

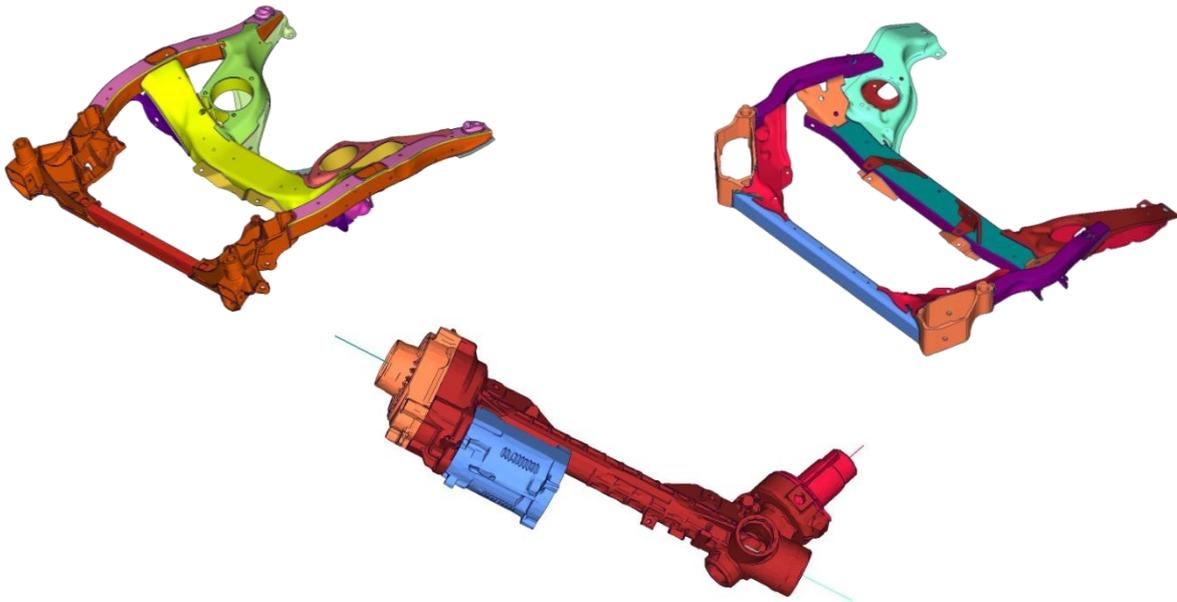


Masterthesis



Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg
Hamburg University of Applied Sciences

Auslegeexemplar



Name:

Bischof

Vorname:

Karin

Studiengang:

Berechnung und Simulation
mechanischer Systeme

vorgelegt am:

21. April 2011

Erstprüfer:

Prof. Dr.-Ing. habil. Ihlenburg

Zweitprüfer:

Dipl.-Ing. Bernd Binkowski

Externer Betreuer:

Dipl.-Math. (FH) Sven Ossig

Thema:

**Ermittlung von akustischen Isolationsfaktoren der
Anbindungsstellen des Vorderachsträgers zum Lenkgetriebe**



Vorwort (Danksagung)

Hiermit möchte ich die Gelegenheit nutzen, allen zu danken, die direkt oder indirekt zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben.

Als erstes möchte ich mich bei der BMW AG und bei meiner Hochschule, der HAW Hamburg, für die Ermöglichung dieser Arbeit bedanken.

Mein besonderer Dank gilt meinem Betreuer Herrn Sven Ossig für seine Bereitschaft, mich bei dieser Arbeit zu unterstützen. Es hat mich sehr gefreut, dass er mir immer mit Rat und Tat zur Seite stand und mir bei Fragen gerne weiterhalf.

Ich möchte mich außerdem herzlich bei meinen Erst- und Zweitprüfern Herrn Prof. Ihlenburg und Herrn Bernd Binkowski bedanken, die sich die Zeit genommen haben, diese Arbeit zu betreuen und mich durch ihre Unterstützung schnell vorantrieben.

Ebenfalls möchte ich mich bei der Abteilung EF-402 der BMW AG für ihr Entgegenkommen und die herzliche Aufnahme in ihre Gemeinschaft bedanken. Ich hatte in den sechs Monaten viel Spaß bei der Arbeit in dieser angenehmen Atmosphäre.

Zuletzt danke ich noch bei meiner Familie und meinem Freund, die während des Verfassens dieser Studienabschlussarbeit endlose Geduld und immer ein offenes Ohr für meine Probleme hatten.



Inhaltsverzeichnis

Vorwort (Danksagung)	I
Inhaltsverzeichnis	II
1 Einleitung.....	1
2 Aufgabenstellung	2
2.1 Aufgabendefinition	2
2.2 Arbeitsinhalt.....	3
2.3 Zielsetzung	3
3 Grundlagen Schwingungen und Schallübertragung	4
3.1 Luftschall - Körperschall	4
3.2 Rollgeräusch	5
3.3 Lenkungsgeräusch – EPS-Motor	6
3.4 Übertragungspfade ins Fahrzeug	7
4 Grundlagen für die Berechnungsmethoden.....	9
4.1 Die Modalanalyse-SOL103	9
4.1.1 Das Eigenschwingungsproblem	9
4.1.2 Lösung des ungedämpften Eigenschwingungsproblems.....	10
4.1.3 Starrkörpermoden.....	11
4.2 Die Frequenzantwortanalyse-SOL111	12
4.3 Grundlagen der Superelementberechnung	14
5 Einflüsse auf das Übertragungsverhalten von Schwingungen	17
5.1 Die Einflüsse von Steifigkeit, Masse und Dämpfung	17
5.2 Dämmung und Isolation durch elastische Lagerung	20
5.2.1 Elastische Isolation mit starrem Fundament	20
5.2.2 Fundament Impedanz	23
5.2.3 Elastische Isolation mit elastischem Fundament.....	24
5.3 Schwingungstilgung.....	28
6 Optimierung	30
7 Bauteile	32
7.1 Lenkgetriebe.....	32
7.2 Vorderachsträger des FZ-LEG-4	33
7.3 Vorderachsträger des FZ-LEG-2	34
7.4 Lenksystem mit VAT	35



7.5	Karosserie.....	35
8	Aktueller Stand.....	37
9	Analyse mit der Finiten Elemente Methode.....	38
9.1	FE-Modelle.....	38
9.1.1	Materialien und Elemente der FE-Modelle.....	38
9.1.2	Elastisches Lager	40
9.2	Durchgeführte Berechnungen	41
9.2.1	Modalanalyse	41
9.2.2	Frequenzantwortanalyse.....	42
9.2.3	Superelement.....	44
10	Berechnungen FZ-LEG-4.....	46
10.1	Betrachtung VAT und LEG	46
10.1.1	Modalanalyse LEG.....	46
10.1.2	Modalanalyse LEG, VAT und VAT mit LEG	48
10.1.3	Dynamische Steifigkeiten.....	49
10.1.4	Betriebsschwingformen	52
10.2	Verbesserungspotential durch elastische Lager.....	53
10.2.1	Beschleunigungsbetrachtung mit elastischen Lagern	54
10.2.2	Modalanalyse	60
10.2.3	Betriebsschwingformen	62
10.3	Dynamische Steifigkeiten	68
10.3.1	Motorlager, Zugstrebe und Querlenker	69
10.3.2	LEG-Anbindungspunkte am VAT.....	72
10.3.3	Betriebsschwingformen	74
10.4	Variation von LEG- und VAT-Steifigkeiten	77
10.4.1	VAT-Versteifung	78
10.4.2	LEG-Versteifung.....	81
10.4.3	Betriebsschwingformen	83
10.5	Optimierung.....	84
11	Berechnungen FZ-LEG-2.....	88
11.1	Betrachtung VAT und LEG	88
11.1.1	Modalanalyse LEG.....	88
11.1.2	Modalanalyse LEG, VAT und VAT mit LEG	89



11.1.3	Dynamische Steifigkeiten.....	91
11.1.4	Betriebsschwingformen	94
11.2	Verbesserungspotential durch elastische Lager.....	96
11.2.1	Beschleunigungsbetrachtung mit elastischen Lagern	97
11.2.2	Modalanalyse	101
11.2.3	Betriebsschwingformen	103
11.3	Dynamische Steifigkeiten	105
11.3.1	Motorlager, Zugstrebe und Querlenker	105
11.3.2	LEG-Anbindungspunkte am VAT	108
11.3.3	Betriebsschwingformen	111
11.4	Variation von LEG- und VAT-Steifigkeiten	114
11.4.1	VAT-Versteifung	114
11.4.2	LEG-Versteifung.....	116
11.4.3	Betriebsschwingformen	118
12	Auswertung der Berechnungen	120
12.1	Geeignete Steifigkeiten für die elastischen Lager des FZ-LEG-4	120
12.2	Geeignete Steifigkeiten für die elastischen Lager des FZ-LEG-2	122
12.3	Isolationsfaktoren für FZ-LEG-4	122
12.4	Isolationsfaktoren für FZ-LEG-2	123
13	Zusammenfassung und Ausblick.....	125
14	Abkürzungsverzeichnis	128
15	Tabellenverzeichnis.....	129
16	Abbildungsverzeichnis	131
17	Quellen.....	137
Anhang		

1 Einleitung

Die BMW Group ist ein Hersteller von Fahrzeugen, der sich ausschließlich auf das Premiumsegment konzentriert [1]. Dabei steht die Marke BMW seit vielen Jahren für:

- Freude am Fahren
- Effiziente Dynamik
- Anspruchsvolles Design
- Exklusive Qualität

Unter exklusive Qualität fällt auch ein gutes akustisches Verhalten des Fahrzeugs. Deshalb befasst sich diese Arbeit mit der Optimierung der Abroll- und Lenkungsakustik von Automobilen. Es geht hierbei um das Aufzeigen von Potenzialen durch die Verwendung von elastischen Lagerungen des Lenkgetriebes. Durch die Verwendung von elastischen Lagern wird eine Isolation hinsichtlich Abrollgeräusch und dem akustischen Eintrag des elektrischen Stellmotors des Lenkgetriebes erreicht. Diese Entkopplung kann jedoch auch Einflüsse auf die restlichen akustischen Anforderungen an den Vorderachsträger (VAT) haben. Zudem besteht gegebenenfalls die Möglichkeit durch die elastische Lagerung Gewicht im Verbund VAT und LEG einzusparen, welches sich positiv auf die CO₂-Emission auswirkt.

Hierzu werden unterschiedliche Fahrzeuge untersucht und bewertet. Der wichtigste Unterschied dieser Fahrzeuge sind die Anbindungsstellen des LEGs zum VAT, das bei dem einen Fahrzeug an vier Lagerstellen (FZ-LEG-4) und bei dem anderen Fahrzeug an zwei Lagerstellen (FZ-LEG-2) angebunden ist (siehe Abb. 1). Damit wird auch die Auswirkung der verschiedenen Lagerprinzipien in die Untersuchung mit einbezogen.

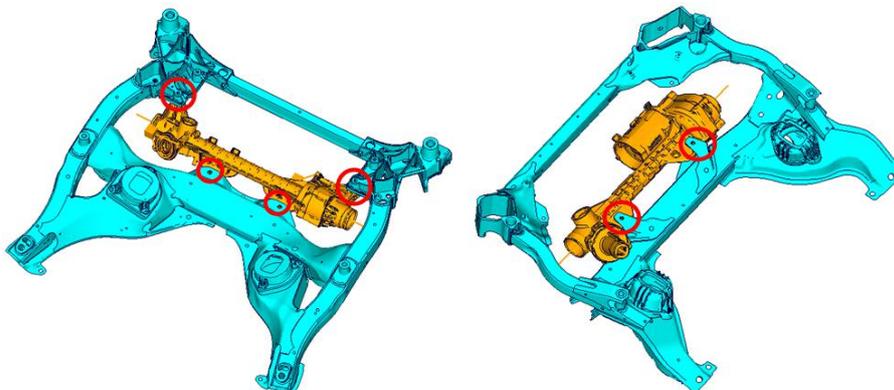


Abb. 1: Positionen der elastischen Lager zwischen dem VAT und LEG an zwei unterschiedlichen Fahrzeugen

2 Aufgabenstellung

Der Kunde im Premiumsegment stellt immer höhere Anforderungen an das akustische Verhalten des Fahrzeuges.

2.1 Aufgabendefinition

In dieser Arbeit soll die Abroll- und Lenkungsakustik von unterschiedlichen Fahrzeugen aus verschiedenen Produktlinien untersucht werden.

Bei der Abrollakustik geht es um die Untersuchung des Körperschalls, der durch die Straßenanregung über die abrollenden Reifen (in Abb. 2 rot dargestellt) von der Spurstange (gelb umrahmt) über das LEG in den VAT und schließlich an die Karosserie (grüne Punkte) übertragen und vom Kunden als Rollgeräusch wahrgenommen wird.

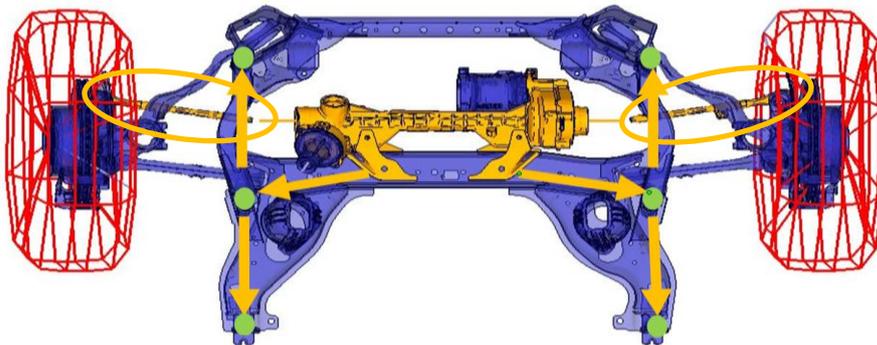


Abb. 2: Übertragungspfad des Rollgeräusches über das LEG und den VAT an die Karosserie

Bei der Lenkungsakustik wird der Körperschalleintrag des elektrischen Stellmotors (Electric Power Steering – EPS; in Abb. 3 rot dargestellt) über das LEG und den VAT an die Karosserie (grüne Punkte) untersucht.

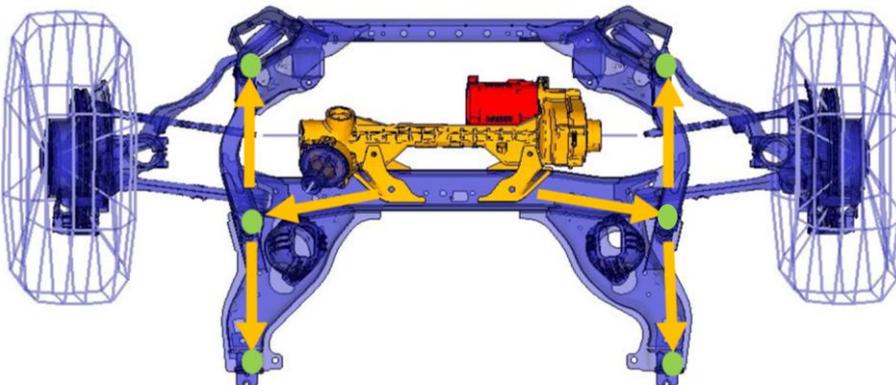


Abb. 3: Übertragungspfad des durch den EPS-Motor über das LEG und den VAT an die Karosserie übertragenen Störgeräusch

Aus den Untersuchungen soll ein Systemverständnis dieser Themen entwickelt werden, wobei die Betrachtungen unterschiedlicher Fahrzeuge zu einem möglichst allgemein gültigen Ergebnis führen sollen.



2.2 Arbeitsinhalt

Zum Arbeitsinhalt dieser Aufgabe gehören:

- die Berechnung der Eigenfrequenzen
- die Berechnung dynamischer Steifigkeiten
- die Untersuchung des frequenzabhängigen Übertragungsverhaltens
- eine Parameterstudie und die Optimierung für die Zielwertermittlung

Die Berechnungen erfolgen mit dem linearen Solver MSC/Nastran und die zu untersuchenden Fahrzeuge sind als Finite Elemente (FE) Modelle bereits vorhanden. Zusätzlich werden Pre- und Postprozessoren für den Modellaufbau und die Darstellung der Ergebnisse verwendet. Die Zielwerte sollen mittels Parameterstudien, die durch Optimierung oder andere Verfahren erfolgen, unterstützend ermittelt werden. Parallel zu den Berechnungen werden Erkenntnisse aus Untersuchungen im Versuchslabor an realen Fahrzeugen in die Arbeit einfließen. Zudem erfordert die Aufgabe Kenntnisse und Anwendungen der technischen Mechanik (Dynamik) und Grundlagen der Akustik.

2.3 Zielsetzung

Ziel dieser Arbeit ist die Ermittlung eines Isolationsfaktors für das Subsystem VAT, der eine hinreichende akustische Isolation für die Abroll- und die Lenkungsakustik gewährleistet. Dieser Isolationsfaktor ergibt sich aus dem Isolationsverhältnis zwischen der dynamischen Steifigkeit nach dem Lager am VAT K_{dyn} und der Steifigkeit des elastischen Lagers K_{Lager} (siehe Kapitel 2.2.3) und lautet:

$$I = \frac{K_{dyn}}{K_{Lager}} .$$

Zudem kann ein Zielwert für die Eigenfrequenz der ersten flexiblen Eigenschwingform vom LEG ergänzend ausgearbeitet werden.

3 Grundlagen Schwingungen und Schallübertragung

Alle Geräusche, die von Menschen wahrgenommen werden, gelangen als Luftschall zum Ohr [2]. Hierbei gibt es jedoch unterschiedliche Luftschallentstehungen.

Im Folgenden werden deshalb die unterschiedlichen Schallarten beschrieben. Weiterhin folgen Erläuterungen über die unterschiedlichen Übertragungspfade ins Fahrzeug und über die in dieser Arbeit relevanten Geräuschquellen.

3.1 Luftschall - Körperschall

Luftschall sind Schwingungen, die durch die Luft übertragen werden. Der primäre Luftschall (siehe Abb. 4) wird durch Strömungsvorgänge verursacht und direkt durch die Luft an den Empfänger übertragen [2].

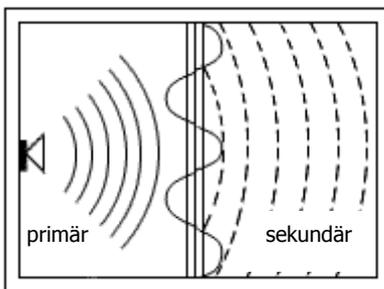


Abb. 4: Luftschallanregung [4]

Der sekundäre Luftschall entsteht aus dem Körperschall. Der Körperschall regt die Luft an und verursacht dadurch Schwingungen in der Luft. Eine Eigenschaft von Luftschall ist, dass dieser sich nur in Längsrichtung ausbreiten kann, da Luft keine Scherkräfte überträgt. Deshalb wird sekundärer Luftschall auch besonders durch den Körperschall plattenähnlicher Strukturen, wie zum Beispiel der Fahrzeugkarosserie, angeregt [3].

