlaufrechnungen

$$SQF = \sum (L_{a,Rech} - L_{a,Mess})^2 \rightarrow \min$$

$$\rightarrow \mathbf{d_{mod,min} = 4,3\%} \quad (6.2)$$

Die geringsten Abweichungen der berechneten Beschleunigungsbandpegel von den Ergebnissen der Betriebsschwingungsanalyse wurden mit 4,3% modaler Dämpfung erzielt. Da die global definierte, modale Dämpfung somit höher ausfällt als die in Kapitel 5.6.2 abgeglichene Dämpfung des Kunststoffes (4,3% modale Dämpfung ist mit 8,6% Strukturdämpfung vergleichbar[10]) erhalten die Kunststoffe hier keine zusätzliche Dämpfung.

### 6.3.3 Ergebnisse des linearelastischen Motorhochlaufes

In Abbildung 6.12 sind die Ergebnisse aller betrachteten Messpunkte nach Abgleich der Dämpfung dargestellt. Die in diesen Diagrammen angegebenen mittleren Pegelabweichungen werden gemäß Gleichung 6.3 bestimmt. Sollen in diesen Mittelwertbildungen nur die Beträge der Pegeldifferenzen, ohne Berücksichtigung der Vorzeichen, einfließen, müssen die Verhältnisse der Absolutwerte größer als eins sein.

$$\Delta L = 20 \cdot \log \left( \frac{a_2}{a_1} \right)$$

$$\rightarrow \overline{\Delta L} = 20 \cdot \log \left( \frac{\sum_{i=1}^n \frac{a_{k,i}}{a_{l,i}}}{n} \right) \quad \frac{a_{k,i}}{a_{l,i}} = \begin{cases} \frac{a_{2,i}}{a_{1,i}} & \text{wenn } a_{2,i} > a_{1,i} \\ \frac{a_{1,i}}{a_{2,i}} & \text{wenn } a_{2,i} < a_{1,i} \end{cases} \quad (6.3)$$

Der qualitative Verlauf der Bandpegel der Beschleunigungen kann in allen Messpunkten von der Berechnung gut wiedergegeben werden. Lediglich im Bereich um  $4550 \frac{1}{\text{min}}$  zeigen die Berechnungen ein Peak, der in den Messungen nicht in gleichem Ausmaß vorhanden ist. Da dieser Peak bereits im Messpunkt der Verschraubung erkennbar ist, muss die Ursache dafür im Modell des Motor-Getriebe-Verbandes und nicht in der Modellierung der Zylinderkopfhaube gesucht werden.

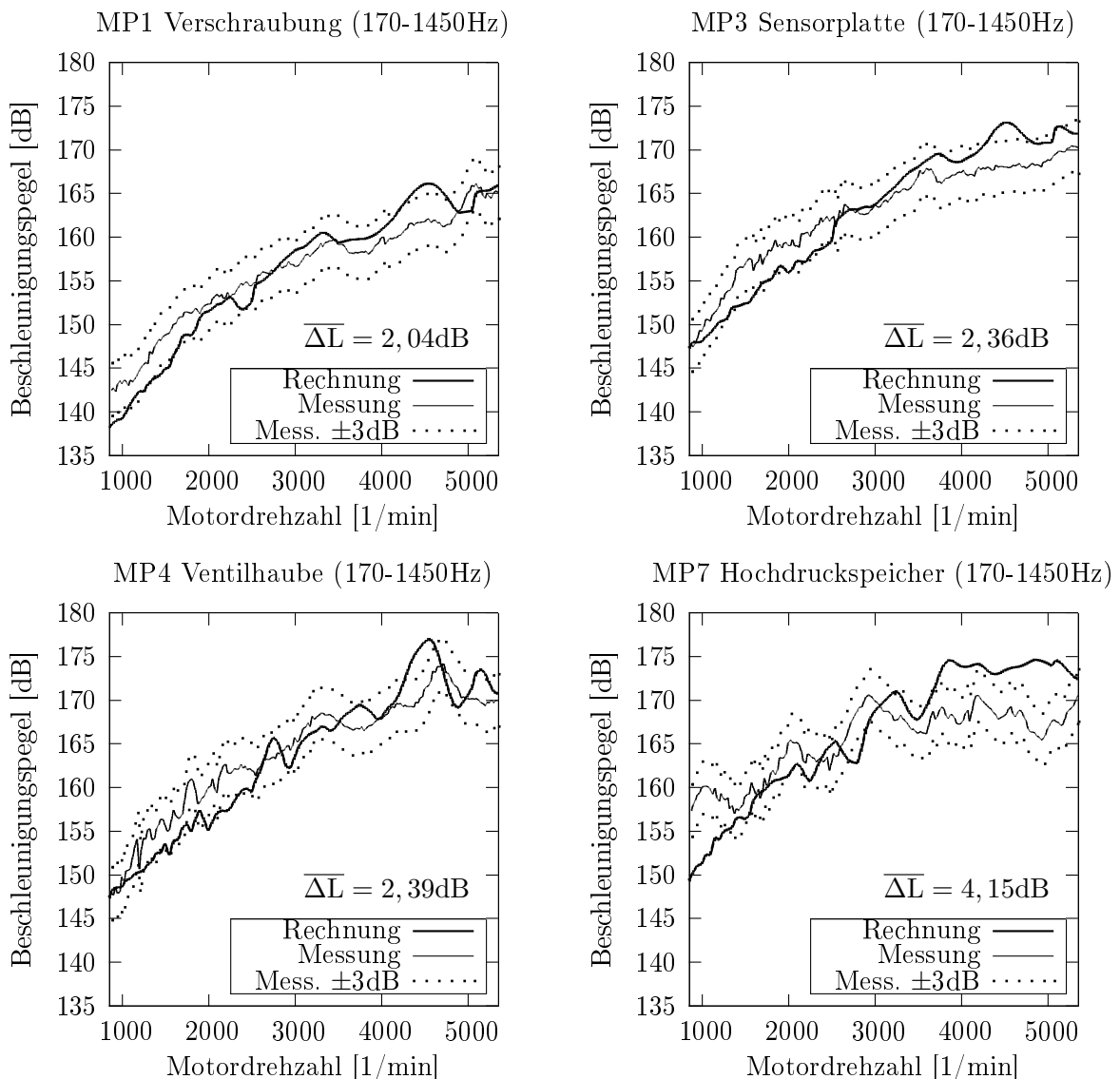


Abbildung 6.12: Ergebnisse der Beschleunigungsbandpegel des linearelastischen Volllast-Motorhochlaufes