Da in dieser Arbeit das Roll- und das Lenkgeräusch betrachtet werden, handelt es sich um Geräusche, die von sekundärem Luftschall übertragen werden. Ursache der Geräusche ist also Körperschall, der über die Transferpfade (siehe Kapitel 3.4) die Luft anregt. Logischer Umkehrschluss ist nun, dass bei Reduzierung des Körperschalls auch der Luftschall geringer wird.

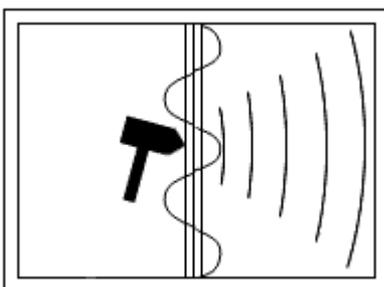


Abb. 5: Körperschallanregung [4]

Körperschall sind Schwingungen in elastischen Festkörpern (siehe Abb. 5). Hierbei können im Festkörper, im Gegensatz zur Luft, auch Scherkräfte übertragen werden. Dadurch entstehen nicht nur Längswellen, sondern auch weitere Wellenarten. Diese Wellenarten sind geometrieabhängig und da die Abmessungen begrenzt sind, entstehen sogenannte stehende Wellen. Diese Wellen sind die sogenannten

Eigenformen, die bei den Eigenfrequenzen (siehe Kapitel 4.1) entstehen. Wird die Eigenfrequenz angeregt, dann entsteht Resonanz. Eine weitere Eigenschaft des Körperschalls ist, dass er relativ entfernungsunabhängig ist, weshalb die Übertragung von Körperschall besonders durch Diskontinuitäten verringert werden kann [3].

Außerdem kann Körperschall nicht nur als Geräusch durch sekundären Luftschall wahrgenommen werden, sondern auch direkt in Form von spürbaren Vibrationen, wie zum Beispiel Lenkradvibrationen.

3.2 Rollgeräusch

Das Fahrgeräusch setzt sich aus dem Antriebs-, Roll- und Windgeräusch zusammen (siehe Abb. 6). Für diese Arbeit relevant ist das Roll- oder auch das sogenannte Reifen-Fahrbahngeräusch.

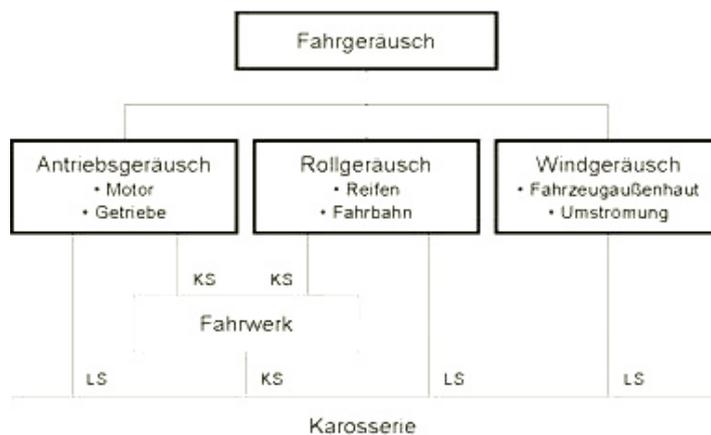


Abb. 6: Fahrgeräusch [3]

Das Rollgeräusch entsteht durch das Abrollen des Reifens auf der Fahrbahn. Besonders das Reifenprofil und die Fahrbahnunebenheiten spielen hierbei eine wichtige Rolle. Für Menschen äußert sich das Rollgeräusch in Form von spürbarem Körperschall und hörbarem sekundären Luftschall [3].

Bei konstanter Geschwindigkeit bis etwa 130 km/h ist das dominierende Geräusch das Rollgeräusch. In Abbildung 7 wurde das Fahrzeuginnen- und Fahrzeugaußengeräusch bei 60 km/h untersucht. Folglich lässt sich erkennen, dass das Innengeräusch bei niedrigeren Frequenzen bis 300 Hz und das Außengeräusch ab 300 Hz dominiert [3].

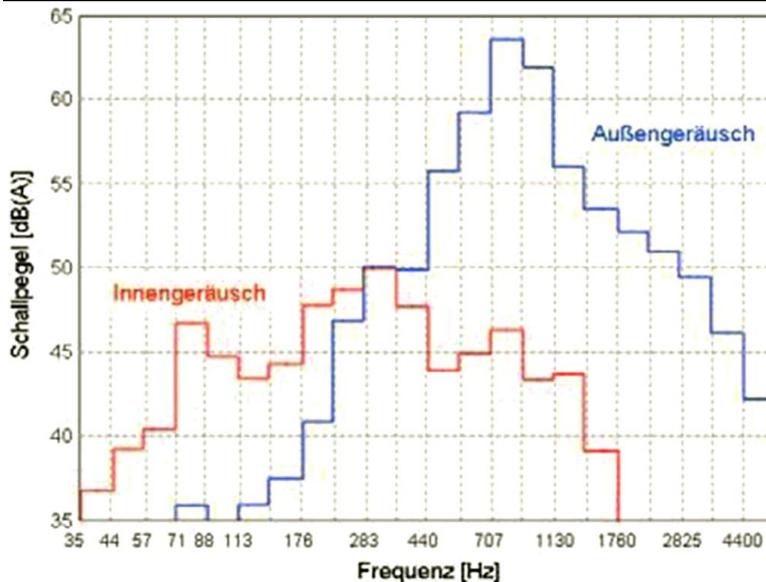


Abb. 7: Außen-/Innengeräuschverteilung beim Fahrzeug [3]

Die stochastische Anregung des Reifens durch die Fahrbahn verursacht ein eher rauschendes Geräusch, das über die Vorder- und Hinterachse in das Fahrzeug eingeleitet wird. Das Abrollen des Reifens führt jedoch zu tonalen Geräuschen. Folglich ergibt sich ein Rauschen mit tonalen Komponenten. Aus diesem Grund müssen die Achsträger nicht nur nach der Fahrdynamik, sondern auch nach der Isolationsfähigkeit der Reifen-Fahrbahnanregung ausgelegt werden [3].

Hierbei ist zu beachten, dass beispielsweise der VAT im Gegensatz zum Hinterachsträger direkt mit der Karosserie verbunden und nicht von ihr entkoppelt ist. Deshalb wird das Rollgeräusch im Verhältnis 70:30 vom VAT und Hinterachsträger übertragen [3].

3.3 Lenkungsgeräusch – EPS-Motor

Das Lenkungsgeräusch, welches vom elektrischen Stellmotor des Lenkungssystems - Electric Power Steering (EPS) – und der Zahnstangenübertragung der Fahrbahnanregung ausgeht, wird als störend empfunden. Elektrische Stellmotoren sind mechatronische Systeme, die durch das Zusammenwirken von mechanischen, elektrischen und informationstechnischen Komponenten in einem gesteuerten oder geregelten Signalfluss gekennzeichnet sind [3].

Die Geräuschquellen eines E-Motors können unterschiedlicher Natur sein (siehe Abb. 8).

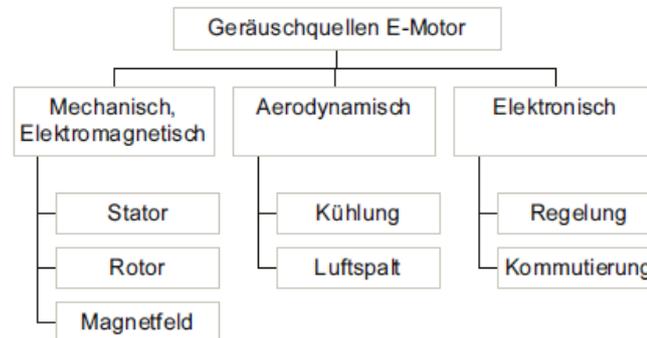


Abb. 8: Geräuschquellen E-Motor [3]

Sie können mechanische/elektromagnetische, aerodynamische oder elektronische Ursachen haben.

Da das LEG meist direkt mit dem VAT und der VAT direkt mit der Karosserie verbunden ist, kann der Körperschall, der vom EPS-Motor und von der Zahnstange ausgeht, derzeit ungehindert über die Karosserie Störgeräusche verursachen.

3.4 Übertragungspfade ins Fahrzeug

Es gibt unterschiedliche Schallübertragungswege ins Fahrzeug. Hier werden die Übertragungspfade für das Roll- und das im vorigen Kapitel beschriebene Lenkungsgeräusch betrachtet (siehe Abb. 9).

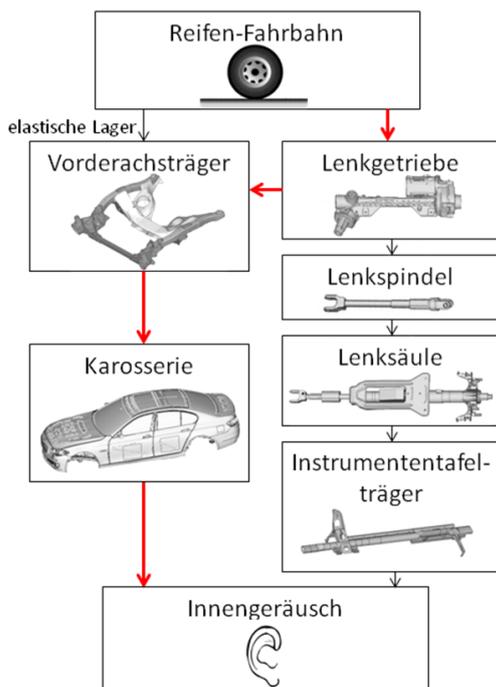


Abb. 9: Relevante Übertragungspfade ins Fahrzeug

Das Rollgeräusch wird nach außen in die Umgebung abgestrahlt, aber es gelangt auch über die Fahrzeuggeometrie durch Körperschallübertragung zur Karosserie und schließlich durch Abstrahlung in die Luft ins Fahrzeuginnere.

Außerdem wird der Körperschall der Reifen-Fahrbahnanregung auch über das LEG, zur Lenkspindel, weiter über die Lenksäule (LS) zur Instrumententafel und hier wiederum als sekundärer Luftschall in den Innenraum übertragen.



Da die detaillierte Bewertung aller Übertragungspfade in dieser Arbeit zu aufwändig wäre, wird besonders auf den rot markierten Pfad eingegangen. Dieser beinhaltet die Übertragung der Reifen-Fahrbahnanregung und den Schalleintrag des EPS-Motors.

Die Übertragung der Reifen-Fahrbahnanregung über die Radaufhängung an den VAT wird bereits durch eine elastische Lagerung reduziert.

Bei dem roten Übertragungspfad wird die Reifen-Fahrbahnanregung über die Spurstange zum LEG übertragen. Am LEG kommt nun die Anregung des EPS-Motors hinzu und beide Anregungen werden direkt an den VAT übertragen, der wiederum den Körperschall direkt an die Karosserie weiter gibt.



4 Grundlagen für die Berechnungsmethoden

Die Finite Elemente Methode (FEM) ist eine numerische Methode zur Lösung von partiellen Differentialgleichungen. Hierbei werden die Bauteile in endliche Elemente diskretisiert, mit denen die Bewegungsgleichung näherungsweise gelöst werden kann [6]. Die Bewegungsgleichung wird für die Modalanalyse und die Frequenzantwortanalyse benötigt. Die allgemeine Bewegungsgleichung lautet [5]:

$$\underline{M}\ddot{\underline{U}} + \underline{C}\dot{\underline{U}} + \underline{K}\underline{U} = \underline{F}. \quad (4.1)$$

4.1 Die Modalanalyse-SOL103

Die Modalanalyse wird für die Bestimmung von Eigenfrequenzen und Eigenschwingungen eines Systems durchgeführt. Mit der Modalanalyse wird das Eigenschwingungsproblem gelöst. Besonders bei dynamischen Belastungen sind diese für die Strukturauslegung wichtig, da im Resonanzfall die entstehenden Schwingungen zum Versagen der Bauteile oder zu unangenehmer Geräuschentwicklung führen können. Der Resonanzfall tritt ein, wenn die Anregungsfrequenz gleich der Eigenfrequenz ist [10]. Weiterhin werden die Eigenfrequenzen und Eigenschwingungen für die Frequenzantwortanalyse benötigt.

4.1.1 Das Eigenschwingungsproblem

Für die Darstellung des Eigenschwingungsproblems wird die allgemeine Bewegungsgleichung (4.1) verwendet, wobei hier die Kraft gleich Null gesetzt wird, da die Eigenschwingungen und -frequenzen unabhängig von äußeren Belastungen sind [6]. Das ungedämpfte Eigenschwingungsproblem ist für die Anwendungspraxis besonders relevant und wird folgend nach [6] hergeleitet. Die Bewegungsgleichung für freie ungedämpfte Schwingungen lautet:

$$\underline{M}\ddot{\underline{U}} + \underline{K}\underline{U} = \underline{0}. \quad (4.2)$$

Als Ansatzfunktion wird hierfür der allgemein harmonische Ansatz gewählt

$$\underline{U} = \underline{Y}e^{j\omega t} \quad (\text{da } \delta = 0; \omega_D = \omega; p = j\omega). \quad (4.3)$$

Da der Amplitudenvektor \underline{Y} reell ist, kann \underline{U} auch formuliert werden als

$$\underline{U} = \underline{Y} \cos(\omega t). \quad (4.4)$$

Wird Gleichung (4.3) in die ungedämpfte Bewegungsgleichung (4.2) eingesetzt, ergibt sich



das ungedämpfte Eigenschwingungsproblem:

$$(\underline{K} - \omega^2 \underline{M})\underline{Y} = \underline{0} \quad \rightarrow \text{ mit } \omega^2 = \lambda = \text{Eigenwert und } \underline{Y} = \underline{X} = \text{Eigenform folgt:}$$

$$(\underline{K} - \lambda \underline{M})\underline{X} = \underline{0}. \quad (4.5)$$

4.1.2 Lösung des ungedämpften Eigenschwingungsproblems

Das ungedämpfte Eigenschwingungsproblem wird im Folgenden an einem System mit zwei Freiheitsgraden gelöst [6]. Dafür werden zuerst die Eigenfrequenzen ermittelt. Das ungedämpfte Eigenschwingungsproblem, wie im vorigen Kapitel ermittelt, lautet:

$$(\underline{K} - \lambda \underline{M})\underline{X} = \underline{0}. \quad (4.5)$$

Für die Erfüllung dieser Gleichung muss entweder

- $\underline{X} = \underline{0}$ oder
- $\det(\underline{K} - \lambda \underline{M}) = 0$ gelten. (4.6)

Da $\underline{X} = \underline{0}$ die Trivillösung ist, wird die nicht-triviale Lösung $\det(\underline{K} - \lambda \underline{M}) = 0$ weiter verfolgt. Gleichung (4.6) wird als nächstes für zwei Freiheitsgrade formuliert:

$$\det\left(\begin{pmatrix} K_{11} & K_{12} \\ K_{21} & K_{22} \end{pmatrix} - \lambda \begin{pmatrix} M_{11} & M_{12} \\ M_{21} & M_{22} \end{pmatrix}\right) = \det \begin{bmatrix} K_{11} - \lambda M_{11} & K_{12} - \lambda M_{12} \\ K_{21} - \lambda M_{21} & K_{22} - \lambda M_{22} \end{bmatrix}$$

$$\rightarrow (K_{11} - \lambda M_{11})(K_{22} - \lambda M_{22}) - (K_{12} - \lambda M_{12})^2 = 0 \quad (4.7)$$

mit $(K_{12} - \lambda M_{12}) = (K_{21} - \lambda M_{21})$, da es sich um eine symmetrische Matrix handelt.

Gleichung (4.7) kann auch geschrieben werden als:

$$\lambda^2 + a_1 \lambda + a_2 = 0, \quad (4.8)$$

$$\text{mit } a_1 = \frac{-M_{11}K_{22} - K_{11}M_{22} + 2K_{12}M_{12}}{\det \underline{M}},$$

$$a_2 = \frac{\det \underline{K}}{\det \underline{M}},$$

$$\det \underline{M} = M_{11}M_{22} - M_{12}^2 \text{ und}$$

$$\det \underline{K} = K_{11}K_{22} - K_{12}^2.$$

Gleichung (4.8) ist unter dem Begriff „charakteristisches Polynom“ bekannt und kann mit Hilfe der Mitternachtsformel gelöst werden:

$$\lambda_{1,2} = \frac{-a_1 \pm \sqrt{a_1^2 - 4a_2}}{2}.$$



Für die Eigenfrequenzen gilt:

$$f_{1,2} = \frac{\omega_{1,2}}{2\pi} = \frac{\sqrt{\lambda_{1,2}}}{2\pi}.$$

Bei einem System mit zwei Freiheitsgraden ergeben sich zwei Eigenwerte und zwei Eigenfrequenzen für die Lösung des charakteristischen Polynoms.

Allgemein bedeutet dies, dass ein System mit N Freiheitsgraden, N Eigenwerte und somit auch N Eigenfrequenzen besitzt.

Mit den erhaltenen Eigenwerten $\lambda_{1,2}$ oder auch λ_i mit $i = 1,2$ können nun die Eigenformen $\underline{X} = \underline{X}_i$ aus Gleichung (3.2.10) berechnet werden:

$$\begin{aligned} (\underline{K} - \lambda_i \underline{M}) \underline{X}_i &= \underline{0} \\ \left(\begin{pmatrix} K_{11} & K_{12} \\ K_{21} & K_{22} \end{pmatrix} - \lambda_i \begin{pmatrix} M_{11} & M_{12} \\ M_{21} & M_{22} \end{pmatrix} \right) \begin{pmatrix} X_1 \\ X_2 \end{pmatrix}_i &= \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \end{pmatrix} \\ \begin{pmatrix} K_{11} - \lambda_i M_{11} & K_{12} - \lambda_i M_{12} \\ K_{21} - \lambda_i M_{21} & K_{22} - \lambda_i M_{22} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} X_1 \\ X_2 \end{pmatrix}_i &= \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \end{pmatrix} \\ \begin{pmatrix} (K_{11} - \lambda_i M_{11})X_{1i} + (K_{12} - \lambda_i M_{12})X_{2i} \\ (K_{21} - \lambda_i M_{21})X_{1i} + (K_{22} - \lambda_i M_{22})X_{2i} \end{pmatrix} &= \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \end{pmatrix}. \end{aligned} \quad (4.9)$$

Um schließlich eine Eigenform zu erhalten, muss willkürlich für eine Komponente von \underline{X}_i ein Wert ungleich Null festgelegt werden. Daraufhin kann das Gleichungssystem (4.9) gelöst werden, so dass sich beide Komponenten von \underline{X}_i ergeben. Setzt man in Gleichung (4.9)

$X_{2i} = 1$, so ergibt sich für \underline{X}_i :

$$\begin{pmatrix} X_1 \\ X_2 \end{pmatrix}_i = \begin{pmatrix} -K_{12} + \lambda_i M_{12} \\ K_{11} - \lambda_i M_{11} \\ 1 \end{pmatrix}.$$

Diese Eigenformen können schließlich in der Modalmatrix Φ zusammengefasst werden:

$$\Phi = (\underline{X}_1 \quad \underline{X}_2 \dots \underline{X}_N).$$

4.1.3 Starrkörpermoden

Wenn ein Modell frei gelagert ist, wie beispielsweise Flugzeuge, treten Schwingformen auf, in denen das Modell als starrer Körper in die drei Raumrichtungen schwingt, sich um die Raumachsen dreht oder auch eine Schwingform aus der Kombination der genannten



Schwingungen durchführt. Diese Schwingformen werden Starrkörpermoden genannt, die bei 0 Hz auftreten. Dabei findet im Modell keine Spannungsänderung statt, da sich das Modell an allen Punkten gleich bewegt [15].