Die berechneten Bandpegel der Beschleunigungen im Messpunkt an der Verschraubung von Zylinderkopfhaube und Zylinderkopf ergeben bei einer mittleren Pegelabweichung von 2dB die ge-

ringsten Abweichungen bezüglich der Messdatenauswertung der Betriebsschwingungsanalyse. In den beiden Messpunkten auf den Kunststoffbauteilen weisen die Beschleunigungsbandpegel eine mittlere Pegeldifferenz von etwa 2,4dB auf. Die Pegelabweichungen zwischen Messung und Berechnung liegen bei Kunststoffkomponenten somit etwas über den Abweichungen von Bauteilen aus herkömmlichen, linearelastischen Materialien. Die größeren Differenzen der Bandpegel im Messpunkt am Hochdruckspeicher können über die Modellierung der Lagerung des HD-Speichers erklärt werden. Die elastischen Entkoppellelemente werden in den Berechnungen mit isotropen, linearen Steifigkeiten abgebildet. Zur realitätsnahen Modellierung müssten die Materialeigenschaften dieser gummiartigen Lagerschalen eingehender untersucht werden.

## 6.4 Viskoelastischer Submodellhochlauf

Berechnungen am gesamten Motor-Getriebe-Verband in Kombination mit dem viskoelastischen Materialmodell sind aus Gründen der Rechenzeit nicht möglich. Daher werden zuerst über eine linearelastische Motorhochlaufrechnung, analog zu den Motorhochläufen in Kapitel 6.3, die Beschleunigungen an den Kontaktknoten zum Submodell der Zylinderkopfhauptbaugruppe bestimmt. Diese Beschleunigungen werden anschließend als Anregungen an den Schnittstellen des Subsystems aufgebracht. Auf diesem Weg können Hochlaufrechnungen mit dem viskoelastischen Materialmodell am Subsystem der ZKH-Baugruppe ohne den restlichen Motor-Getriebe-Verband durchgeführt werden. Zur Generierung der Beschleunigungsanregungen wird das im vorherigen Kapitel abgestimmte Modell des Motor-Getriebe-Verbandes mit linearelastischer FEM-Struktur der Zylinderkopfhauptbaugruppe verwendet. Die Drehzahlschrittweite des Submodellhochlaufes wurde ebenfalls aus Rechenzeitgründen größer als zuvor bei den linearelastischen Motorhochlaufrechnungen gewählt. In Auswertungen der Beschleunigungsbandpegel des linearelastischen Motorhochlaufes mit unterschiedlichen Drehzahlschrittweiten erwies sich eine Erhöhung der Schrittweite von  $50 \frac{1}{\text{min}}$  auf  $150 \frac{1}{\text{min}}$  als geeignet. Mit dieser Auflösung können die qualitativen Verläufe der Bandpegel noch gut erfasst und dennoch zwei Drittel des Rechenaufwandes eingespart werden. Abbildung 6.13 zeigt die Ergebnisse der berechneten Beschleunigungsbandpegel sowie die nach Gleichung 6.4 ausgewerteten mittleren Pegeldifferenzen von Messung und Berechnung im betrachteten Frequenzbereich.

$$\Delta L = 20 \cdot \log \left( \frac{a_2}{a_1} \right)$$

$$\rightarrow \overline{\Delta L} = 20 \cdot \log \left( \frac{\sum_{i=1}^n \frac{a_{k,i}}{a_{l,i}}}{n} \right) \quad \frac{a_{k,i}}{a_{l,i}} = \begin{cases} \frac{a_{2,i}}{a_{1,i}} & \text{wenn } a_{2,i} > a_{1,i} \\ \frac{a_{1,i}}{a_{2,i}} & \text{wenn } a_{2,i} < a_{1,i} \end{cases} \quad (6.4)$$

Die Beschleunigungsbandpegel von linear- und viskoelastischer Berechnung sind im Messpunkt an der Verschraubung der Zylinderkopfhauptbaugruppe deckungsgleich. Da es sich bei diesem Messpunkt um einen Anregungsknoten des Submodells der ZKH-Baugruppe handelt, bestätigt dies, dass die Anregungsdaten richtig generiert und auf das Submodell übertragen wurden.