Die Starrkörpermoden können zur Kontrolle der in dieser Arbeit durchgeführten Berechnungen verwendet werden, weil bei der Modalanalyse und auch bei der freigelagerten Frequenzantwortanalyse stets sechs Starrkörpermoden auftreten müssen.

4.2 Die Frequenzantwortanalyse-SOL111

Da in dieser Arbeit relativ große Berechnungsmodelle verwendet werden, wird nur die modale Frequenzantwortanalyse (Solution 111 in Nastran) als Berechnungsverfahren weiter erläutert. Ziel der Frequenzantwortanalyse ist die Berechnung der Verschiebung \underline{U} , der Geschwindigkeit $\underline{\dot{U}}$ und der Beschleunigung $\underline{\ddot{U}}$ aus der Bewegungsgleichung. Hierfür wird die modale Superposition (nach [5]) zur Entkopplung der allgemeinen Bewegungsgleichung (4.1) verwendet:

$$\underline{M}\underline{\ddot{U}} + \underline{C}\underline{\dot{U}} + \underline{K}\underline{U} = \underline{F}.$$

Für \underline{U} gilt hier der Ansatz:

$$\underline{U} = \sum_r \underline{X}_r q_r = \underline{\Phi} \underline{q} \quad \text{mit } r = 1, 2, \dots, R \leq N. \quad (4.10)$$

Wenn die Modalmatrix $\underline{\Phi}$ alle Moden beinhaltet, liefert die modale Superposition ein exaktes Ergebnis. Da jedoch das in dieser Arbeit verwendete FEM Modell sehr groß ist, wird die modale Reduktion angewendet. Hierbei werden die großen Berechnungsmatrizen durch die Reduzierung der Anzahl der Eigenmoden $R \ll N$ verkleinert. Da deshalb nicht mehr alle Moden verwendet werden, ergibt sich ein Näherungsfehler, aber besonders bei großen Modellen auch ein großer Effizienzgewinn.

Mit Einsetzen des Ansatzes (4.10) in die Bewegungsgleichung und der beidseitigen Vormultiplikation mit $\underline{\Phi}^T$ ergibt sich:

$$\underline{\Phi}^T \underline{M} \underline{\Phi} \underline{\ddot{q}} + \underline{\Phi}^T \underline{C} \underline{\Phi} \underline{\dot{q}} + \underline{\Phi}^T \underline{K} \underline{\Phi} \underline{q} = \underline{\Phi}^T \underline{F}.$$

Mit den beiden Eigenwerten λ_r und λ_s mit $s = 1, 2, \dots, R \leq N$ wobei $s \neq r$ gilt für:

$$\underline{X}_r^T \underline{M} \underline{X}_s = \underline{X}_s^T \underline{M} \underline{X}_r = 0$$

$$\underline{X}_r^T \underline{M} \underline{X}_r = \mu_r \rightarrow \text{modale Masse} \quad (4.11)$$



und für:

$$\underline{X}_r^T \underline{K} \underline{X}_s = \underline{X}_s^T \underline{K} \underline{X}_r = 0$$

$$\underline{X}_r^T \underline{K} \underline{X}_r = \gamma_r \rightarrow \text{modale Steifigkeit.} \quad (4.12)$$

Aus Gleichung (4.11) und Gleichung (4.12) zeigt sich, dass wenn alle Eigenformen zur Modalmatrix zusammengefasst werden, folgendes gilt:

$$\underline{\Phi}^T \underline{M} \underline{\Phi} = \text{diag} \mu_r$$

$$\underline{\Phi}^T \underline{K} \underline{\Phi} = \text{diag} \gamma_r$$

Unter Verwendung der Bequemlichkeitshypothese, die von einer modalen Dämpfung ausgeht, welche sich nur aus Massen- und Steifigkeitsanteilen zusammensetzt, ist auch die Dämpfungsmatrix nur diagonal besetzt. Dadurch wird das komplette Gleichungssystem entkoppelt:

$$\begin{pmatrix} \mu_1 & 0 & 0 \\ 0 & \mu_2 & 0 \\ 0 & 0 & \mu_R \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{q}_1 \\ \ddot{q}_2 \\ \ddot{q}_R \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \Delta_1 & 0 & 0 \\ 0 & \Delta_2 & 0 \\ 0 & 0 & \Delta_R \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \dot{q}_1 \\ \dot{q}_2 \\ \dot{q}_R \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \gamma_1 & 0 & 0 \\ 0 & \gamma_2 & 0 \\ 0 & 0 & \gamma_R \end{pmatrix} \begin{pmatrix} q_1 \\ q_2 \\ q_R \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} r_1 \\ r_2 \\ r_r \end{pmatrix}.$$

Wobei $\underline{\Delta}$ die modale Dämpfungsmatrix und \underline{r} den modalen Lastvektor repräsentiert.

Jede Zeile r kann jetzt für sich allein gelöst werden:

$$\mu_r \ddot{q}_r + \Delta_r \dot{q}_r + \gamma_r q_r = r_r.$$

Wird nun durch die modale Masse dividiert, dann erhält man die Bewegungsgleichung in modalen Koordinaten, die analog zur Gleichung des Einmassenschwingers ist:

$$\ddot{q}_r + 2\omega_r \xi_r \dot{q}_r + \omega_r^2 q_r = \frac{r_r}{\mu_r}$$

mit dem modalen Dämpfungsmaß $\xi_r = \frac{\Delta_r}{2\mu_r \omega_r}$ und $\omega_r^2 = \frac{\gamma_r}{\mu_r}$.

In der FEM werden kontinuierliche Bauteile in diskrete Elemente unterteilt und somit erfolgt die Berechnung der Verschiebungen, Geschwindigkeiten und Beschleunigungen für die einzelnen Elementknoten. Auch die Massen und Steifigkeiten der Bauteile müssen in geeigneter Weise den Knoten der Elemente zugeordnet sein. Folglich sind die Bewegungsgleichungen für die FE-Modelle formal identisch mit den Bewegungsgleichungen von Feder-Massen-Systemen.

Die Gesamtlösung der Bewegungsgleichung setzt sich also aus den Einzellösungen der

Einmassenschwinger zusammen. Als Erfahrungswert werden in den Berechnungen mit der modalen Reduktion die Moden des 1,5fachen betrachteten Frequenzbereiches verwendet [3].

4.3 Grundlagen der Superelementberechnung

Die in dieser Arbeit verwendeten Modelle beinhalten viele Freiheitsgrade für die Ermittlung des Schwingverhaltens, wobei nur der Frequenzbereich von 0 bis 600 Hz von Interesse ist. Dabei ist zu beachten, „dass

- der Speicherplatzbedarf bei der FEM quadratisch mit der Anzahl der Freiheitsgrade steigt und
- der Rechenzeitbedarf zur Eigenwertberechnung mit der vierten Potenz steigt“ [7].

Ziel der Superelementbildung in dieser Arbeit ist besonders die Senkung der Rechenzeit. Für die dynamische Superelementberechnung wird die modale Reduktion (siehe Kapitel 4.2) und die statische Kondensation angewandt.

Mit der statischen Kondensation werden die Freiheitsgrade eines Superelementes in zwei Gruppen aufgeteilt. Hierbei gibt es Hauptfreiheitsgrade und Nebenfreiheitsgraden [7]. Die Hauptfreiheitsgrade beschreiben die externen und die Nebenfreiheitsgrade die internen Freiheitsgrade. Knoten die sich innerhalb des zu erstellenden Superelements befinden werden folglich interne Knoten genannt und die Knoten, die die externen Freiheitsgrade beschreiben werden externe Knoten genannt und befinden sich am Rand des Superelements. Die externen Knoten sind mit anderen Superelementen oder FE-Modellen verbunden.

Unter Annahme eines reinen Punktmassenmodells gilt für die Bewegungsgleichung in partitionierter Form [7]:

$$\begin{pmatrix} \underline{M}_H & \underline{0} \\ \underline{0} & \underline{0} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{\underline{U}}_H \\ \ddot{\underline{U}}_N \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \underline{K}_{HH} & \underline{K}_{HN} \\ \underline{K}_{NH} & \underline{K}_{NN} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \underline{U}_H \\ \underline{U}_N \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \underline{F}_H \\ \underline{0} \end{pmatrix}, \quad (4.13)$$

mit $\underline{K}_{NH} = \underline{K}_{HN}^T$, da die Steifigkeitsmatrix symmetrisch ist.

Hierbei beinhaltet \underline{U}_H die Hauptfreiheitsgrade, also die externen Knotenverschiebungen, und \underline{U}_N die Nebenfreiheitsgrade und somit die internen Verschiebungen. Aus der unteren Matrizengleichung (blau markiert) ergibt sich:

$$\underline{K}_{NH} \underline{U}_H + \underline{K}_{NN} \underline{U}_N = \underline{0}. \quad (4.14)$$

Aus Gleichung (4.14) ergibt sich nun der statische Zusammenhang zwischen den



Hauptfreiheitsgraden \underline{U}_H und den Nebenfriheitsgraden \underline{U}_N :

$$\underline{U}_N = -\underline{K}_{NN}^{-1} \underline{K}_{NH} \underline{U}_H. \quad (4.15)$$

Wird Gleichung (4.15) nun in die obere Gleichung (4.13) eingesetzt ergibt sich:

$$\underline{M}_H \ddot{\underline{U}}_H + (\underline{K}_{HH} - \underline{K}_{HN} \underline{K}_{NN}^{-1} \underline{K}_{NH}) \underline{U}_H = \underline{F}_H.$$

Wenn dieser Ansatz nun von den Punktmassen auf eine Modellbildung mit Massenbelegungen innerhalb von Finiten Elementen (FEM-Kontinuumsabschnitte) übertragen wird, folgt für das allgemeine Bewegungsgleichungssystem (4.1):

$$\begin{pmatrix} \underline{M}_{HH} & \underline{M}_{HN} \\ \underline{M}_{NH} & \underline{M}_{NN} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{\underline{U}}_H \\ \ddot{\underline{U}}_N \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \underline{C}_{HH} & \underline{C}_{HN} \\ \underline{C}_{NH} & \underline{C}_{NN} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \dot{\underline{U}}_H \\ \dot{\underline{U}}_N \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \underline{K}_{HH} & \underline{K}_{HN} \\ \underline{K}_{NH} & \underline{K}_{NN} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \underline{U}_H \\ \underline{U}_N \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \underline{F}_H \\ \underline{F}_N \end{pmatrix}.$$

Zur Reduktion der Freiheitsgrade wird nun wiederum auf den statischen Zusammenhang zwischen den Haupt- und Nebenfriheitsgraden (Gleichung (4.15)) zurückgegriffen, der nun als Näherung zur Besetzung der Transformationsmatrix benutzt wird:

$$\begin{pmatrix} \underline{U}_H \\ \underline{U}_N \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 \\ -\underline{K}_{NN}^{-1} \underline{K}_{NH} \end{pmatrix} (\underline{U}_H).$$

$$\underline{U} = \underline{T} \underline{v}$$

Durch Vormultiplikation von \underline{T}^T entsteht nun ein System, dass nur noch die Hauptfreiheitsgrade enthält:

$$\underline{T}^T \underline{M} \underline{T} \ddot{\underline{q}} + \underline{T}^T \underline{C} \underline{T} \dot{\underline{q}} + \underline{T}^T \underline{K} \underline{T} \underline{q} = \underline{T}^T \underline{F}$$

$$\underline{M}^{red} + \underline{C}^{red} + \underline{K}^{red} = \underline{F}^{red}$$

Dieses System stellt nun bei vernünftiger Wahl der Haupt- und Nebenfriheitsgrade eine gute Näherung dar [7].

Wie schon erwähnt werden für die Bildung des Superelementes die modale Reduktion (=modale Kondensation) und die statische Kondensation (=gemischte Kondensation) verwendet [7]. Die Transformationsmatrix hierbei lautet:

$$\begin{pmatrix} \underline{U}_N \\ \underline{U}_H \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \underline{\Phi}^* & -\underline{K}_{NN}^{-1} \underline{K}_{NH} \\ 0 & 1 \\ & & 1 \\ & & & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} q \\ \underline{U}_H \end{pmatrix}, \text{ mit } \underline{\Phi}^* = \text{Modalmatrix mit den reduzierten Eigenformen.}$$

$$\underline{U} = \underline{T} \underline{v}$$

In Abbildung 10 ist die Besetzung der reduzierten Matrizen bei dieser gemischten Kondensation dargestellt.

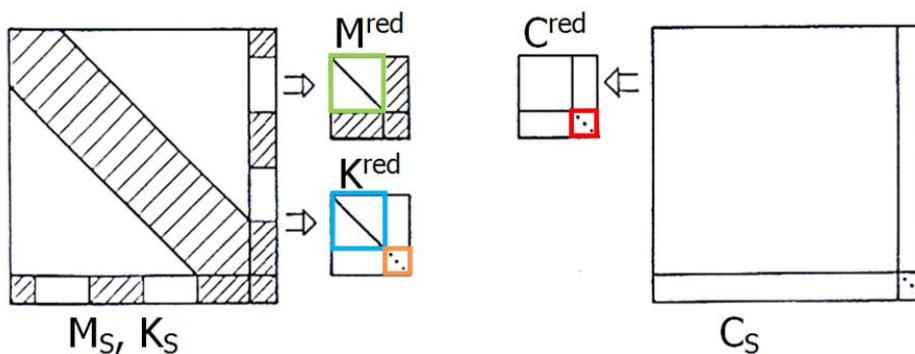


Abb. 10: Matrizenbesetzung vor und nach der gemischten Kondensation [7]

Hierbei stehen im ersten Quadrant (grün) von \underline{M}^{red} die generalisierten Massen der berücksichtigten modalen Freiheitsgrade, und in den restlichen Quadranten die Submatrizen der Massenmatrix, die kompliziert mit den modalen und statischen Ansatzvektoren gewichtet wurden. In \underline{K}^{red} beinhaltet wieder der erste Quadrant (blau) die generalisierten Steifigkeiten der berücksichtigten modalen Freiheitsgrade und weiterhin ist in \underline{K}^{red} nur noch der Quadrant der beizubehaltenden physikalischen Freiheitsgrade (orange) besetzt. Die Dämpfungsmatrix \underline{C}^{red} ist nur im rot markierten Quadranten der beizubehaltenden physikalischen Freiheitsgrade besetzt [7].

Zusammenfassend werden für die Superelementberechnung die externen Knoten, ein begrenzter Frequenzbereich für die modale Reduktion und die allgemeinen Modelldaten wie Masse und Steifigkeit benötigt.



5 Einflüsse auf das Übertragungsverhalten von Schwingungen

In diesem Kapitel werden Einflüsse wie Steifigkeit, Masse und Dämpfung, sowie auch weitere Einflüsse, wie beispielsweise eine elastische Lagerung auf das Übertragungsverhalten untersucht.

5.1 Die Einflüsse von Steifigkeit, Masse und Dämpfung

Die Einflüsse von Steifigkeit, Masse und Dämpfung auf das Übertragungsverhalten von Schwingungen werden an der Frequenzantwort bei harmonischer Anregung gezeigt [8]. Vereinfacht wird hier nur der Einmassenschwinger betrachtet. Die allgemeine Bewegungsgleichung für dieses Problem lautet:

$$M\ddot{U} + C\dot{U} + KU = F. \quad (4.1)$$

Für F wird eine harmonische Anregung angenommen:

$$F = f \sin \omega t \quad (5.1)$$

mit f = Kraftamplitude und ω = Anregfrequenz.

Die allgemeine Bewegungsgleichung (4.1) mit harmonischer Anregung ist inhomogen und die Lösung dieser Gleichung kann als Summe einer homogenen und einer Partikulärlösung beschrieben werden:

$$U = U_H + U_P.$$

Hierbei ist die homogene Lösung von den Eigenwerten abhängig und klingt mit der Zeit ab, folglich ist sie zeitabhängig. Die partikuläre Lösung ist nicht zeitabhängig. Sie hängt von der Anregungsfrequenz ab. Sie beschreibt eine Schwingung im eingeschwungenen Zustand:

$$\operatorname{Re}U_P = A_0 \cos(\omega t - \varphi) \text{ mit } \varphi = \arctan \frac{\eta w}{1 - w^2} \text{ und } w = \frac{\omega}{\omega_0} \text{ mit } \omega_0 = \text{Eigenkreisfrequenz.}$$

Im komplexen Raum kann die Kraft auch wie folgt beschrieben werden:

$$F = f \sin \omega t = \operatorname{Re}(f e^{-i\omega t}). \quad (5.2)$$

Für die Partikulärlösung wird folgender harmonische Ansatz verwendet:

$$U = u e^{-i\omega t} \quad (5.3)$$

$$\dot{U} = -i\omega u e^{-i\omega t} \quad (5.4)$$

$$\ddot{U} = i^2 \omega^2 u e^{-i\omega t} = -\omega^2 u e^{-i\omega t}. \quad (5.5)$$

Durch Einsetzen von Gleichung (5.2) bis (5.5) in (4.1) ergibt sich:



$$M(-\omega^2 u e^{-i\omega t}) + C(-i\omega u e^{-i\omega t}) + K u e^{-i\omega t} = f e^{-i\omega t}$$

$$M(-\omega^2 u) + C(-i\omega u) + K u = f$$

$$u = \frac{f}{K - i\omega C - \omega^2 M}. \quad (5.6)$$

Diese Gleichung kann auch dimensionslos geschrieben werden mit $u_0 = \frac{f}{K}$ = statischer

Verschiebung:

$$\frac{u}{u_0} = \frac{1}{1 - \frac{i\omega C}{K} - \frac{\omega^2 M}{K}} \text{ mit } \omega_0 = \sqrt{\frac{K}{M}}, \eta = 2\xi = \frac{C}{M\omega_0} \text{ und } w = \frac{\omega}{\omega_0} \text{ folgt:}$$

$$\frac{u}{u_0} = \frac{1}{1 - iw\eta - w^2} = \frac{1 - w^2 + iw\eta}{(1 - w^2)^2 + w^2\eta^2} = \frac{1 - w^2}{(1 - w^2)^2 + w^2\eta^2} + \frac{iw\eta}{(1 - w^2)^2 + w^2\eta^2}.$$

Hieraus wird ersichtlich, dass $\frac{u}{u_0}$ aus einem Real- und Imaginärteil zusammengesetzt ist:

$$\operatorname{Re}\left(\frac{u}{u_0}\right) = \frac{1 - w^2}{(1 - w^2)^2 + w^2\eta^2} \quad (5.7)$$

$$\operatorname{Im}\left(\frac{u}{u_0}\right) = \frac{w\eta}{(1 - w^2)^2 + w^2\eta^2}. \quad (5.8)$$

Für den Betrag von $\frac{u}{u_0}$ gilt mit Gleichung (5.6) und (5.7):

$$\left|\frac{u}{u_0}\right| = \sqrt{\operatorname{Re}^2 + \operatorname{Im}^2} = \frac{\sqrt{(1 - w^2)^2 + w^2\eta^2}}{(1 - w^2)^2 + w^2\eta^2} \text{ erweitert mit der Wurzel ergibt:}$$

$$\left|\frac{u}{u_0}\right| = \frac{1}{\sqrt{(1 - w^2)^2 + w^2\eta^2}}.$$

Wenn für die Spitzen nun $\omega = \omega_D \approx \omega_0 \rightarrow w \approx 1$ gilt, dann folgt für die Spitzenamplitude der Verschiebung, Geschwindigkeit und Beschleunigung (mit $f = u_0 K$):

Verschiebung:
$$\left| \frac{U}{F} \right| = \frac{1}{K} \left| \frac{u}{u_0} \right| = \frac{1}{K} \frac{1}{\sqrt{(1-l^2)^2 + l^2 \eta^2}} = \frac{1}{K \eta}$$

Geschwindigkeit:
$$\left| \frac{\dot{U}}{F} \right| = \frac{\omega}{K} \left| \frac{u}{u_0} \right| = \frac{1}{\eta \sqrt{KM}} \tag{5.9}$$

Beschleunigung:
$$\left| \frac{\ddot{U}}{F} \right| = \frac{\omega^2}{K} \left| \frac{u}{u_0} \right| = \frac{1}{\eta M}$$

Am Beispiel der Geschwindigkeit (Gleichung (5.9)) wird weiterhin betrachtet, was bei Steifigkeits-, Masse- oder Dämpfungsänderung mit der Spitzenamplitude und der Eigenkreisfrequenz geschieht [8]:

- Steifigkeitsänderung

Wird die Steifigkeit erhöht, dann folgt für die Eigenkreisfrequenz mit $\omega_0 = \frac{1}{c} \sqrt{\frac{K}{M}}$, dass $\omega_0 \uparrow$. Für die

Amplitude $\left| \frac{\dot{U}}{F} \right| = \frac{1}{\eta \sqrt{KM}}$ ergibt sich bei

Steifigkeitserhöhung eine Erniedrigung $\left| \frac{\dot{U}}{F} \right| \downarrow$ (siehe

Abb. 11).

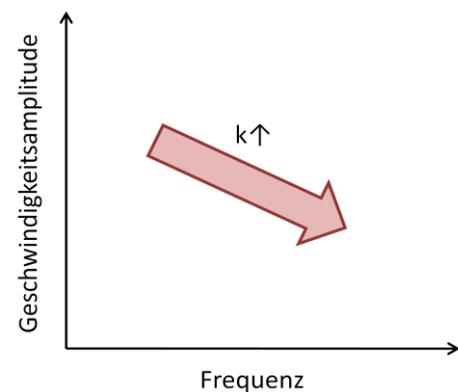


Abb. 11: Einfluss der Steifigkeit auf das Übertragungsverhalten

- Masseänderung

Wird die Masse erniedrigt, dann folgt für die Eigenkreisfrequenz mit $\omega_0 = \sqrt{\frac{K}{M}}$, dass $\omega_0 \uparrow$. Für

die Amplitude $\left| \frac{\dot{U}}{F} \right| = \frac{1}{\eta \sqrt{KM}}$ ergibt sich bei

Massesenkung eine Erhöhung $\left| \frac{\dot{U}}{F} \right| \uparrow$ (siehe Abb. 12).

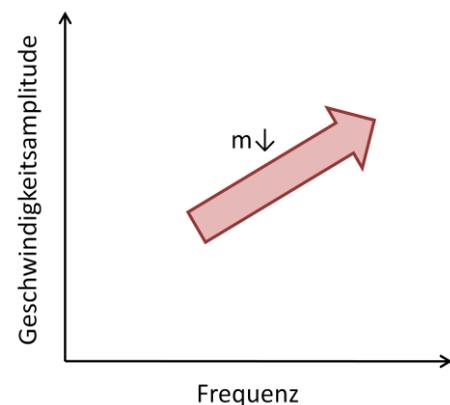


Abb. 12: Einfluss der Masse auf das Übertragungsverhalten

- Dämpfungsänderung

Da $\omega_0 = \sqrt{\frac{K}{M}}$ nicht abhängig von der Dämpfung ist

ändern sich die Eigenkreisfrequenzen bei Dämpfungsänderung nicht. Für die Amplitude

$\left| \frac{\dot{U}}{F} \right| = \frac{1}{\eta \sqrt{KM}}$ gilt jedoch, dass bei Erhöhung von

η die Amplitude sinkt $\left| \frac{\dot{U}}{F} \right| \downarrow$ (siehe Abb. 13).

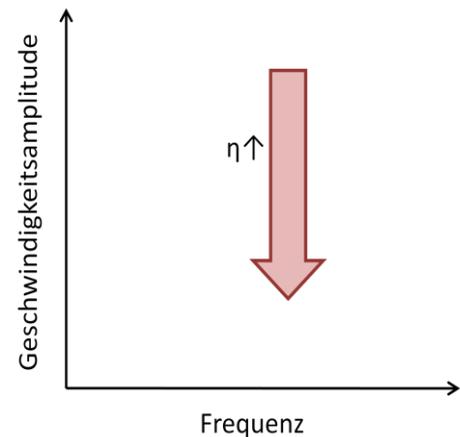


Abb. 13: Einfluss der Dämpfung auf das Übertragungsverhalten

5.2 Dämmung und Isolation durch elastische Lagerung

Körperschall kann an seiner Ausbreitung innerhalb einer elastischen Struktur mit geringer Dämpfung nur schwer gedämmt werden. Maßnahmen zur Verhinderung der Ausbreitung sind Materialwechsel, Querschnittsprünge und Sperrmassen. Am effektivsten ist jedoch die Einleitung des Schalls selbst zu verhindern, was entweder durch eine Erhöhung der Eingangsimpedanz oder durch eine elastische Entkopplung möglich ist. Unter der mechanischen Impedanz Z wird der Widerstand bezeichnet, der eine elastische Struktur den wirkenden Kräften entgegensetzt [3]:

$$Z = \frac{F}{\dot{U}}$$

Da der VAT, das LEG und das Fahrwerk relativ steife Strukturen sind, könnte eine effektive Erhöhung der Eingangsimpedanz nur über eine Sperrmasse erfolgen. Jedoch muss das Fahrzeug für einen geringen Kraftstoffverbrauch leicht sein, wodurch sich solche Sperrmassen nicht eignen.

Nun wird die Dämmung beziehungsweise die Isolation durch eine elastische Lagerung näher betrachtet. Im Folgenden werden die Wirkung und die Einflüsse auf die Isolation einer elastischen Lagerung am Beispiel des Ein-Massen-Schwingers aufgezeigt.

5.2.1 Elastische Isolation mit starrem Fundament

Zuerst wird eine elastische Lagerung zwischen einer Masse und einem starren Fundament

beschrieben [9]. Auf die Masse wirkt eine anregende Kraft F , eine Federkraft F_K und eine viskose Reibkraft F_C . Für das Kräftegleichgewicht nach Abb. 14 folgt:

$$M\ddot{U} = F - F_K - F_C. \quad (5.10)$$

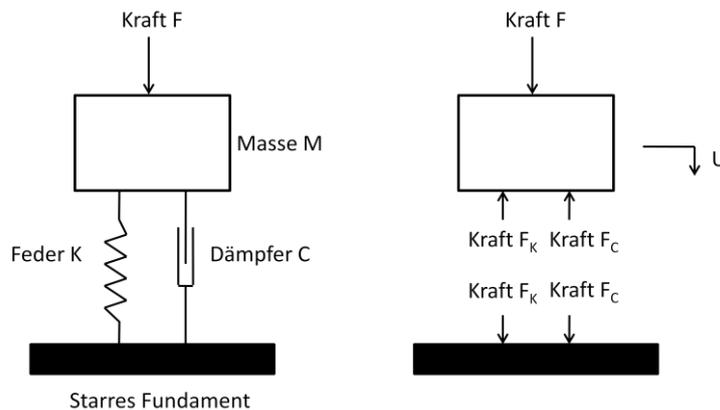


Abb. 14: Elastische Isolation bei starrem Fundament [9]

Nach dem Hookeschen Gesetz gilt für die Federsteifigkeit

$$F_K = KU \quad (5.11)$$

und für die Reibkraft unter der Annahme der Geschwindigkeitsproportionalität

$$F_C = C\dot{U}. \quad (5.12)$$

Führt man diese drei Gleichungen ((5.10) bis (5.12)) zusammen, ergibt sich folgende Bewegungsgleichung:

$$M\ddot{U} + C\dot{U} + KU = F.$$

Aus dieser Gleichung erhält man mit $F = fe^{-i\omega t}$ und $U = ue^{-i\omega t}$ folgende Gleichung (vergleiche mit Kapitel 5.1, Gleichung 5.6):

$$u = \frac{f}{K - i\omega C - \omega^2 M}. \quad (5.13)$$

Besonders interessant für die Beurteilung der elastischen Lagerung sind die Kräfte, die an das Fundament übertragen werden:

$$F_K + F_C = KU + i\omega CU = (K + i\omega C)ue^{i\omega t} = \frac{K + i\omega C}{K - i\omega C - \omega^2 M} fe^{i\omega t} = \frac{K + i\omega C}{K - i\omega C - \omega^2 M} F.$$

Das Ziel der elastischen Isolation soll sein, dass möglichst keine Kraft an das Fundament übertragen wird, also

$$F_K + F_C \rightarrow \min.$$

Dafür wird die Vergrößerungsfunktion V :



$$V = \frac{F}{F_k + F_C} = \frac{K - i\omega C - \omega^2 M}{K - i\omega C} = \frac{1 - w^2 - i\eta w}{1 - i\eta w} \quad (5.14)$$

mit $\omega_0 = \sqrt{\frac{K}{M}}$ = Eigenkreisfrequenz, $\eta = \frac{C}{M\omega_0}$ = Verlustfaktor und $w = \frac{\omega}{\omega_0}$ betrachtet.

Je größer die Vergrößerungsfunktion ist, desto kleiner wird die übertragene Kraft und desto besser ist die Isolation des Lagers.

Die Isolation ist jedoch auch abhängig von der Frequenz. Hierbei werden drei Fälle betrachtet:

- Für tiefe Frequenzen $w < 1$:

Für diesen Fall folgt $V \approx 1$, was bedeutet, dass keine Isolation stattfindet.

- Für mittlere bis hohe Frequenzen $1 \ll w \ll \frac{1}{\eta}$:

Hierbei gilt $V = -w^2$ und folglich steigt die Vergrößerungsfunktion stark mit der Frequenz.

- Für höchste Frequenzen $w \gg 1$:

Hierbei folgt für die Vergrößerungsfunktion $V = iw \frac{1}{\eta}$ und $|V| = w \frac{1}{\eta}$.

Die Vergrößerungsfunktion bei höchsten Frequenzen steigt mit der Frequenz etwas langsamer als bei mittleren bis hohen Frequenzen. Sie ist jedoch erneut von der Frequenz, aber auch vom Verlustfaktor abhängig. Je größer η desto kleiner V .

- Im Resonanzfall gilt $w \approx 1$:

Für die Vergrößerungsfunktion folgt hier $V = \frac{i\eta}{1+i\eta}$ und mit $\eta \ll 1$ ergibt sich

$|V| = \eta$. Folglich wirkt die elastische Lagerung im Resonanzbereich bei vorhandener Dämpfung verschlechternd, da $\eta < 1$ und folglich auch $|V| < 1$.

In Abbildung 14 lässt sich der Einfluss des Verlustfaktors erkennen. Hierbei wird deutlich, dass sich die Isolation bei steigender Dämpfung bei $w \gg 1$ verschlechtert. Im Resonanzbereich verbessert sich die im Resonanzfall beschriebene Verschlechterung durch die elastische Lagerung mit einem hohen Verlustfaktor. Jedoch ist der Resonanzfall auch bei

hohem Verlustfaktor nicht besser als eine starre Ankopplung. Folglich mildert ein hoher Verlustfaktor den negativen Effekt im Resonanzbereich ab, verschlechtert jedoch auch die Isolation bei höheren Frequenzen.

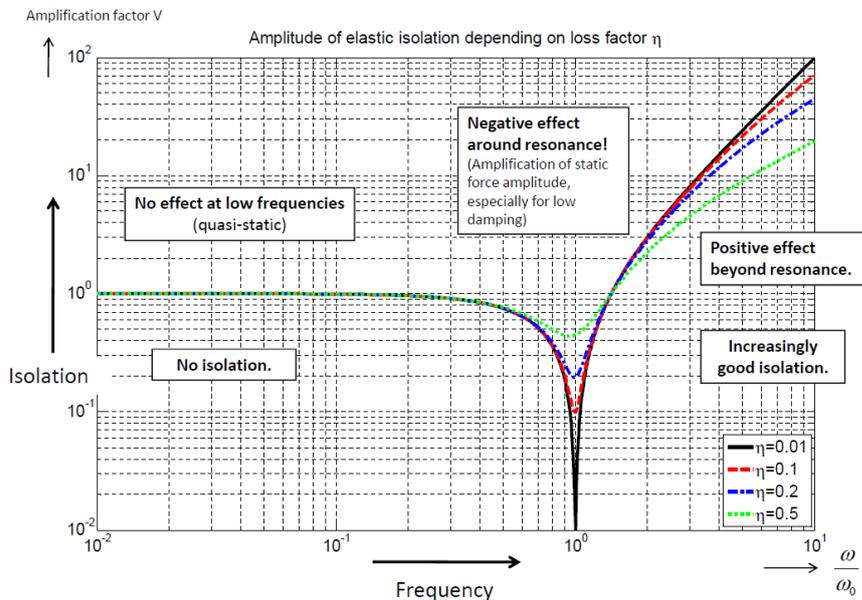


Abb. 15: Abhängigkeit der Isolation vom Verlustfaktor [8]

Zusammenfassend zeigt eine elastische Lagerung [9]:

- erst über der Resonanz eine Wirkung,
- eine geringere Verschlechterung im Resonanzfall mit einem hohen Verlustfaktor und
- bei mittleren Frequenzen einen starken Anstieg der Vergrößerungsfunktion, der bei hohen Frequenzen schwächer ist und mit wachsendem Verlustfaktor sinkt.

5.2.2 Fundament Impedanz

Die Annahme eines steifen Fundaments ist jedoch sehr unreal. Deshalb muss die mechanische Impedanz des Fundaments Z_F beachtet werden [9]. Diese bildet sich aus der Fundamentkraft F_F und der Fundamentalschnelle V_F :

$$Z_F = \frac{F_F}{V_F} = \frac{f_F}{v_F} \tag{5.15}$$

$$\text{mit } F_F = f_F e^{-i\omega t} \text{ und } V_F = \dot{U}_F = v_F e^{-i\omega t} \rightarrow v_F = -i\omega u_F. \tag{5.16}$$

Mit Gleichung (5.15) und (5.16) ergibt sich nun für die Fundamentimpedanz:

$$Z_F = \frac{f_F}{-i\omega u_F} \tag{5.17}$$

$$Z_F = \frac{f_F}{-i\omega \frac{f_F}{K_F - i\omega C_F - \omega^2 M_F}} = \frac{K_F - i\omega C_F - \omega^2 M_F}{-i\omega} = \frac{iK_F + \omega C_F - i\omega^2 M_F}{\omega}$$

$$Z_F = C_F + i\left(\frac{K_F}{\omega} - \omega M_F\right)$$

5.2.3 Elastische Isolation mit elastischem Fundament

Bei der Berechnung der Vergrößerungsfunktion der elastischen Isolation mit einem elastischen Untergrund (siehe Abb. 16) muss die Fundamentimpedanz bekannt sein [9].

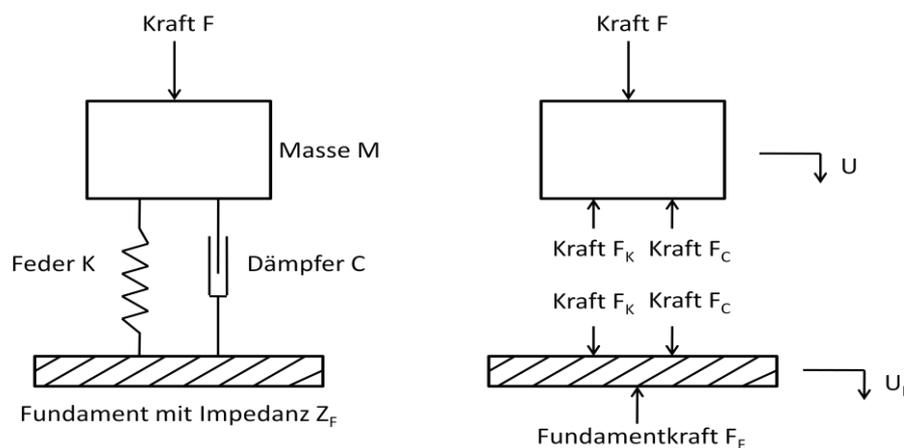


Abb. 16: Elastische Isolation bei elastischem Fundament [9]

Für die Massenauslenkung U gilt analog zu Gleichung (5.10):

$$M\ddot{U} = F - F_K - F_C \quad (5.18)$$

Jedoch gilt nun für die Federkraft und Dämpfungskraft:

$$F_K = K(U - U_F)$$

$$F_C = C(\dot{U} - \dot{U}_F)$$

Mit diesen Kräften lautet nun die Bewegungsgleichung:

$$M\ddot{U} + C(\dot{U} - \dot{U}_F) + K(U - U_F) = F \quad (5.19)$$

Besonders interessant für die Beurteilung der elastischen Lagerung sind, wie laut Kapitel 5.2.1, die Kräfte, die an das Fundament übertragen werden und die möglichst klein werden sollen:

$$F_F = F_K + F_C = K(U - U_F) + C(\dot{U} - \dot{U}_F) \quad (5.20)$$

Für die Verschiebung U , die anregende Kraft F und die Fundamentkraft F_F gilt weiterhin:

$$U = ue^{-i\omega t} \quad \text{und} \quad U_F = u_F e^{-i\omega t} \quad (5.21)$$



$$F = f e^{-i\omega t} \quad (5.22)$$

$$F_F = f_F e^{-i\omega t} . \quad (5.23)$$

Wenn die Fundamentimpedanz aus Gleichung (5.17) in Gleichung (5.23) eingesetzt wird, folgt:

$$F_F = f_F e^{-i\omega t} = -Z_F i \omega u_F e^{-i\omega t} .$$

Hieraus folgt, dass

$$f_F = -Z_F i \omega u_F . \quad (5.24)$$

Weiterhin gilt für Gleichung (5.19) mit Gleichung (5.21) und (5.22):

$$f = -M \omega^2 u + (u - u_F)(K - Ci \omega) . \quad (5.25)$$

Für Gleichung (5.20) gilt mit einsetzen von (5.21):

$$f_F = (u - u_F)(K - Ci \omega) . \quad (5.26)$$

Mit diesen drei Gleichungen (5.24-5.26) können nun die drei Unbekannten u , u_F und f_F gelöst werden, wobei für die Vergrößerungsfunktion besonders f_F von Bedeutung ist:

$$f_F = \frac{K - Ci \omega}{K - M \omega^2 - Ci \omega} \left(f - \frac{iM \omega}{Z_F} f_F \right) .$$

Nach der Auflösung nach f_F gilt:

$$f_F = \frac{K - Ci \omega}{(K - Ci \omega) \left(1 + \frac{iM \omega}{Z_F} \right) - M \omega^2} f . \quad (5.27)$$

Für die Vergrößerungsfunktion V soll wieder die Kraft, die ohne elastischer Lagerung und die mit elastischer Lagerung an das Fundament übertragen wird, untersucht werden:

$$V = \frac{F_F(K \rightarrow \infty)}{F_F(K)} = \frac{f_F(K \rightarrow \infty)}{f_F(K)} .$$

$$\text{Für } f_F(K \rightarrow \infty) \text{ gilt: } f_F(K \rightarrow \infty) = \frac{f}{1 + \frac{i \omega M}{Z_F}} .$$

Die Vergrößerungsfunktion wird damit zu:

$$V = 1 - \frac{M \omega^2}{1 + \frac{iM \omega}{Z_F}} = 1 - \frac{\omega^2}{\left(1 + \frac{iM \omega}{Z_F} \right) (1 - i \eta \omega)} \quad (5.28)$$



mit $\omega_0 = \sqrt{\frac{K}{M}}$ = Eigenkreisfrequenz, $\eta = \frac{C}{M\omega_0}$ = Verlustfaktor und $w = \frac{\omega}{\omega_0}$.