In den Auswertepunkten auf der Sensorplatte und am Hochdruckspeicher, MP3 bzw. MP7, zeigt der viskoelastische Submodellhochlauf deutliche Abweichungen der Beschleunigungsbandpegel von den Ergebnissen des linearelastischen Hochlaufes am gesamten Motor-Getriebe-Verband. Grund



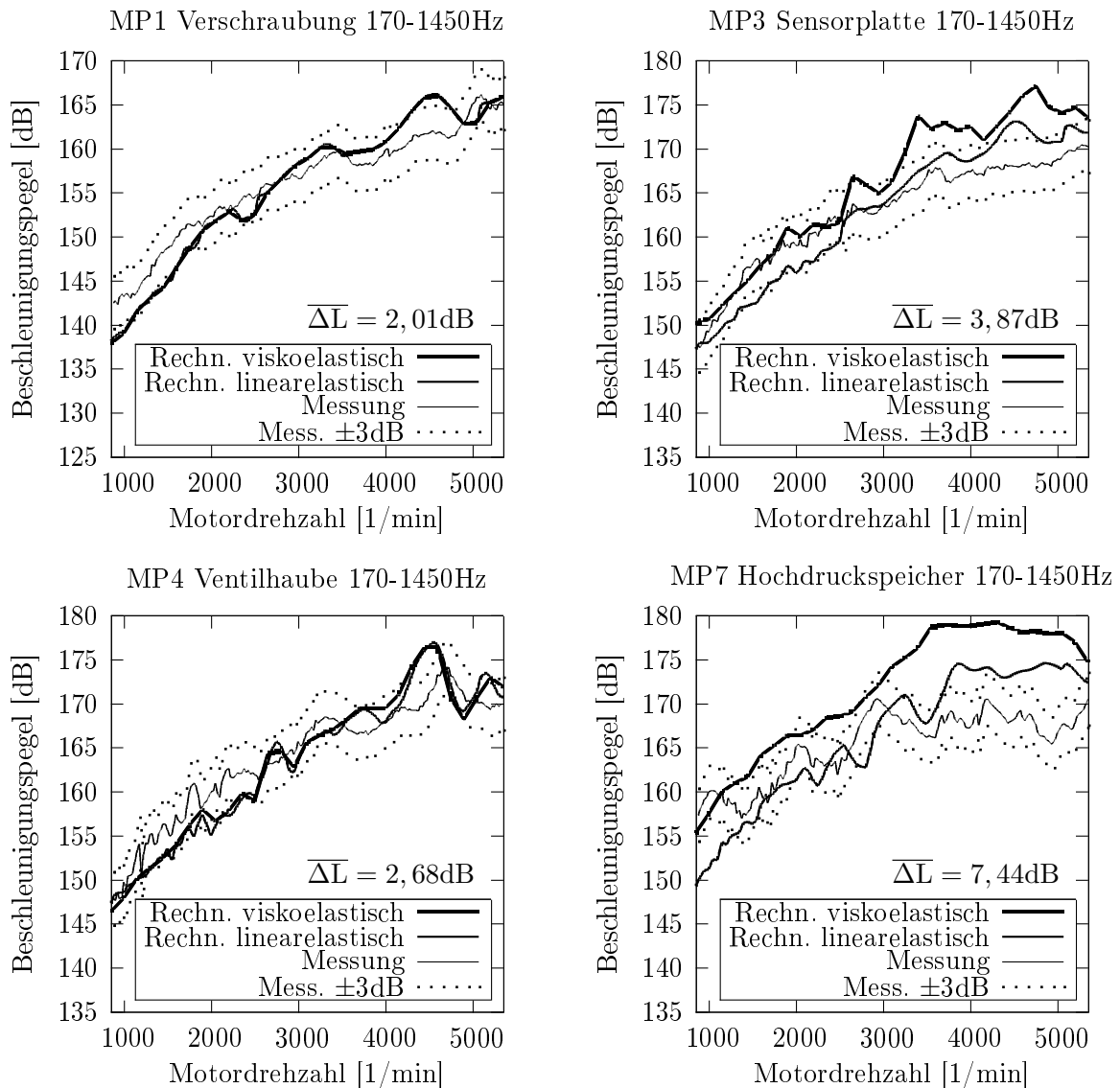


Abbildung 6.13: Ergebnisse der Beschleunigungsbandpegel des viskoelastischen Submodellhochlaufes

dafür sind unterschiedliche Einspannungen der Zylinderkopfhaubenbaugruppe im Submodellhochlauf und im Motorhochlauf am gesamten MGV. Bei Berechnungen am gesamten Motor-Getriebe-Verband sind die Rotationen der Kontaktknoten zur Zylinderkopfhaubenbaugruppe durch den Zylinderkopf genau definiert. Die Generierung der Anregungsdaten des Submodellhochlaufes beinhaltet nur die translatorischen Beschleunigungen. Somit können sich die Anregungsknoten des Submodells frei drehen, wodurch vor allem in Bereichen nahe dieser Knoten andere Schwingungen entstehen.

Der Messpunkt an der Ventilhaube ist von diesen Anregungsknoten bereits weiter entfernt und wird somit von dieser Problematik der unterschiedlichen Einspannungen der Zylinderkopfhaube weniger beeinflusst. In diesem Messpunkt zeigen die Verläufe der Beschleunigungsbandpegel wieder sowohl qualitativ als auch quantitativ sehr ähnliche Ergebnisse.

Sollen Motorhochläufe in Submodelltechnik durchgeführt werden, müssten also, um realistische Ergebnisse zu erhalten, auch die rotatorischen Anregungen an den Schnittstellen übertragen werden. Alternativ dazu wäre es auch möglich das Subsystem der viskoelastischen Zylinderkopfhaube in Kombination mit einem Superelement des Motor-Getriebe-Verbandes zu verwenden. Diese Möglichkeit wurde jedoch aufgrund der hohen Rechenzeiten des viskoelastischen Materialmodells bei bezüglich der linearelastischen Berechnungen gleichwertigen Ergebnisse in dieser Arbeit nicht mehr durchgeführt.