Nun kann eine Kontrolle der Gleichung durchgeführt werden. Wenn $Z_F \rightarrow \infty$, dann ergibt sich die Vergrößerungsfunktion aus Gleichung (5.14).

Die Impedanz kann nun zwei Formen annehmen. Sie kann entweder Massen- ($Z_F = j\omega M_F$) oder Federungscharakter ($Z_F = \frac{K_F}{i\omega}$) aufweisen [9].

- Fundamentimpedanz mit Massencharakter: $Z_F = j\omega M_F$.

Dabei gilt für die Vergrößerungsfunktion:

$$V = 1 - \frac{w^2}{\left(1 + \frac{M}{M_F}\right)(1 - i\eta w)}$$

Das bedeutet, dass die Fundamentimpedanz wie eine Verstimmung der Resonanz in höhere Frequenzen wirkt:

$$V = 1 - \frac{\omega^2}{\omega_{\text{Res}}^2(1 - i\eta w)}$$

Die elastische Lagerung verhält sich also wie bei einem starren Fundament, wobei die Eigenfrequenz auch von der Masse (Gerät) und dem Fundament abhängt:

$$\omega_{\text{Res}}^2 = K \left(\frac{1}{M} + \frac{1}{M_F} \right)$$

Die Interpretationen aus Kapitel 5.2.1 bleiben beim Massencharakter der Impedanz erhalten.

- Fundamentimpedanz mit Federungscharakter: $Z_F = \frac{K_F}{i\omega}$.

Für die Vergrößerungsfunktion gilt hierfür:

$$V = 1 - \frac{w^2}{\left(1 - \frac{M\omega^2}{K_F}\right)(1 - i\eta w)}$$

Da Masse (Gerät) und Fundament selbst schon einen Resonator bilden, tritt ein zweiter Resonanz-Effekt mit der Masse-Fundament-Resonanzfrequenz ω_{MF} auf:



$$\omega_{MF}^2 = \frac{K_F}{M}.$$

Somit folgt für die Vergrößerungsfunktion:

$$V = 1 - \frac{w^2}{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_{MF}^2}\right)(1 - i\eta\omega)}.$$

Weiterhin kann zwischen Fundament und elastischer Lagerung angenommen werden, dass die Steifigkeiten $K \ll K_F$ sind. Mit diesen Gleichungen ergibt sich für die Eigenkreisfrequenzen:

$$\omega_{MF} \gg \omega_0.$$

- Für hohe Frequenzen $\omega \gg \omega_{MF}$ und einer kleinen Federdämpfung $\eta \approx 0$ gilt:

$$\frac{\omega_0^2}{\omega^2} \approx 0.$$

Damit wird die Vergrößerungsfunktion frequenzunabhängig:

$$V \cong 1 - \frac{w^2}{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_{MF}^2}\right)} = 1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2 \left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_{MF}^2}\right)} = 1 - \frac{\omega^2}{\omega^2 \left(\frac{\omega_0^2}{\omega^2} - \frac{\omega_0^2}{\omega_{MF}^2}\right)} = 1 - \frac{1}{-\frac{\omega_0^2}{\omega_{MF}^2}}$$

$$V \cong 1 + \frac{\omega_{MF}^2}{\omega_0^2} = 1 + \frac{K_F}{K} \approx \frac{K_F}{K}.$$

Folglich ist die Vergrößerungsfunktion bei höheren Frequenzen nur noch von den Steifigkeiten K_F und K abhängig. Dieses Verhältnis wird im weiteren

Verlauf der Arbeit als Isolationsverhältnis $I = \frac{K_F}{K} = \frac{K_{dyn}}{K_{Lager}}$ (5.29)

mit K_{dyn} = dynamische Steifigkeit nach dem Lager und

mit K_{Lager} = Lagersteifigkeit weiterverwendet.

- Bei tiefsten Frequenzen ergibt sich wiederum $V = 1$ gefolgt von dem Resonanzeinbruch mit $V < 1$.



Nun ist die Resonanzfrequenz ω_A gegeben durch $\omega_A = \omega_0 \left(1 - \frac{\omega_A^2}{\omega_{mF}^2} \right)$.

Demzufolge gilt: $\frac{1}{\omega_A^2} = \frac{1}{\omega_0^2} + \frac{1}{\omega_{mF}^2}$.

Da meist $\omega_{mF} \gg \omega_0$ spielt die Verstimmung bei $\omega_A \approx \omega_0$ keine Rolle, jedoch die Resonanz zwischen Masse und Fundament $\omega \approx \omega_{mF}$. In dieser Resonanz geht $V \rightarrow \infty$, weil keine Dämpfung in der Fundamentfeder berücksichtigt wurde. Da diese Dämpfung nicht beachtet wurde, wird auch die in das Fundament eingeleitete Kraft $F(K \rightarrow \infty)$ unendlich groß und die elastische Lagerung erreicht infolge dessen durch die endlich große Fundamentkraft F_F eine scheinbar beliebig starke Dämpfung.

Zusammenfassend ergeben sich aus dieser Betrachtung folgende Erkenntnisse [9]:

- Im höheren Frequenzbereich ist die Dämpfung elastischer Lager über das Isolationsverhältnis definiert, also rein von den Steifigkeiten abhängig.
- Weiterhin ist die Dämpfung aufgrund vorherrschender Dämpfung nicht beliebig steigerbar.

5.3 Schwingungstilgung

Schwingungen in einem System mit mehreren Freiheitsgraden können sich gegenseitig reduzieren, beziehungsweise sogar ganz auslöschen [10]. Diese Schwingungstilgung erfolgt durch die Kompensation translatorischer Erregerkräfte und rotatorischer Erregermomente durch entgegengesetzte Massekräfte oder Massemomente. Bei passiven Tilgern wird diese Gegenkraft durch zusätzliche Feder-Masse-Elemente am Schwingungssystem angebracht. Das Prinzip der Schwingungstilgung wird an einem System mit zwei Freiheitsgraden bei Vernachlässigung der Dämpfung untersucht (siehe Abb. 17).

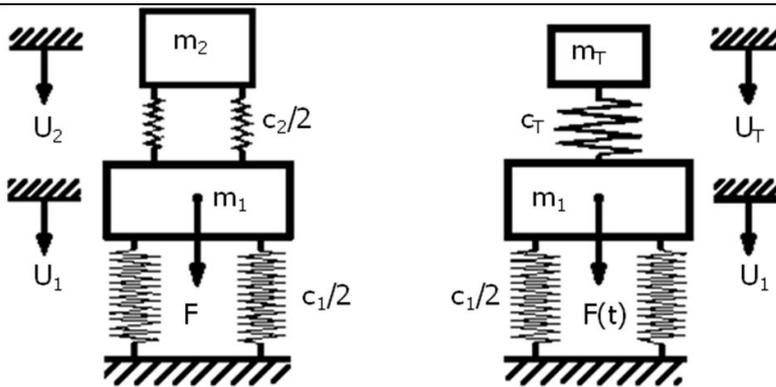


Abb. 17: Schwingerkette mit zwei Freiheitsgraden. Schwingungstilger [10]

Die Bewegungsgleichung lautet hierbei für die statische Ruhelage [10]:

$$M\ddot{U} + KU = F_0. \quad (5.30)$$

Mit $F_0 = f_0 e^{i\omega t}$ und $U = u e^{i\omega t}$ entsteht aus Gleichung (5.28) folgendes lineares Gleichungssystem:

$$\begin{bmatrix} K_{11} - M_{11}\omega^2 & K_{12} \\ K_{12} & K_{22} - M_{22}\omega^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_0 \\ 0 \end{bmatrix}.$$

Dieses Gleichungssystem hat eindeutige Lösungen, wenn die Determinante der Koeffizientenmatrix D ungleich Null ist. Nach der Cramerschen Regel werden nun die Determinanten D_1 und D_2 gebildet:

$$D_1 = \begin{vmatrix} f_0 & K_{12} \\ 0 & K_{22} - M_{22}\omega^2 \end{vmatrix} = f_0 \cdot (K_{22} - M_{22}\omega^2),$$

$$D_2 = \begin{vmatrix} K_{11} - M_{11}\omega^2 & f_0 \\ K_{12} & 0 \end{vmatrix} = -f_0 \cdot K_{12}.$$

Für die Verschiebung u folgt nun:

$$u_1 = \frac{f_0 \cdot (K_{22} - M_{22}\omega^2)}{D} \quad \text{und} \quad u_2 = \frac{-f_0 \cdot K_{12}}{D}.$$

Die Schwingungstilgung der Masse m_2 durch die Masse m_1 findet komplett statt, wenn die Verschiebung $u_1 = 0$:

$$u_1 = 0 = \frac{f_0 \cdot (K_{22} - M_{22}\omega^2)}{D} \quad \text{gilt für} \quad K_{22} - M_{22}\omega^2 = 0 \rightarrow K_{22} = M_{22}\omega^2.$$

Folglich ist die Tilgung bei folgender Tilgerfrequenz erreicht:



$$\omega_T = \sqrt{\frac{K_{22}}{M_{22}}} = \sqrt{\frac{c_2}{m_2}} = \omega .$$

Da $u_1 = 0$, wenn $\omega_T = \omega$ folgt für die Tilgermasse m_T und die Tilgersteifigkeit c_T

$$c_T = \omega^2 m_T .$$

Dieses Tilgersystem hat nun zwei Eigenfrequenzen, wobei die Tilgerfrequenz zwischen diesen beiden Eigenfrequenzen liegt [10].

Die Schwingungstilgung tritt nicht nur durch Zusatzelemente an einem System auf, sondern sie kann auch ohne Zusatzelemente aufgrund der Kompensation von Massenkräften innerhalb eines Systems vorliegen.

6 Optimierung

Für die Ermittlung geeigneter Steifigkeiten der elastischen Lager zwischen LEG und VAT wird eine Optimierung durchgeführt. Grundlegende Eingaben für das Gelingen einer Optimierung sind die Angaben, die das Optimierungsproblem beschreiben [15].

Zu diesen gehören:

- die Zielfunktion $Z(\underline{X})$, die minimiert oder maximiert (negative minimiert) werden soll,
- die Gleichungsbedingungen $g_j(\underline{X}) \leq 0$ mit $j = 1, \dots, n_g$,
- die Ungleichungsbedingungen $h_k(\underline{X}) = 0$ mit $k = 1, \dots, n_h$ und
- die Nebenbedingungen $x_i^L \leq x_{i\leq} \leq x_i^U$ mit $i = 1, \dots, n$ zur Begrenzung der
- Design Variablen $\underline{X} = \{x_1, x_2, \dots, x_n\}$, die für die Erreichung der optimalen Zielfunktion variiert werden.

Der Optimierungsalgorithmus, der für die in dieser Arbeit durchgeführte Optimierung verwendet wird, gehört zu den gradientenbasierten Optimierungsverfahren, dem Verfahren des steilsten Abstiegs. Bei dem numerischen Suchprozess wird für einen gegebenen Punkt im Designraum der Gradient zur Zielfunktion gebildet, der die Suchrichtung vorgibt. Für eine einzelne unabhängige Variable lautet die erste Vorwärtsdifferenz [15]:

$$\frac{dz(x)}{dx} = \frac{z(x + \Delta x) - z(x)}{\Delta x}, \text{ mit } \Delta x = \text{Schrittweite in X-Richtung.}$$

Da in der Praxis meist mehrere Designvariablen verwendet werden und einen Vektor bilden, wird die partielle Ableitung oder auch der Gradient wie folgt geschrieben:



$$\Delta Z(\underline{X}) = \begin{pmatrix} \frac{\partial Z}{\partial x_1} \\ \cdot \\ \frac{\partial Z}{\partial x_n} \end{pmatrix} \cong \begin{pmatrix} \frac{Z(\underline{X} + \Delta x_1) - Z(\underline{X})}{\Delta x_1} \\ \cdot \\ \frac{Z(\underline{X} + \Delta x_n) - Z(\underline{X})}{\Delta x_n} \end{pmatrix}.$$

Jede partielle Ableitung des Gradienten ist eine einzelne Komponente des dimensionsbehafteten Vektors. Dieser Gradient beschreibt nun die Suchrichtung:

$S = \Delta Z \quad \rightarrow$ der steilste Anstieg oder \rightarrow Maximierung,

$S = -\Delta Z \quad \rightarrow$ der steilste Abstieg \rightarrow Minimierung.

Dieser Suchrichtung wird nun nachgegangen, bis eine Randbedingung oder ein Optimum dieser Suchrichtung erreicht wird. An dieser Stelle wird nun die neue Designvariable \underline{X}^1 gebildet, die abhängig von der Suchrichtung, dem Startvektor und einem einzigen Parameter α ist:

$$\underline{X}^1 = \underline{X}^0 + \alpha S^1.$$

Diese neue Designvariable kann nun wieder in die Zielfunktion eingesetzt werden und ein neuer Gradient oder eben die neue Suchrichtung kann berechnet werden. Dies wird so lange fortgeführt bis ein Abbruchkriterium erfüllt ist [15].

Da dieses Verfahren nur lokale Steigungsinformationen nutzt, wird nicht immer das globale sondern auch teilweise das lokale Optimum erreicht. Folglich sollte dieses Optimierungsverfahren mit unterschiedlichen Startwerten berechnet werden.

7 Bauteile

Die für diese Arbeit relevanten Bauteile und Baugruppen werden in den nachfolgenden Kapiteln beschrieben. Hierzu gehören die EPS-LEG, die VAT, die Lenksysteme und die Karosserien der unterschiedlichen Fahrzeuge.

7.1 Lenkgetriebe

Bei den LEG, die in den betrachteten Fahrzeugen eingebaut sind, handelt es sich um EPS-LEG (siehe Abb. 18) mit achsparallelem Antrieb (APA). Dieser ist durch eine niedrige Systemreibung und einen hohen Wirkungsgrad gekennzeichnet.

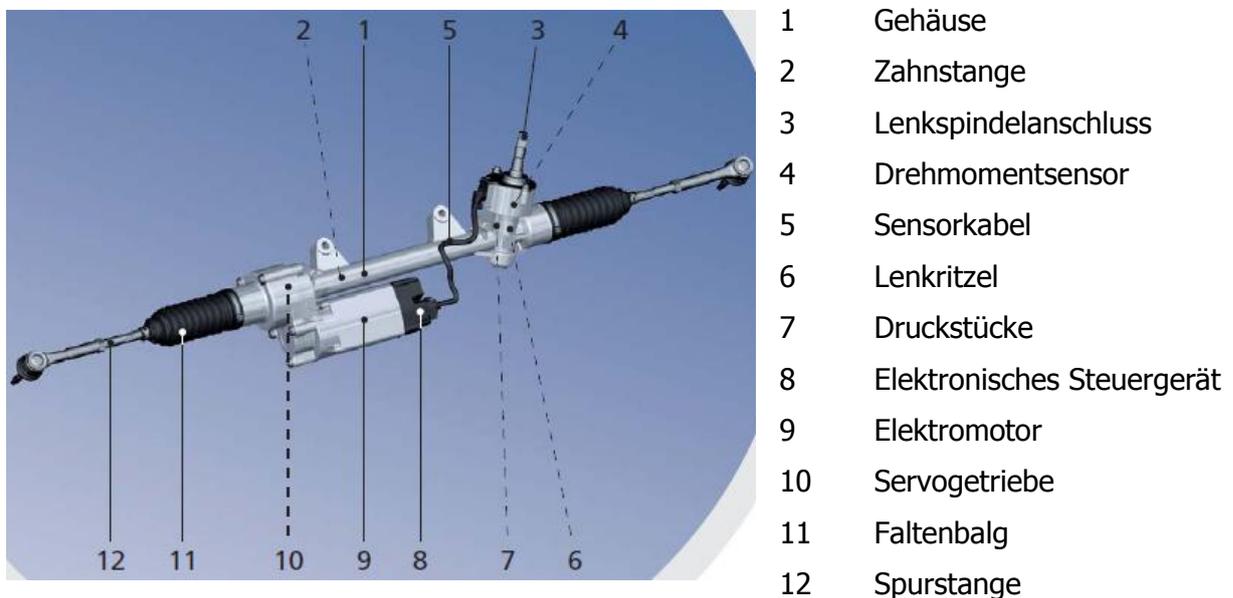


Abb. 18: LEG: EPS (APA) [11]

Die Lenkmechanik, die mit dem elektronischen System verbunden ist, folgt dem Prinzip der Zahnstangenlenkung. Wenn vom Fahrer eine Lenkbewegung durchgeführt wird, nimmt ein Sensor (4) das entsprechende Lenkmoment und die Lenkgeschwindigkeit auf. Diese Daten werden als elektrisches Signal über das Sensorkabel (5) an das Steuergerät (8) gesendet. Dieses steuert wiederum auf Basis der erhaltenen Daten den Elektromotor (9), welcher das geeignete Servomoment über das Servogetriebe (10) auf die Zahnstange (2) der mechanischen Zahnstangenlenkung aufbringt.