## 6.5 Schallabstrahlende Oberfläche der Zylinderkopfhaube

Abschließend wird für die Zylinderkopfhaube, bestehend aus Ventilhaube und Reinraumdeckel, und Sensorplatte der A-bewertete, integrale Oberflächenschnellepegel des betrachteten Frequenzbereiches gemäß Gleichung 6.5[8] berechnet.

$$L_{v,dB(A)} = 10 \cdot \log \left( \frac{\sum f_2 \left( \frac{v_i}{R_{dB(A)}} \right)^2}{2 \cdot \tilde{v}_0^2} \right) \quad (6.5)$$

Da linearelastische Berechnungen sowohl am Submodell als auch am gesamten Motor-Getriebe-Verband sehr gute Ergebnisse lieferten, wurde zur Berechnung der Oberflächenschnellenverteilung der linearelastische, weit weniger rechenzeitintensive Vollast-Motorhochlauf aus Kapitel 6.3 verwendet. Die Auswahl der Motordrehzahl erfolgte dahingehend, dass bei  $4550 \frac{1}{\text{min}}$  in den zuvor ausgewerteten Motorhochlaufrechnungen alle Messpunkte die größten Beschleunigungsbandpegel aufwiesen. Die berechnete Verteilung der integralen Oberflächenschnelle ist in Abbildung 6.14 dargestellt.

Da die Schnelle laut Gleichung 6.6 in direktem Zusammenhang zur abgestrahlten Schalleistung steht (vergleiche Kapitel 2.2), ist sie ein geeignetes Maß um Bauteile bezüglich ihres akustischen Verhaltens zu bewerten.

$$P_{(f)} = \rho_L \cdot c_L \cdot A \cdot \zeta_{(f)} \cdot \overline{\tilde{v}_{(f)}^2} \quad (6.6)$$

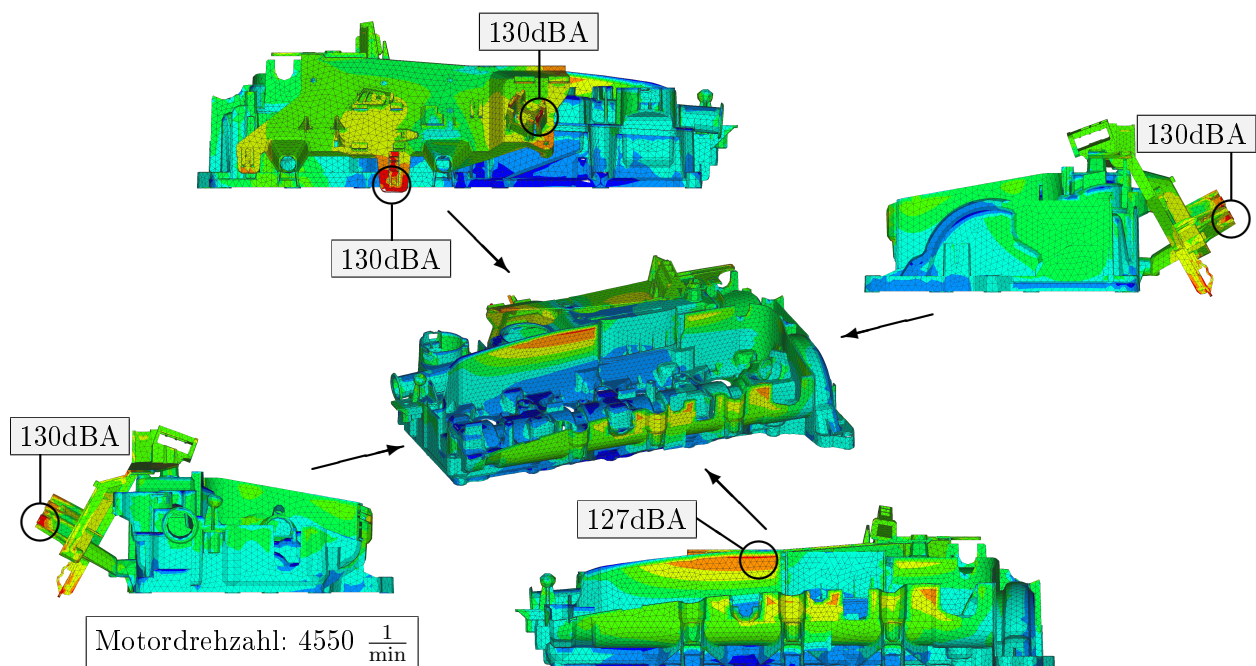


Abbildung 6.14: Integraler Oberflächenschnellepegel der Zylinderkopfhaube 170-1450Hz

## 6.6 Zusammenfassung der Berechnungen am gesamten MGV

Aus der Berechnung von Eingangsmobilitäten an der Zylinderkopfhaube unter Berücksichtigung des gesamten Motor-Getriebe-Verbandes resultierten nahezu gleiche Ergebnisse wie zuvor bei den Berechnungen am Subsystem. Somit ist es zur Bestimmung von Resonanzen aus Eingangsmobilitäten an Subsystemen ausreichend, lediglich den Steifigkeitseinfluss der direkt angrenzenden Bauteile mitzuberechnen.

Bei linearelastischer Modellierung des Motor-Getriebe-Verbandes konnten die gemessenen Beschleunigungsbandpegel der Betriebsschwingungsanalyse sowohl qualitativ als auch quantitativ in den Berechnungen gut wiedergegeben werden. Nach geringen Modifizierungen des MGV-Modells und Anpassung der Dämpfung wurden an der Verschraubung sowie an den Messpunkten auf Kunststoffstrukturen im betrachteten Frequenzbereich mit Ausnahme eines Peaks bei  $4550 \frac{1}{\text{min}}$  weniger als 3dB Abweichung zur Betriebsschwingungsanalyse erzielt. Da dieser Peak bei  $4550 \frac{1}{\text{min}}$  bereits an der Verschraubung zur Zylinderkopfhaube ersichtlich ist, muss die Ursache dafür in der Modellierung des Motor-Getriebe-Verbandes und nicht im Modell der Zylinderkopfhaube gesucht werden. Die höheren Abweichungen der im Messpunkt am Hochdruckspeicher gemessenen und berechneten Beschleunigungsbandpegel lassen sich über die Modellierung der Lagerung des Hochdruckspeichers begründen. Die Lagerung über elastische Entkoppelelemente wurde in dieser Arbeit mit linearen, isotropen Steifigkeiten angenähert. Zur realitätsnahen Modellierung müsste diese elastische Lagerung eingehender untersucht werden. Nachdem diese Lagersteifigkeiten jedoch keine Auswirkungen auf die Messpunkte der Kunststoffstrukturen zeigten, siehe Kapitel 5.4, und die Modellierung der Lagerung nicht dem eigentlichen Ziel dieser Arbeit entspricht, wird der Messpunkt am Hochdruckspeicher hier nicht berücksichtigt. Die mittleren Abweichungen der Beschleunigungsbandpegel im betrachteten Frequenzbereich aus Messung und Berechnung sind in Tabelle 6.2 zusammengefasst.