Die LEG-Modelle der beiden untersuchten Fahrzeuge sind in folgender Abbildung dargestellt. Die Zahnstangen beider LEGs bestehen aus Stahl und die Gehäuse aus Aluminium.

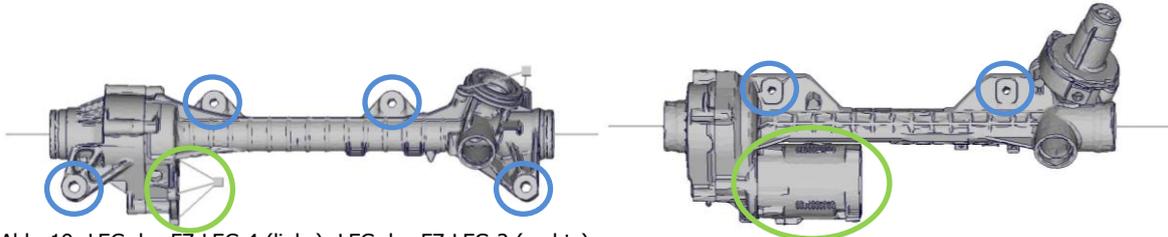
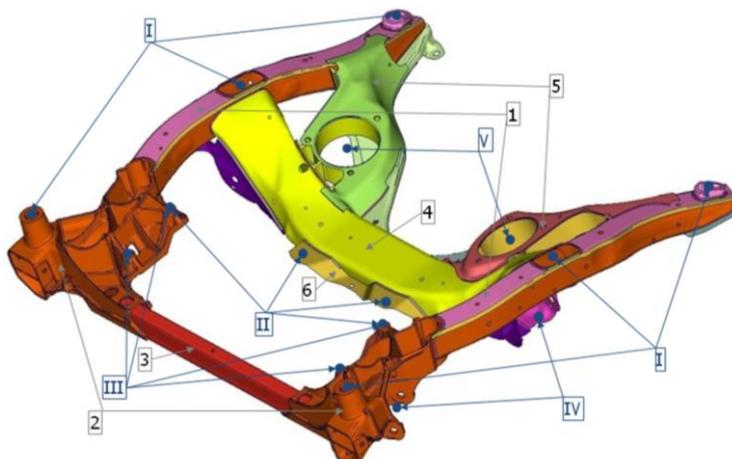


Abb. 19: LEG des FZ-LEG-4 (links); LEG des FZ-LEG-2 (rechts)

Besonders auffallend ist, dass beim LEG des FZ-LEG-4 der EPS-Motor (grün markiert), im Gegensatz zum LEG des FZ-LEG-2, über eine Ersatzmasse an einen Starrkörper (RBE) modelliert ist. Vorangegangene Untersuchungen haben jedoch gezeigt, dass die vereinfachte Modellierung keine nennenswerten Einflüsse auf die dynamischen Eigenschaften des LEGs hat. Weiterhin sind die Anbindungsstellen an den VAT bei beiden LEGs blau markiert.

7.2 Vorderachsträger des FZ-LEG-4

Im weiteren Verlauf werden zwei unterschiedliche VAT genauer betrachtet. In der folgenden Abbildung ist der VAT dargestellt, der vier Lagerpunkte für das LEG aufweist. Aufgebaut ist der VAT aus zwei seitlichen Längsträgern (1) mit zwei Gussknoten (2) vorne, die durch ein Querrohr (3) und den Querträger (4) miteinander verbunden sind. Außerdem dienen die beiden Motorlagerschalen (5) zur Versteifung und zur Lagerung des Motors. Der komplette VAT besteht aus Aluminium.



- 1 Längsträger
- 2 Gussknoten
- 3 Querrohr
- 4 Querträger
- 5 Motorlagerschalen
- 6 Halter-LEG

- I Karosserieanbindungspunkte
- II Anbindungspunkte für das LEG
- III Anbindungspunkte für die Stabilisatorschellen
- IV Fahrwerkanbindungspunkte
- V Motorlageranbindungspunkte

Abb. 20: Beschreibung des VATs vom FZ-LEG-4

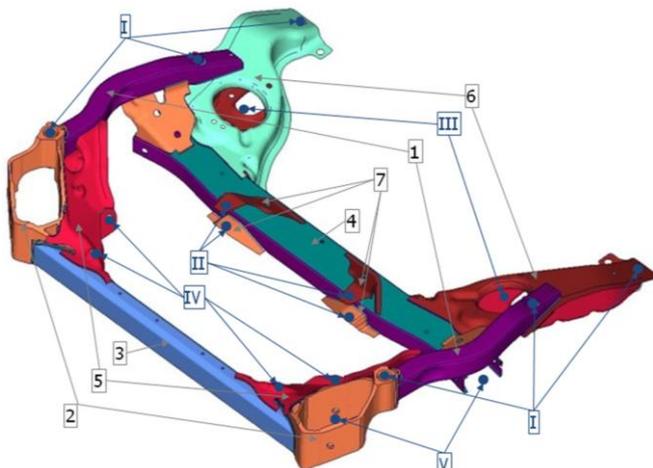
Wichtige Anbindungsstellen des VATs sind mit römischen Zahlen und Punkten gekennzeichnet. An den beiden Längsträgern gibt es je drei Anbindungspunkte an die Karosserie (I). An jedem Gussknoten befindet sich ein Anbindungspunkt für das LEG (II). Zwei weitere Anbindungspunkte für das LEG (II) sind am Halter-LEG (6) angebracht. Außerdem sind an den Gussknoten auch die Stabilisatorschellen angebracht (III).

An den linken und rechten Enden des Querträgers und an den Gussknoten sind die

Anbindungspunkte des Fahrwerks (IV). Hierbei befinden sich die Zugstrebenanbindungspunkte vorne an den Gussknoten und die Querlenkeranbindungspunkte hinten am Querträger. Je ein Motorlager, das an der Motorlageranbindung (V) befestigt ist, sitzt in den Motorlagerschalen.

7.3 Vorderachsträger des FZ-LEG-2

Der zweite VAT, der betrachtet wird, hat nur zwei Anbindungsstellen für das LEG (siehe Abb. 21). Er besteht wiederum aus zwei Längsträgern (1), an denen vorne die Zugstreben-Lagerböcke (2) angebracht sind. Dazwischen befinden sich wiederum das Querrohr (3) und der Querträger (4). An den Zugstreben-Lagerböcken sind auch die Stabilisatorhalter (5) befestigt. Die Motorlagerbleche (6) dienen wiederum zur Versteifung des VATs und zur Lagerung des Motors. Außerdem sind am Querträger noch vier Aufnahmebleche für die Anbindung des LEGs (7) angebracht.



- | | |
|-----|---|
| 1 | Längsträger |
| 2 | Zugstreben-Lagerböcke |
| 3 | Querrohr |
| 4 | Querträger |
| 5 | Stabilisatorhalter |
| 6 | Motorlagerbleche |
| 7 | Halter-LEG |
| I | Karosserieanbindungspunkte |
| II | Anbindungspunkte für das LEG |
| III | Motorlageranbindungspunkte |
| IV | Anbindungspunkte für die Stabilisatorschellen |
| V | Fahrwerkanbindungspunkte |

Abb. 21: Beschreibung des VATs vom FZ-LEG-2

Wichtige Anbindungsstellen dieses VATs sind mit römischen Zahlen und Punkten in Abbildung 21 gekennzeichnet. An den beiden Längsträgern gibt es wieder je drei Anbindungspunkte an die Karosserie (I). Das LEG ist an zwei Stellen zwischen den Halter-LEG-Blechen gelagert (II). Weiterhin befinden sich die Motorlageranbindungspunkte (III) an den Motorlagerblechen.

Die Stabilisatorschellen sind an den Stabilisatorhaltern befestigt (IV) und das Fahrwerk ist an dem Querträger und den Zugstreben-Lagerböcken (V) angebracht. Analog zu den Begrifflichkeiten befinden sich die Querlenkeranbindungspunkte links und rechts an den Querträgerenden und die Zugstrebenanbindungspunkte vorne an den Zugstreben-Lagerböcken.

7.4 Lenksystem mit VAT

Das komplette Lenksystem sieht im Zusammenbau wie in Abb. 22 aus. Löst der Fahrer mit Hilfe des Lenkrads ein Lenkmoment aus, dann wird dieses zuerst über die LS an die Lenkspindel und von der Lenkspindel an das LEG übertragen.

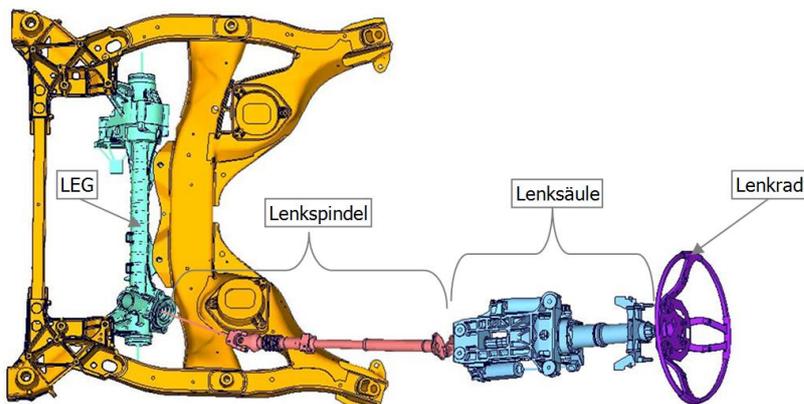


Abb. 22: Lenksystem mit VAT (FZ-LEG-4)

Das EPS(APA)-LEG (siehe Kapitel 7.1) ist an den vier Lagerungspunkten an den VAT (siehe Kapitel 7.2) angebunden. Das Lenksystem des FZ-LEG-2 ist analog zum FZ-LEG-4 Lenksystem aufgebaut (siehe Abb. 23, gleiche Bauteilfarben). Das Lenkrad im FZ-LEG-2 wird jedoch nur über Ersatzmassen modelliert.

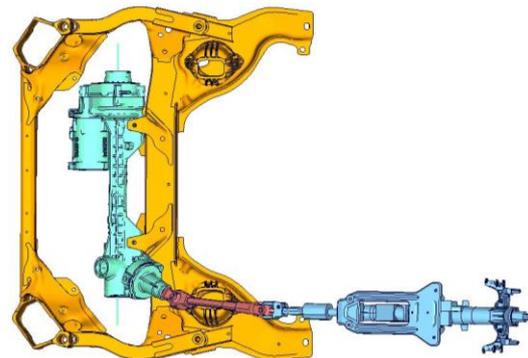


Abb. 23: Lenksystem mit VAT (FZ-LEG-2)

7.5 Karosserie

Die Karosserie als „trimmed body“ beschreibt den geometrisch größten Teil des Berechnungsmodells. Sie enthält die mit Massen belegte Rohkarosserie, welche weitgehend aus Blechteilen besteht.

Das Karosseriemodell des FZ-LEG-4 wird hauptsächlich mit Schalenelementen dargestellt (siehe Abb. 24). Hierbei wurden im Gegensatz zur Karosserie des FZ-LEG-2 selbst die Türen und Klappen des Fahrzeuges ausmodelliert

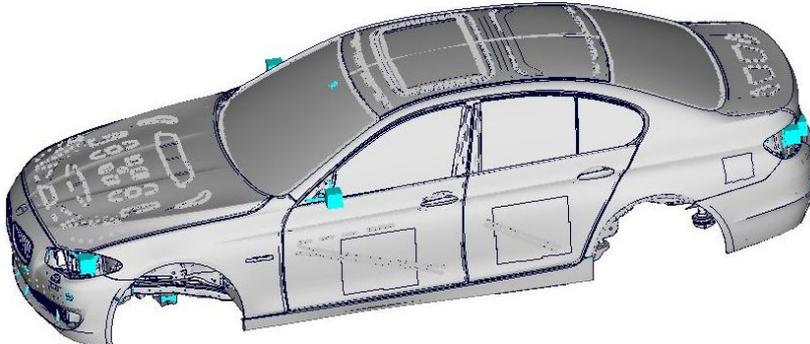


Abb. 24: Karosserie FZ-LEG-4

Dahingegen werden bei dem FZ-LEG-2 beispielsweise die Türen, der Kofferraumdeckel und die Motorhaube vereinfacht über Starrkörperelemente (türkis) mit zugeordneten Massen und Trägheiten modelliert (siehe Abb. 25).

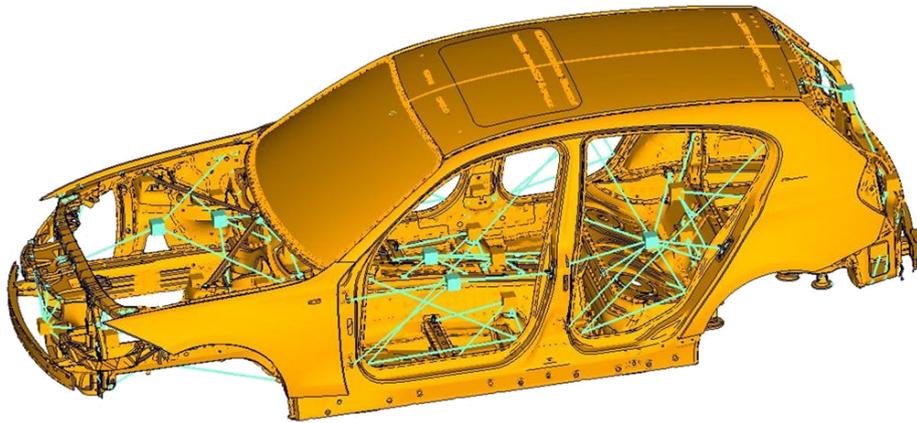


Abb. 25: Karosserie FZ-LEG-2

8 Aktueller Stand

Vorangegangene Arbeiten beschäftigten sich schon mit dem Verbesserungspotential durch die Isolation des LEGs mit Hilfe von elastischen Lagern am FZ-LEG-4. Hierbei wurde an der Beifahrerseite außen eine Verringerung der Lautstärke bei elastisch gelagertem LEG um 2 dB (A) erreicht [12]. Dabei wurde das höchste Potential im Frequenzbereich von 0 Hz bis 300 Hz und in der Raumrichtung Z ermittelt (siehe Abb. 26). Nachfolgend ist das Grundkoordinatensystem der Fahrzeuge dargestellt. Eine Reduzierung der Steifigkeit in diese Richtung ist fahrdynamisch als unkritisch zu sehen.

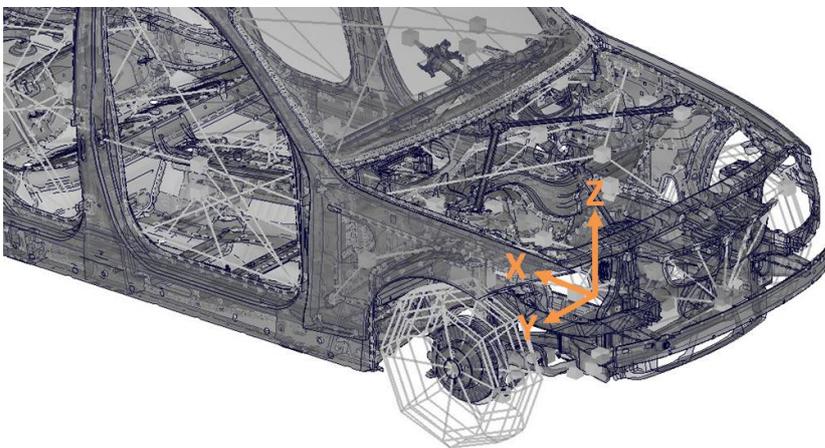


Abb. 26: Hauptachsensystem im Fahrzeug

Weiterhin wurde das LEG rechnerisch mit unterschiedlichen elastischen Lagern an den VAT angebunden. Hierbei haben sich folgende translatorischen Lagersteifigkeiten als Abprungbasis für weitere Versuche und Vergleichsrechnungen ergeben [14]:

- $c_x = 1,5 \text{ kN/mm}$
- $c_y = 5 \text{ kN/mm}$
- $c_z = 2,5 \text{ kN/mm}$

Diese Werte deckten sich ungefähr mit den Empfehlungen aus durchgeführten Versuchen mit am realen VAT elastisch gelagertem LEG und werden unter anderem als Startwerte in den hier nachfolgenden Berechnungen verwendet [13].



9 Analyse mit der Finiten Elemente Methode

Für die Analyse mit FEM wird der in Tabelle 1 aufgelistete Solver und folgende Pre- und Postprozessoren verwendet. Die Einheiten, die für die verwendeten Eigenschaften hinterlegt sind, weichen von den SI-Einheiten ab. In der Tabelle 2 sind die bei allen Berechnungen verwendeten Einheiten aufgelistet.

Tabelle 1: Verwendete Software

Aufgabe	Programm
Pre-Prozessor	ANSA
Solver	NASTRAN
Post-Prozessor	Animator3/4 und HyperGraph

Tabelle 2: Verwendete Einheiten

Größe	Einheit
Länge, Fläche, Volumen	[mm], [mm ²], [mm ³]
Kraft	[N]
Masse	[t]
Zeit	[s]

9.1 FE-Modelle

Als Berechnungsmodelle werden zwei unterschiedliche Fahrzeugmodelle verwendet, die aus der Karosserie, dem VAT und dem Lenksystem (siehe Kapitel 7) bestehen. In Tabelle 3 sind die Modelldaten und die Größe der Berechnungsmatrix der beiden Fahrzeuge eingetragen. Diese beiden Fahrzeugmodelle sind bereits validierte Modelle aus vorangegangenen Entwicklungen. Der für diese Arbeit bedeutendste Unterschied zwischen den Modellen ist die Zahl der Anbindungspunkte des LEGs am VAT, welches bei dem FZ-LEG-2 an zwei und bei dem FZ-LEG-4 an vier Stellen am VAT gelagert ist.

Tabelle 3: Anzahl der Knoten, Elemente und der Berechnungsgröße der Fahrzeugmodelle FZ-LEG-4 und FZ-LEG-2

FZ-LEG-4		FZ-LEG-2	
Anzahl der Knoten	3.332.734	Anzahl der Knoten	819.240
Anzahl der Elemente	2.588.540	Anzahl der Elemente	756.772
Größe der Berechnungsmatrix	574.170	Größe der Berechnungsmatrix	291.756

9.1.1 Materialien und Elemente der FE-Modelle

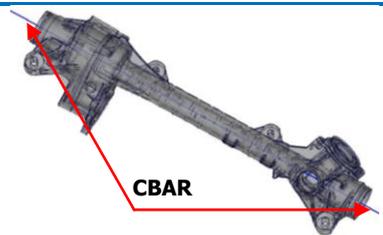
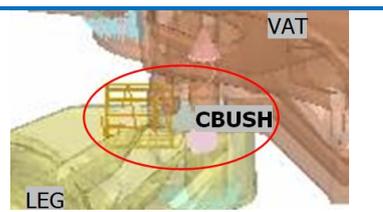
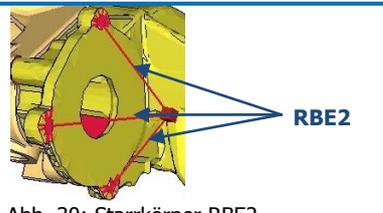
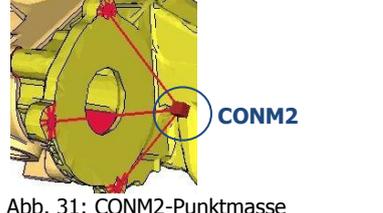
Bei beiden Modellen werden vorwiegend folgende Werkstoffe mit ihren zugehörigen Werkstoffdaten verwendet.