Material	Messpunkte	mittlere Abweichung	Rechenzeit
Metallstrukturen	MP1 Verschraubung	$\approx 2$ dB	
Kunststoffstrukturen linearelastisch	MP3 Sensorplatte MP4 Ventilhaube	$\approx 2,4$ dB	1,5 Tage
Kunststoffstrukturen viskoelastisch	MP3 Sensorplatte MP4 Ventilhaube	$\approx 3,3$ dB	38,8 Tage*

\*ohne Parallelisierung mit Einzelrechnungen

Tabelle 6.2: Mittlere Abweichung der Beschleunigungsbandpegel (170-1450Hz) von Messung und Berechnung bei linearelastischem Motorhochlauf und linear-viskoelastischem Submodellhochlauf

Wie aus Tabelle 6.2 bereits ersichtlich ist, ergab der Submodellhochlauf bezüglich der Auswertungen der Betriebsschwingungsanalyse trotz Berücksichtigung der frequenzabhängigen Materialparameter deutlich höhere Abweichungen der Beschleunigungsbandpegel auf Kunststoffkomponenten. Grund dafür ist die Übertragung der Anregungsdaten des Subsystems. Während beim linearelastischen Motorhochlauf sowohl die Translationen als auch die Rotationen der Schnittstellenknoten durch die Bewegungen des Zylinderkopfes vorgegeben werden, wurden bei der Generierung der Anregungsdaten des Submodellhochlaufes nur die translatorischen Bewegungen berücksichtigt. Somit sind die Rotationen der Anregungsknoten des Subsystems frei und es ergeben sich Abweichungen bezüglich der Schwingungen nahe dieser Schnittstellen. Aufgrund des größeren Abstandes des Messpunktes auf der Ventilhaube (MP4) zu den Anregungspunkten ist dieser bereits weniger von dieser Problematik betroffen und liefert wieder dem linearelastischen Modell gleichwertige Ergebnisse. Zur Anwendung der Submodelltechnik wäre es daher nötig, bei der Generierung der Anregungsdaten auch die Rotationen der Schnittstellenknoten zu berücksichtigen. Eine weitere Möglichkeit wäre die Reduzierung des restlichen Motor-Getriebe-Verbandes zu einem Superelement, entsprechend der gemischten Kondensierung in Kapitel 2.4.3. Aufgrund des in Tabelle 6.2 ersichtlichen hohen Rechenaufwandes bei Berücksichtigung frequenzabhängiger Materialparameter ohne erkennbarer Vorteile wurde die Berücksichtigung der Rotationen in den Schnittstellenknoten sowie die Superelementrechnung in dieser Arbeit nicht durchgeführt.

Zukünftig können Kunststoffbauteile in Motor-Getriebe-Verbänden daher als linearelastische Strukturen, unter Verwendung der Materialparameter entsprechend der Motorraumbedingungen, mit zusätzlicher Strukturdämpfung mitmodelliert werden. Bei linearelastischen Berechnungen von Motorhochläufen kann somit auch das strukturdynamische Verhalten der Kunststoffbauteile mitbewertet werden.