Tabelle 4: Verwendete Materialien

Material	E-Modul [N/mm ²]	Poisson-Zahl	Dichte [t/mm ³]
Stahl	210000	0,3	7,85E-09
Aluminium	70000	0,35	2,70E-09
Magnesiumlegierung	37000	0,3	1,75E-09
Glas	75000	0,14	2,50E-09
Kunststoff	6500	0,34	1,00E-09

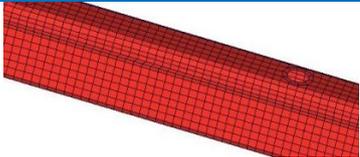
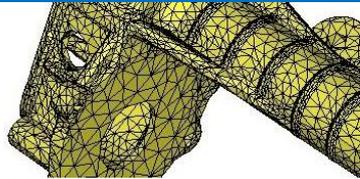
Das FE-Modell ist aus unterschiedlichen Elementen aufgebaut. Dazu gehören 1-D Elemente, Schalenelemente und Volumenelemente. Zunächst werden die verwendeten 1-D Elemente und Hilfselemente definiert und mit einem graphischen Beispiel dargestellt.

Tabelle 5: 1-D Elemente und Hilfselemente

Element	Beschreibung	
Stab-Element (CROD)	Definiert ein Zug-Druck-Verdreh-Element zwischen zwei Punkten (siehe Abb. 27).	 Abb. 27: CROD-Elemente
Balken-Elemente (CBAR und CBEAM)	Verbindet zwei Punkte mit einem Balkenelement (siehe Abb. 28).	 Abb. 28: CBAR-Elemente
Feder-Dämpfer-Elemente (CBUSH)	Definiert ein Feder-Dämpfer-Element ohne Abstand zwischen zwei Punkten (siehe Abb. 29).	 Abb. 29: CBUSH-Element
Starrkörper (Rigid Body Element - RBE2/RBE3) MPC (Multi-Point-Constraint)	Definieren kinematische Gleichungen zwischen den Knoten des FE-Modells (siehe Abb. 30).	 Abb. 30: Starrkörper RBE2
Punktmasse (CONM2)	Definiert eine Punktmasse auf einem Netzpunkt und ersetzt im Beispiel rechts den EPS-Motor (siehe Abb. 31).	 Abb. 31: CONM2-Punktmasse
Federelement (CELAS1 und CELAS2)	Definiert ein skalares Federelement zwischen zwei Punkten (siehe Abb. 32).	 Abb. 32: CELAS2-Element
NSM (Non-Structural-Mass)	Definiert Massen, die auf der Struktur verteilt werden, wie beispielsweise den Lack oder andere Beschichtungen.	

Weiterhin bestehen besonders die Karosserie und der VAT aus Schalenelementen und beispielsweise das LEG aus Volumenelementen (siehe Tabelle 6).

Tabelle 6: Schalen- und Volumenelemente

Element	Beschreibung	
Schalenelemente	Definieren verschiedene Plattenelemente im ebenen Spannungszustand für dünnwandige Bauteile (siehe Abb. 33).	 Abb. 33: Schalenelemente
Volumenelemente	Definieren mehrseitige Volumenelemente mit mehreren Knoten für massive Strukturen mit größerer Wandstärke (siehe Abb. 34).	 Abb. 34: Volumenelemente

Allen diesen Elementen werden, falls erforderlich, in sogenannten Property Cards ihre Eigenschaften, sowie in den Material Cards die Materialien zugewiesen.

9.1.2 Elastisches Lager

Eine besondere Rolle in dieser Arbeit spielt das CBUSH Element (siehe Anhang 1), da dieses die elastische Lagerung zwischen dem LEG und dem VAT repräsentiert. Das CBUSH Element definiert ein Feder-Dämpfer-Element ohne Abstand zwischen zwei Punkten. Die Eigenschaften der elastischen Lagerung werden in der PBUSH Property Card des CBUSH Elementes hinterlegt (siehe Tabelle 7).

Tabelle 7: Format der PBUSH-Property Card [17]

Eingabe									
PBUSH	PID	"K"	K1	K2	K3	K4	K5	K6	
		"B"	S1	S2	S3	S4	S5	S6	
		"GE"	GE1	GE2	GE3	GE4	GE5	GE6	
		"RCV"	SA	ST	EA	ET			

In der PBUSH Karte steht zu Beginn die einmalig verwendete Property Identifikationsnummer. Als nächstes werden die Steifigkeitswerte K_i eingegeben, wobei K_1 bis K_3 die translatorischen und K_4 bis K_6 die rotatorischen Steifigkeitswerte beinhalten. Bei den verwendeten Lagern wird für die rotatorische Steifigkeit als Erfahrungswert die translatorische Steifigkeit mit dem Faktor 200 multipliziert. Außerdem wird für die Strukturdämpfung GE_i der Wert 0.105 eingegeben, was einem Verlustwinkel von 6° entspricht. Weiterhin wird bei den elastischen Lagern vereinfacht lineares Verhalten



vorausgesetzt, wobei die realen Feder-Dämpfer-Kennlinien nichtlineares Verhalten aufweisen.

9.2 Durchgeführte Berechnungen

In dieser Arbeit sind, wie in den Grundlagen bereits beschrieben, unterschiedliche Berechnungen durchgeführt worden. Diese Berechnungsmethoden werden nun bezüglich der Bauteile und Eingaben genauer erläutert. Die Eingabedateien der unterschiedlichen Berechnungen können aus Anhang 4 bis 8 entnommen werden

9.2.1 Modalanalyse

Für das Untersuchen und Betrachten der Eigenfrequenzen und Eigenmoden ist eine Modalanalyse nötig. Hierfür wird die SOL103, die im Kapitel 4.1 beschrieben ist, gewählt. Als Methode zur Eigenwertberechnung wird die Lanczos-Methode verwendet, eine iterative Methode zur Eigenwertbestimmung. Diese Methode wird auch nachfolgend für die Eigenwertberechnung bei der Frequenzantwortanalyse verwendet.

Außerdem werden für die Berechnungen die in Tabelle 8 erläuterten Parameter verwendet.

Tabelle 8: Verwendete Parameter in Nastran [17]

Parameter		Beschreibung
AUTOSPC	YES	Singularitäten werden verhindert
MAXRATIO	1.+9	Maximalwert bei fehlender Freiheitsgradübertragung
SNORM	45.	Vereinigt die Normalen von zwei aneinandergrenzenden Schalenelementen zu einer Knotennormalen. Voraussetzung hierfür ist, dass der jeweilige Winkel zwischen einer Schalennormalen und der gemeinsamen Knotennormalen kleiner als 45° ist.
PRGPST	NO	Singularitäten werden in der Ergebnisdatei nicht ausgedruckt.
GRDPNT	0	Als Referenzpunkt wird der Ursprung des Hauptkoordinatensystems festgelegt.
NEWSEQ	-1	Unterdrückt Sequenzierung
TINY	0.0	In die Constraint Check Matrix werden alle Zahlen geschrieben.
POST	-1	Ausgabe einer *.op2 Datei als Ergebnisdatei
AMLS	YES	Ermöglicht die Berechnung mit AMLS

AMLS steht für "Automated MultiLevel Substructuring" [19] und ermöglicht die Aufspaltung



eines FE-Modells in Teilstrukturen und reduziert dabei die Berechnungszeit bei einer Modalanalyse oder Frequenzantwortanalyse.

Die Modalanalyse wird in den nachfolgenden Kapiteln für einzelne Bauteile wie zum Beispiel das LEG oder auch für Baugruppen wie den VAT mit LEG durchgeführt.

9.2.2 Frequenzantwortanalyse

Weiterhin wird die Frequenzantwortanalyse verwendet, um das Übertragungsverhalten (siehe Kapitel 4.2) und die dynamischen Steifigkeiten zu untersuchen. Unter der dynamischen Steifigkeit wird das Verhältnis zwischen einer dynamisch anregenden Kraft an einem Punkt und der Verschiebung an demselben Punkt verstanden. Bei den hier vorliegenden Untersuchungen wurde eine Einheitskraft von 1 N verwendet. Daraus ergibt sich, dass die dynamische Steifigkeit dem Kehrwert der Verschiebung entspricht: $K_{dyn} = \frac{1}{U}$.

Als Berechnungsverfahren wird die modale Frequenzantwortanalyse SOL111 gewählt. Bei der SOL111 wird die Frequenzantwort mit Hilfe der Superposition der Eigenvektoren berechnet. Im Gegensatz zur direkten Frequenzantwortanalyse liefert sie keine exakte, sondern eine angenäherte Lösung, deren Genauigkeit von der Anzahl der verwendeten Eigenwerte abhängt. In der nachfolgenden Tabelle werden beide Analysen miteinander verglichen.

Tabelle 9: Vergleich modale mit direkter Frequenzantwortanalyse [15]

	Modal	Direct
Small Model		x
Large Model	x	
Few Excitation Frequencies		x
Many Excitation Frequencies	x	
High Frequency Excitation		x
Nonmodal Damping		x
Higher Accuracy		x

Da die hier verwendeten FE-Modelle und auch der betrachtete Frequenzbereich groß sind, wird die modale Frequenzantwortanalyse verwendet, welche deutlich niedrigere Berechnungszeiten aufweist als die direkte Frequenzantwortanalyse. Zudem zeigt sie in den meisten Fällen eine sehr gute Übereinstimmung mit der exakten Lösung.

Bei der Betrachtung der Übertragungsfunktion wird die Beschleunigung und nicht die Verschiebung an den in Tabelle 10 aufgelisteten Knoten ausgewertet, da die Beschleunigung für das Schwingungsempfinden relevant ist. Hierbei stehen die Knoten 3100 bis 3103 für die



Anbindungsknoten des LEGs am VAT, LEG-seitig und die Knoten 3012 bis 3015 für die Anbindungsknoten des LEGs am VAT, VAT-seitig (siehe Anhang 2 und 3). Die Beschleunigungsbetrachtung wird durchgeführt, um die Wirkung der elastischen Lager zu beurteilen. Hierbei sollte die Beschleunigung nach den Lagern, also VAT-seitig, möglichst gering sein.

Die dynamische Steifigkeit wird betrachtet, da an den Knoten 3171/3172 und 3024 bis 3027 Zielwerte für die dynamische Steifigkeit eingehalten werden müssen. Weiterhin wird die dynamische Steifigkeit an den Knoten 3012 bis 3014 untersucht, da das Isolationsverhältnis (siehe Kapitel 5.2.3) über den Steifigkeitsunterschied zwischen Anbindung und Lager definiert wird. Folglich errechnet es sich hier aus dem Verhältnis zwischen der dynamischen Steifigkeit an den Anbindungsknoten des LEGs am VAT und den Steifigkeiten des elastischen Lagers. Hierbei gilt, je größer die dynamische Steifigkeit und je kleiner die Lagersteifigkeit, desto größer das Verhältnis und desto besser die Isolation.

Tabelle 10: Lastfälle bei den Berechnungen

Lastangriffspunkt	Auswertung	Auswertungspunkte
3150	Beschleunigung	3100, 3101, 3102, 3103, 3012, 3013, 3014, 3015,
3171	dynamische Steifigkeit	3171
3172	dynamische Steifigkeit	3172
3024	dynamische Steifigkeit	3024
3025	dynamische Steifigkeit	3025
3026	dynamische Steifigkeit	3026
3027	dynamische Steifigkeit	3027
3012	dynamische Steifigkeit	3012
3013	dynamische Steifigkeit	3013
3014	dynamische Steifigkeit	3014
3015	dynamische Steifigkeit	3015

Die Knoten, die häufig für die Berechnungen oder Auswertungen benötigt werden, sind für das FZ-LEG-4 in Anhang 2 und für das FZ-LEG-2 in Anhang 3 abgebildet.

Für die modale Frequenzanalyse wird die Eigenwertberechnung benötigt, die wie schon bei der Modalanalyse mit der Lanczos Methode durchgeführt wird. Der Frequenzbereich, aus dem die Eigenwerte in die Frequenzantwortanalyse einfließen, beträgt das 1,5fache des bei der Auswertung betrachteten Frequenzbereiches [3]. Dieser 1,5fache Frequenzbereich wird benötigt, um eine ausreichende Genauigkeit der Ergebnisse zu erhalten. Daraus ergibt sich, dass bei der Eigenwertberechnung ein Frequenzbereich von 0 bis 900 Hz verwendet wird,



der bei der Frequenzantwortanalyse im Frequenzbereich von 0 bis 600 Hz mit einer Schrittweite von 1 Hz benötigt wird. Dieser Frequenzbereich wird gewählt, da Motor- und Aggregatschwingungen von 100 bis 600 Hz und Anregungen aus dem Fahrwerk von 100 bis 300 Hz als kritisch zu betrachten sind. Weiterhin regen die dynamischen Lasten die Anregungspunkte (siehe Tabelle 10) wiederum von 0 bis 600 Hz mit der Einheitslast von 1 N in alle Raumrichtungen an. Die Auswertung erfolgt immer in Anregungsrichtung, da hier erfahrungsgemäß die größten Amplituden auftreten. Außerdem wird eine konstante modale Dämpfung von 6% gewählt. Dies ist ein Erfahrungswert, der durch Versuche an der realen Struktur bestätigt wurde.

Die Frequenzantwortanalyse wurde am VAT, am VAT mit angebundenem LEG und an den kompletten Fahrzeugen durchgeführt.

Zur Klärung einzelner Phänomene, die bei der Frequenzantwortanalyse entstehen, werden häufig Betriebsschwingformanalysen durchgeführt. Hierbei wird die Frequenzantwort eines Modells für alle Knoten, aber nur für wenige Frequenzen berechnet. Mit Hilfe der Betriebsschwingformanalyse und der Modalanalyse können die Ursachen für auffällige Schwingformen ermittelt werden, die meist auf Eigenschwingformen von Bauteilen oder Baugruppen im betrachteten Frequenzbereich zurückzuführen sind.

9.2.3 Superelement

Da die Berechnung der Frequenzantwort für das FZ-LEG-4 sehr zeitintensiv ist (über 14 Stunden), wird über ein Superelement das Berechnungsmodell verkleinert. Dafür wurde die Karosserie dieses Fahrzeuges in ein Superelement umgewandelt. Es gibt drei unterschiedliche Arten von Superelementen [18]:

- Main Bulk Data Superelemente
- Part Superelemente
- Externe Superelemente

Hierbei wird nun ein Part Superelement aus der Karosserie gebildet. Dieses kann ähnlich wie ein Bauteil in die Eingabedateien eingefügt werden.

Die Superelementerstellung führt zu einem Matrizenpaket, das Masse, Dämpfung, Steifigkeit und die modalen Eigenschaften beinhaltet. Die Theorie der Superelementberechnung wurde bereits in Kapitel 4.3 beschrieben, weshalb hier nicht mehr näher darauf eingegangen wird. Jedoch werden die erforderlichen Eingaben beschrieben.

Für die Superelementberechnung werden die Hauptfreiheitsgrade, die externen Knoten für die das Matrizenet des Superelements gebildet wird, definiert. Da aus der Karosserie ein Superelement gebildet werden soll, sind diese externen Knoten die Anbindungsknoten der Karosserie an den VAT und an das Lenksystem. Zur Berechnung des Superelementes wird als Berechnungsmethode wieder die SOL103 mit der Lanczos-Methode zur Eigenwertanalyse verwendet. Für die Superelementbildung wird die Datenausgabe in einer *.pch Datei festgelegt. Hierbei sollen die Steifigkeits-, Massen- und Dämpfungsmatrix und die modalen Eigenschaften in diese Datei geschrieben werden, welche als eigenes „Part“ in die Eingabedatei der nachfolgenden Berechnungen eingelesen werden kann.

Die Berechnung des Superelements wurde für den Frequenzbereich 0 bis 600 Hz (SE-600) und für den 1,5fachen des für die Frequenzantwortanalyse relevanten Frequenzbereichs 0 bis 900 Hz (SE-900) berechnet. In Abbildung 35 sind die Abweichungen der Modelle mit den beiden unterschiedlichen Karosserie-Superelementen (SE-600 und SE-900) von der Referenz mit dem Karosseriemodell bei der Frequenzantwort zu sehen.

Es zeigt sich deutlich, dass das Modell mit SE-600 (orange) ab 400 Hz Abweichungen von der Referenz (schwarz) aufweist (siehe Abb. 35). Weiterhin ist zu erkennen, dass das Modell mit SE-900 (blau) ein ausreichend exaktes Ergebnis im Vergleich zur Referenz erreicht.

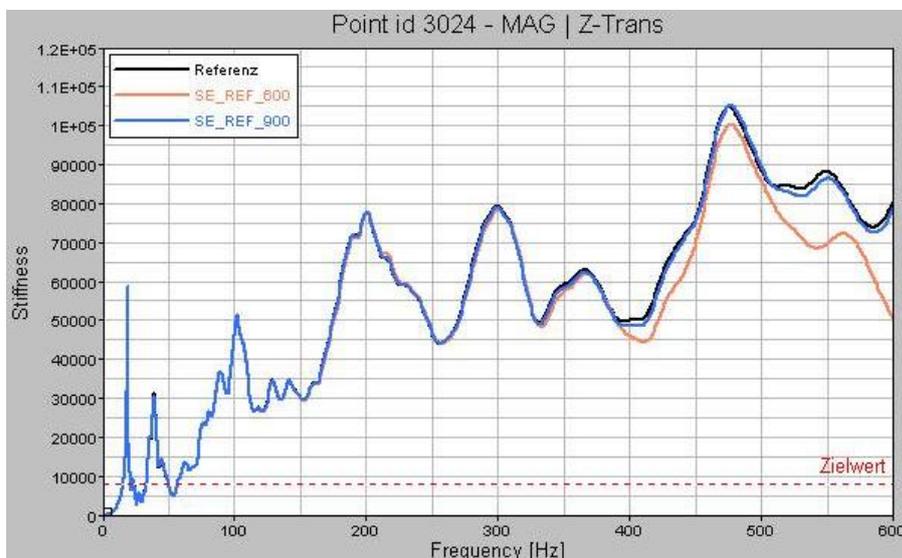


Abb. 35: Eignung des Superelementes

Abschließend verkürzt sich die Berechnungszeit für die Frequenzantwort des FZ-LEG-4 nun mit Hilfe des Superelements SE-900 von über 14 Stunden auf weniger als 1,5 Stunden. Die Größe der Berechnungsmatrix hat sich dabei von 574170 Zeilen auf 60137 Zeilen verkleinert. Die Berechnung wird also auf knapp 11% der ursprünglichen Rechenzeit und Matrixgröße reduziert.