# 7 Anhang

## 7.1 Messdaten der Betriebsschwingungsanalyse

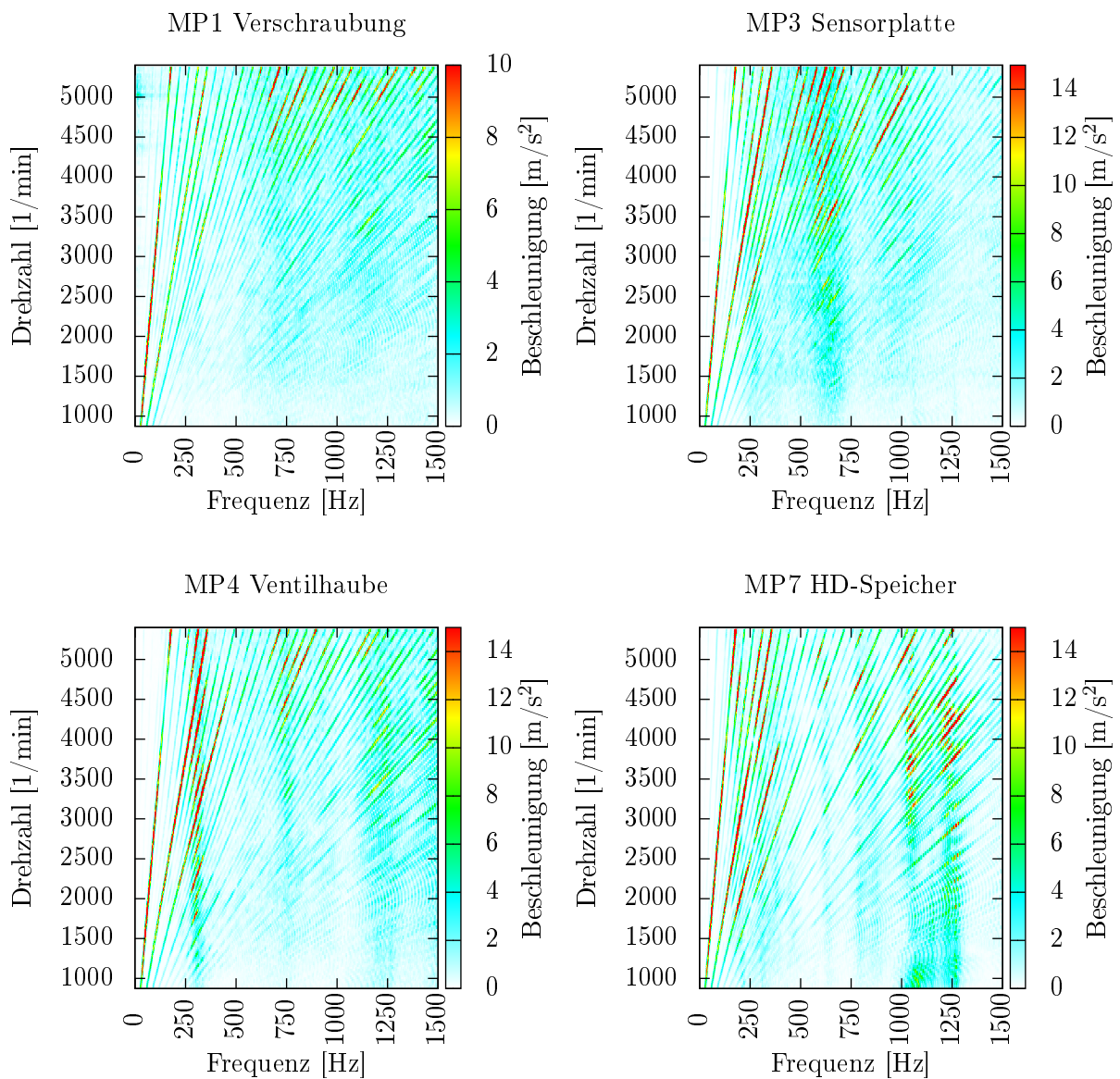


Abbildung 7.1: Campbell-Diagramme der Beschleunigungen in den ausgewerteten Messpunkten

## 7.2 Auswertung der Betriebsschwingungsanalyse

### Bestimmung der Häufigkeitsverteilung:

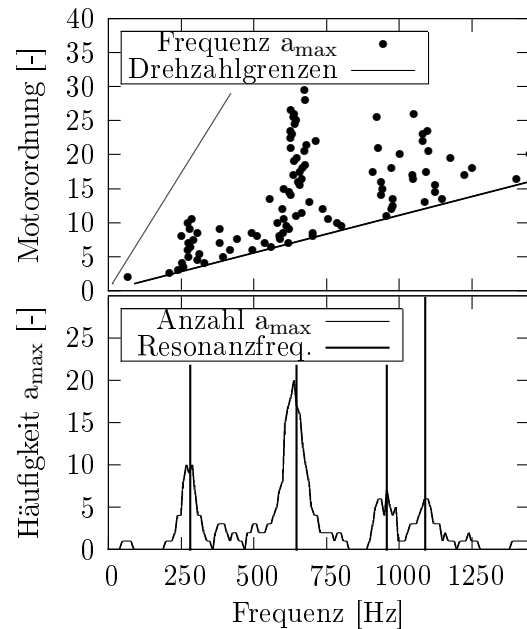
Abtasten der Streudiagramme mit Frequenzfenster konstanter Breite und Schrittweite.

- Breite: 40Hz
- Schrittweite 5Hz

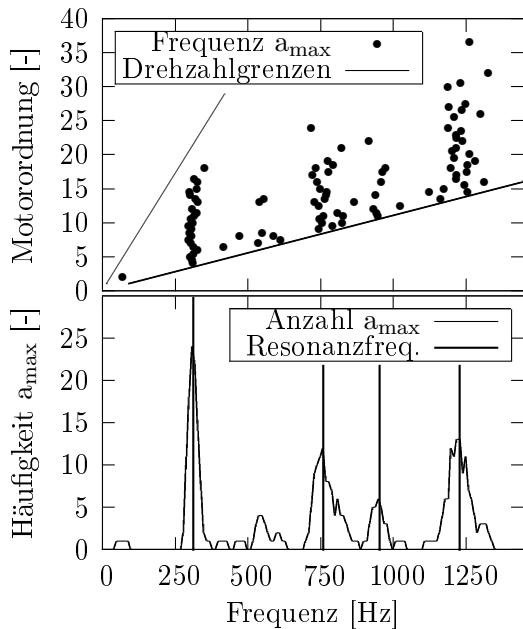
### Bestimmung der Resonanzfrequenzen:

Für jeden Peak der Häufigkeitsverteilung Mittelwertbildung aus oberer und unterer Frequenz bei halbem Maximalwert.

Messpunkt MP3 (Sensorplatte)



Messpunkt MP4 (Ventilhaube)



Messpunkt MP7 (HD-Speicher)

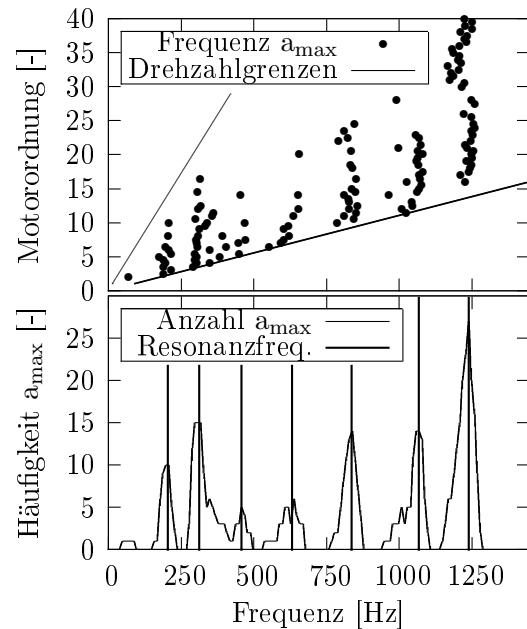


Abbildung 7.2: Bestimmung der Resonanzfrequenzen aus Frequenzlage und Anzahl der in der Betriebsschwingungsanalyse der Zylinderkopfhaube auftretenden Beschleunigungsmaxima

## 7.3 Berücksichtigte Teile

Sach-Nr.	Änd. Index	Baugruppe	Bauteil	Stk.	Modellierungstiefe
—	—		Steckergehäuse 3pol.	2	Punktmasse
—	—		Steckergehäuse 2pol.	1	Punktmasse
—	—		Schneckenengewindeschelle	2	Punktmasse
—	—	Halter AG-Sensorik	Sensorplatte	1	parabolische Tetraeder
			Gummilager	1	Punktmasse
			Schraube M6x16	3	Punktmasse
			DELTA PT 60x22 Schraube	1	Punktmasse
			Metallinsert für M6	3	parabolische Tetraeder
—	—	Öleinfülldom	Unterteil Öleinfülldom	1	parabolische Tetraeder
			Oberteil Öleinfülldom	1	parabolische Tetraeder
			O-Ring	1	Punktmasse
			DELTA PT 50x19,5 Schraube	1	Punktmasse
—	—	Öleinfülldeckel	Deckeloberteil	1	Punktmasse
			Federgehäuse	1	Punktmasse
			Federbügel	1	Punktmasse
			Dichtung	1	Punktmasse
—	—		Tülle für HD-Leitung	1	Punktmasse
—	—		Abgasdrucksensor	1	Punktmasse
—	—	HD-Leitung	Leitung	1	parabolische Tetraeder
			Überwurfmutter M15x1	1	Punktmasse
			Überwurfmutter M16x1	1	nicht berücksichtigt
			Druckhülse	1	parabolische Tetraeder
			Silikonschlauch	1	Punktmasse
			Schrumpfschlauch	1	Punktmasse
—	—	Haltebügel Rail	Halter Common Rail	2	parabolische Tetraeder
			Entkoppelement Rail	2	Punktmasse
			Schraube M6x30	4	Punktmasse
			Hülse für M6x30	4	parabolische Tetraeder
—	—		Tülle für Kraftstoffleitungen	1	Punktmasse
—	—		HD-Speicher	1	parabolische Tetraeder
—	—		Raildrucksensor	1	Punktmasse
—	—		Druckregelventil	1	Punktmasse
—	—		E-Box-Tülle	1	Punktmasse
			DELTA PT 50x19,5 Schraube	1	Punktmasse
—	—	Nockenwellengeber	Drehzahlgeber	1	Punktmasse
			Steckergehäuse 3pol.	1	Punktmasse
			O-Ring	1	Punktmasse
			DELTA PT 50x19,5 Schraube	1	Punktmasse
—	—		Steckergehäuse 3pol.	1	Punktmasse
—	—		Steckergehäuse 2pol.	1	Punktmasse
—	—	Zylinderkopfaube	Ventilhaube	1	parabolische Tetraeder
			Reinraumdeckel	1	parabolische Tetraeder
			Flapsträger	1	parabolische Tetraeder
			Federzungen	1	parabolisches Shellmesh
			DRV Deckel	1	Punktmasse
			Membran	1	Punktmasse
			Feder	1	Punktmasse
			Dichtung Zylinderkopfaube	1	nicht berücksichtigt
			Dichtung Injektor	4	nicht berücksichtigt
			Schraube M6x30	13	nicht berücksichtigt
			Schraube M6x35	4	nicht berücksichtigt
			Hülse für M6x30	13	parabolische Tetraeder
			Hülse für M6x35	4	parabolische Tetraeder
			Entkoppelement Rail	3	Punktmasse
			Gewindeinsatz	9	parabolische Tetraeder
			O-Ring Blowby	1	Punktmasse
—	—	HD-Leitung Rail-Inj 1,2	Leitung	2	parabolische Tetraeder
			Überwurfmutter M15x1	2	Punktmasse
			Überwurfmutter M14x1,5	2	nicht berücksichtigt
			Druckhülse	2	parabolische Tetraeder
—	—	HD-Leitung Rail-Inj 3,4	Leitung	2	parabolische Tetraeder
			Überwurfmutter M15x1	2	Punktmasse
			Überwurfmutter M14x1,5	2	nicht berücksichtigt
			Druckhülse	2	parabolische Tetraeder
—	—	Kraftstoffrücklaufleitung Motor	Schnellkupplung	1	Punktmasse
			Federbandschelle	1	Punktmasse
			Kraftstoffformschlauch	1	nicht berücksichtigt
			Geflechtschlauch	1	nicht berücksichtigt
—	—		Kabelbandhalter	1	Punktmasse
—	—		Kabelbandhalter	3	Punktmasse
—	—		Abgasdrucksensor	1	Punktmasse
—	—		Verschusstuelle ZKH vorne	1	Punktmasse

Tabelle 7.1: Im Subsystems der Zylinderkopfaube berücksichtigte Bauteile

## 7.4 Verwendete Scripte

### 7.4.1 Gnuplot

Zum Erstellen von Campbell-Diagrammen in Gnuplot müssen die aus der Betriebsschwingungsanalyse erhaltenen Datenmatrizen zu Listen mit Wertetripeln konvertiert werden (Ausführen des AWK-Scriptes 7.1: *script-file.ksh matrix-file.txt > result-file.txt*).

Listing 7.1: AWK-Script zur Umwandlung einer Datenmatrix in eine Liste mit Wertetripeln

```

1 #!/bin/ksh
2
3 awk '
4
5 BEGIN {
6     while ( NF < 4 ) {
7         getline
8     }
9     gsub(",",".")
10    numOfCol=split($0,y)
11 }
12
13 NF > 4 {
14     gsub(",",".")
15     print ""
16     for (i=2;i<NF;i++) {
17         printf"%12.4f%12.1f%16.5e%s", $1,y[i-1],$i,"\\n"
18     }
19 }
20
21 ' $1

```

Nachdem in Zeile 17 des Gnuplot-Scriptes 7.2 die Campbell-Daten definiert wurden, kann das Diagramm erstellt werden (Ausführen des Gnuplot-Scriptes 7.2: *gnuplot script-file.gnu*).

Listing 7.2: Gnuplot-Script zum Erstellen von Campbell-Diagrammen

```

1 # Gnuplot Script zur Erstellung von Campbell-Diagrammen
2
3 set pm3d map
4 set palette defined(0.0 "white", 0.25 "cyan", 0.5 "green", 0.75 "yellow", 1.0 "
   red")
5
6 set title "Campbell-Diagramm"
7 set xlabel "Frequenz [Hz]"
8 set ylabel "Drehzahl [1/min]"
9 set cblabel "Beschleunigung [m/s^2]"
10 set size 0.55, 1
11
12 set cbrange [0:15]
13 set xrange [0:1500]
14 set yrange [875:5400]
15 set xtics 250 rotate
16
17 splot "result-file.txt" u 1:2:3 notitle
18
19 pause mouse button2

```



## 7.4.2 XMaxima

Zum Erstellen von Approximationsfunktionen und Bestimmung des Minimums im Laufe der Parametervariationen wurde Script 7.3 für XMaxima erstellt (Ausführen als Batch-File mit Xmaxima). Dabei Bezeichnen die Einträge  $a_i$  die Werte des zu optimierenden Parameters und  $b_i$  die Stützstellen der zu minimierenden Approximationsfunktion.

Listing 7.3: Xmaxima-Script zur Bestimmung des Minimums einer Approximationsfunktion

```
1 a1: XXX.XX$
2 a2: XXX.XX$
3 a3: XXX.XX$
4 a4: XXX.XX$
5 a5: XXX.XX$
6
7 b1: XXX.XX$
8 b2: XXX.XX$
9 b3: XXX.XX$
10 b4: XXX.XX$
11 b5: XXX.XX$
12
13 A: matrix(
14 [1, a1, a1^2, a1^3, a1^4],
15 [1, a2, a2^2, a2^3, a2^4],
16 [1, a3, a3^2, a3^3, a3^4],
17 [1, a4, a4^2, a4^3, a4^4],
18 [1, a5, a5^2, a5^3, a5^4]);
19
20 b: matrix(
21 [b1],
22 [b2],
23 [b3],
24 [b4],
25 [b5]);
26
27 c: (A^-1).b$
28
29 f: c[1] + c[2]*x + c[3]*x^2 + c[4]*x^3 + c[5]*x^4$
30 fp: diff(f, x)$
31 res: find_root(fp[1]=0, x, a1, a5);
32
33 plot2d(f, [x, a1, a5], [legend, res]);
```

## 8 Literaturverzeichnis

- [1] Rainer Ansorge and Hans Joachim Oberle. *Mathematik für Ingenieure*. WILEY-VCH Verlag, 2000.
- [2] M. Atzler and T. Arping. *Akustiksimulation Kunststoffbauteile*. Heft-871. Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V., 2009.
- [3] Gottfried W. Ehrenstein, Gabriela Riedel, and Pia Trawiel. *Praxis der thermischen Analyse von Kunststoffen*. Hanser Fachbuch, 2003.
- [4] EU-Projekt GOAL. *Lärm - Gesundheit - Mobilität*. Stadt Graz, 2002.
- [5] Wolfgang Hirschberg, Helmut Waser, and Arno Eichberger. *Fahrzeugtechnik und -Sicherheit: Einführung in die Fahrzeugtechnik*. Institut für Fahrzeugtechnik Technische Universität Graz, 2008.
- [6] Franz Gustav Kollmann, Thomas Franz Schösser, and Roland Angert. *Praktische Maschinenakustik*. Springer-Verlag/Berlin, 2006.
- [7] Reinhard Lerch, Gerhard Sessler, and Dietrich Wolf. *Technische Akustik, Grundlagen und Anwendung*. Springer-Verlag/Berlin, 2009.
- [8] Magna Powertrain. *FEMFAT NVH 3.1 Handbuch*, 2006.
- [9] MSC.Nastran. *Superelement User's Guide*, 2001.
- [10] MSC.Nastran. *Advanced Dynamic Analysis User's Guide*, 2004.
- [11] MSC.Nastran. *Basic Dynamic Analysis User's Guide*, 2004.
- [12] MSC.Nastran. *Quick Reference Guide*, 2004.
- [13] Martin Pflüger, Franz Brandl, Ulrich Bernhard, and Karl Feitzelmayer. *Fahrzeugakustik (Der Fahrzeugantrieb)*. Springer-Verlag/Wien, 2010.
- [14] Hans Herwig Pribsch. *Akustik für Motor und Fahrzeug*. Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik Technische Universität Graz, 2010.
- [15] Hans Herwig Pribsch and Günter Offner. *Strukturodynamik, Akustik und numerische Methoden*. Institut für Maschinendynamik und Thermische Turbomaschinen Technische Universität Graz, 2010.
- [16] Ivar Veit. *Technische Akustik*. Vogel Buchverlag, 1996.