10 Berechnungen FZ-LEG-4

In diesem Kapitel werden die Untersuchungen und Berechnungsergebnisse des FZ-LEG-4 erläutert und interpretiert. Dafür werden Einflüsse untersucht, die die Isolation zwischen dem VAT und dem LEG ermöglichen oder auch nur verbessern.

10.1 Betrachtung VAT und LEG

Um ein Systemverständnis zu erhalten, wird zuerst der VAT, das LEG und der VAT mit angebundenem LEG ohne Karosserie und restlichem Lenksystem betrachtet. Als Ausgangssituation für das Modell mit elastischer Lagerung wird der Lagervorschlag aus Kapitel 8 übernommen. Dabei errechnen sich die rotatorischen Lagersteifigkeiten aus den translatorischen Lagersteifigkeiten multipliziert mit dem Faktor 200. Folglich wird ein elastisches Lager mit folgenden Steifigkeiten verwendet:

Tabelle 11: Steifigkeiten des elastischen Lagers $x_{1,5}/y_{5/z_{2,5}}$

	Translatorisch [N/mm]	Rotatorisch [Nmm/rad]
X-Steifigkeit	1500	300000
Y-Steifigkeit	5000	1000000
Z-Steifigkeit	2000	400000

10.1.1 Modalanalyse LEG

Als erstes wird die Modalanalyse für das LEG durchgeführt. Hierbei werden verschiedene LEG-Varianten betrachtet.

Zum einen wurde der E-Modul des LEGs hochgesetzt und zum anderen wurde der EPS-Motor zusätzlich an der Struktur abgestützt. (siehe Abb. 36, rotes RBE).

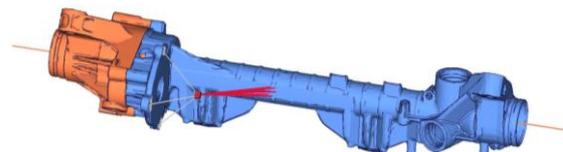


Abb. 36: LEG mit RBE-Versteifung

In der nachfolgenden Tabelle sind die berechneten LEG-Varianten mit ihren Kurzbezeichnungen aufgelistet.

Tabelle 12: LEG-Varianten

Kurzbezeichnung	E-Modul	Hinweise
LEG	70000 N/mm ²	LEG ohne Veränderungen
LEG-100	100000 N/mm ²	LEG mit erhöhtem E-Modul
LEG-210	210000 N/mm ²	LEG mit erhöhtem E-Modul
LEG-versteift	beibehalten (70000 N/mm ²)	LEG mit RBE-Versteifung

Bei der Modalanalyse wird im Bezug auf die LEG besonders auf die Eigenfrequenz der ersten Schwingform geachtet. Ziel hierbei ist, die erste Eigenfrequenz über 300 Hz zu schieben, da

die Fahrwerksschwingungen, zu denen auch die LEG-Schwingungen gehören, besonders im Frequenzbereich von 100 bis 300 Hz als kritisch zu betrachten sind. Die erste Eigenfrequenz tritt erst bei Mode 7 auf, da die Moden 1 bis 6 Starrkörpermoden sind.

In Tabelle 14 zeigt sich jedoch, dass das LEG-210 (E-Modul von Stahl ohne Dichteänderung) sogar mit dreifach höherem E-Modul als das LEG, nur bei 196 Hz (blau hinterlegt) schwingt und folglich noch weit von dem Ziel 300 Hz entfernt ist.

Tabelle 13: Eigenfrequenzen der LEG-Varianten

Moden	LEG [Hz]	LEG-100 [Hz]	LEG-210 [Hz]	LEG-versteift [Hz]
7	115	137	196	119
8	172	203	257	217
9	242	259	267	261
10	278	281	322	279
11	279	315	412	371

Bei dem LEG-versteift wird deutlich, dass die Versteifung auf die erste Eigenfrequenz, Mode 7, nur eine geringe Wirkung hat. Hierbei erhöht sich die Frequenz des Modes 7 des LEG-versteift nur von 115 Hz auf 119 Hz (rot hinterlegt). Im Gegensatz dazu erhöht sich die Eigenfrequenz von Mode 8 des LEG-versteift von 172 Hz auf 217 Hz (grün hinterlegt). Die Ursache für die unterschiedliche Frequenzerhöhung dieser beiden Moden liegt in der Eigenschwingform. Bei dem Mode 7 handelt es sich um eine leichte Biegung mit Rotation des LEGs (siehe Abb. 37), bei der die Versteifung wenig Wirkung zeigen kann.

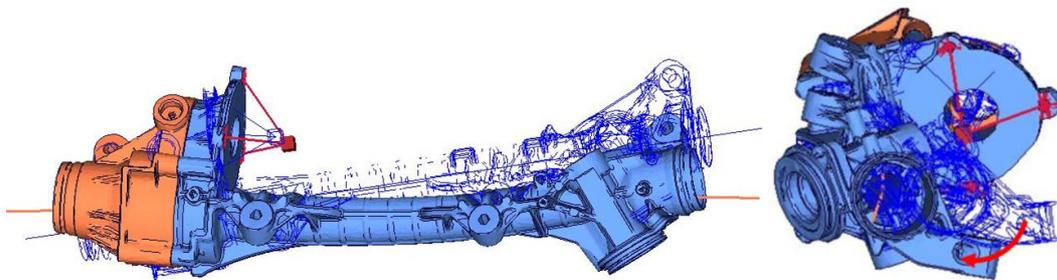


Abb. 37: Mode 7 des LEGs mit Gehäusebiegung (links) und Rotation (roter Pfeil; rechts)

Im Gegensatz dazu wird bei Mode 8 der EPS Motor abgespreizt (siehe Abb. 38), was durch die RBE-Versteifung abgeschwächt wird.

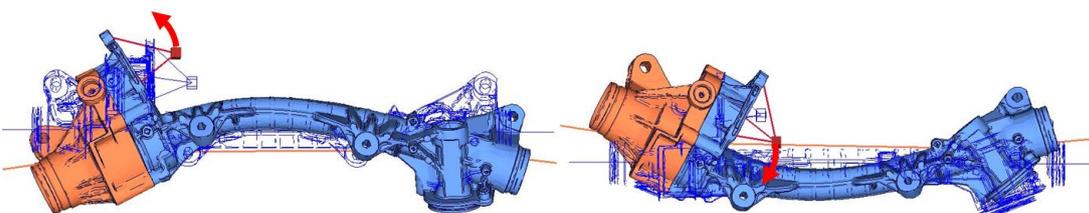


Abb. 38: Mode 8 des LEGs mit rot eingezeichneter EPS-Motorschwerpunktbewegung



10.1.2 Modalanalyse LEG, VAT und VAT mit LEG

Im Folgenden wird der Einfluss des LEGs und des VATs auf das VAT-LEG-System betrachtet. Hierbei wird die Modalanalyse für das LEG, den VAT, den VAT mit angebundenem LEG (VAT-LEG) und den VAT mit elastisch gelagertem LEG (VAT-LEG-x1,5/y5/z2,5) durchgeführt. Weiterhin werden die Eigenschwingformen der genannten Modelle betrachtet und miteinander verglichen. In Tabelle 14 sind die ähnlichen Schwingformen mit derselben Farbe gekennzeichnet. Dabei lässt sich erkennen, welche Eigenschwingformen des VAT-LEGs einerseits durch die Eigenschwingformen des LEGs und andererseits durch die des VATs ausgelöst werden.

Tabelle 14: Eigenfrequenzen des LEGs, VATs und des VAT-LEGs

Moden	LEG [Hz]	VAT [Hz]	VAT-LEG [Hz]	VAT-LEG-x1,5/y5/z2,5
7	115	90	74	61
8	172	168	97	77
9	242	170	127	95
10	278	199	145	114
11	279	228	206	115
12	332	272	217	148
13	405	306	256	157
14	451	438	261	195
15	457	525	267	210
16		552	276	222
17		575	284	224
18		651	336	231
19			346	250
20			393	257
21			407	292
22			440	294
23			479	
24			502	
25			554	
26			576	

Bei dem Vergleich der VAT-Frequenzen mit den Frequenzen der gleichen Eigenschwingformen des VAT-LEGs zeigt sich, dass die Frequenzen des VAT-LEG immer etwas höher sind als die der analogen Schwingformen des VATs. Beispielweise beträgt die Frequenz des siebten Modes vom VAT 90 Hz und die des achten Modes vom VAT-LEG 97 Hz. Die Ursache hierfür liegt an der Steifigkeitserhöhung durch den Einbau des LEGs in den VAT

(siehe Kapitel 10.1.3). Wie in Kapitel 5.1 in der Theorie beschrieben, erhöhen sich durch eine

höhere Steifigkeit auch die Eigenfrequenzen, da $\omega_0 = \sqrt{\frac{K}{M}}$.

Weiterhin ist ein gemeinsames Auftreten der LEG- und VAT-Eigenschwingformen bei dem VAT-LEG-Modell zu erkennen. So bilden zum Beispiel der Mode 8 des LEGs und der Mode 10 des VATs die VAT-LEG-Schwingform des Modes 12 bei 217 Hz (siehe Abb. 39, Abb. 40 und fette Umrahmung in Tabelle 14).

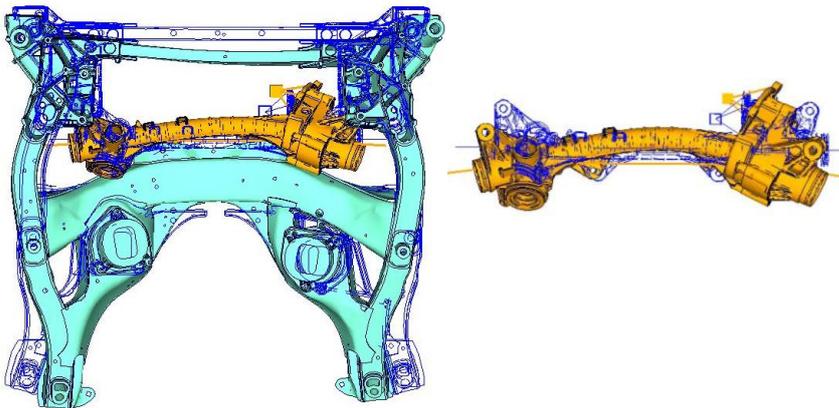


Abb. 39: VAT-LEG: Mode 12 (links) , LEG: Mode 8 (rechts)

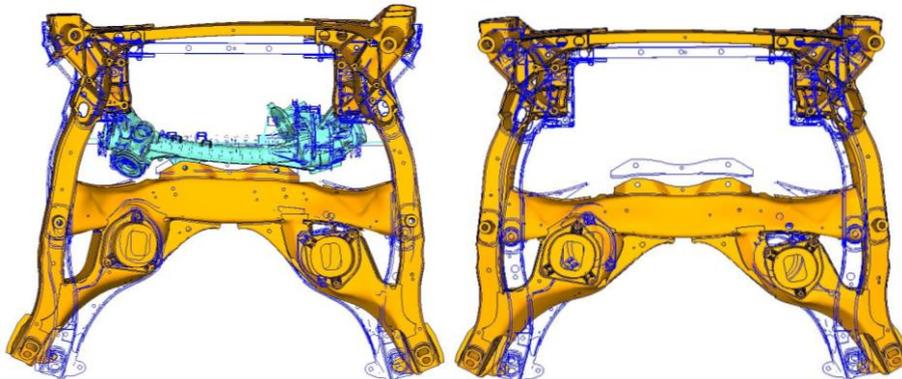


Abb. 40: VAT-LEG: Mode 12 (links), VAT: Mode 10 (rechts)

Folglich bilden die Biegeschwingform des LEGs und die Spreizschwingform des VATs den Eigenmode 12 des VAT-LEGs.

10.1.3 Dynamische Steifigkeiten

Weiterhin werden die dynamischen Steifigkeiten am VAT, VAT-LEG und VAT-LEG-x1,5/y5/z2,5 betrachtet, um den Einfluss des LEGs und der elastischen Lager auf das VAT-LEG-System herauszuarbeiten.

Die dynamische Steifigkeit spielt eine wichtige Rolle, da das Isolationsverhältnis aus der dynamischen Steifigkeit am Anbindungspunkt des LEGs am VAT und der Federsteifigkeit errechnet wird.

Stellvertretend für die dynamischen Steifigkeiten an den vier LEG-Anbindungsknoten am VAT wird der Anbindungsknoten vorne links (3012) betrachtet (siehe Abb. 41).

Zunächst wurden die dynamischen Steifigkeiten (siehe Abb. 42) für den VAT (schwarz), für den VAT mit starr verschraubtem LEG (VAT-LEG, grün) und den VAT mit elastisch gelagertem LEG (VAT-LEG-x1,5/y5/z2,5, blau) berechnet.

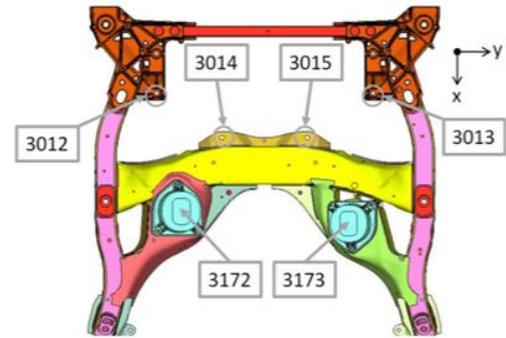


Abb. 41: Knoten am VAT (FZ-LEG-4)

In Abbildung 42 zeigt sich, dass die dynamische Steifigkeit am Knoten 3012 des VATs und VAT-LEG-x1,5/y5/z2,5 in allen Raumrichtungen meist niedriger ist, als die des VAT-LEGs. Hieraus wird deutlich, dass durch das starr gelagerte LEG die dynamische Steifigkeit erhöht wird. Besonders auffallend ist hier die Differenz bei etwa 170 Hz in X-Richtung zwischen VAT und VAT-LEG, weshalb im nächsten Kapitel die Betriebsschwingformen um 170 Hz betrachtet werden.

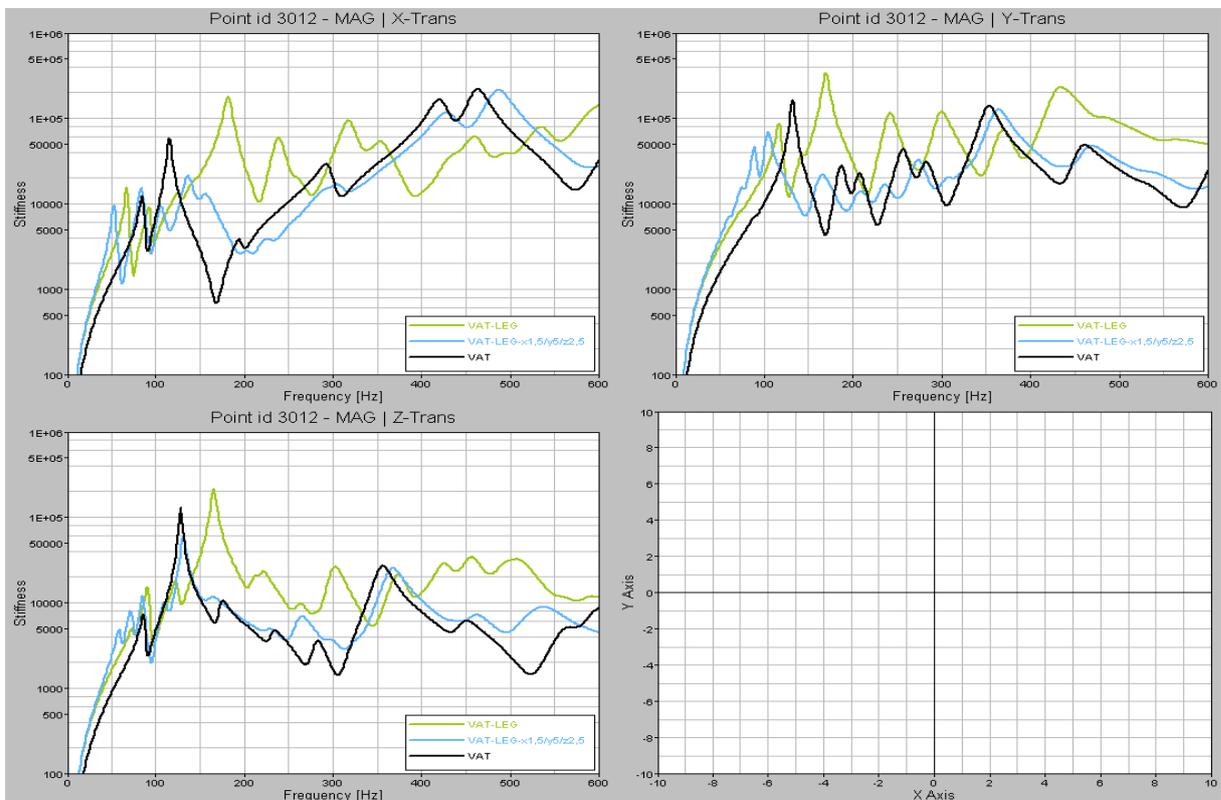


Abb. 42: Dynamische Steifigkeit vorne links (3012) der Berechnungsmodelle VAT, VAT-LEG und VAT-LEG-x1,5/y5/z2,5
Bei dem Vergleich der VAT-LEG-x1,5/y5/z2,5-Kurve mit der VAT- und VAT-LEG-Kurve in allen Raumrichtungen wird deutlich, dass die blaue Kurve mit elastischem Lager ähnlich der



schwarze VAT-Kurve verläuft. Dies bedeutet, dass das LEG keinen großen Einfluss mehr auf die dynamische Steifigkeit hat und folglich durch die elastischen Lager relativ gut entkoppelt ist.

Zudem wird die dynamische Steifigkeit bei Variation der elastischen Lagersteifigkeiten betrachtet. Die in der folgenden Tabelle aufgelisteten Lager werden dabei verwendet. Die Rotationssteifigkeiten werden wieder mit dem Faktor 200 der translatorischen Steifigkeiten multipliziert.

Tabelle 15: Lagervariationen des VAT-LEGs mit elastischen Lagern

Modell		X [kN/mm]	Y [kN/mm]	Z [kN/mm]
VAT		kein LEG		
VAT-LEG		kein Lager zwischen LEG und VAT		
VAT-LEG-x0,5/y1,7/z0,8		0,5	1,7	0,8
VAT-LEG-x1,5/y5/z2,5		1,5	5	2,5
VAT-LEG-x3/y10/z5		3	10	5
VAT-LEG-x15/y50/z25		15	50	25

Betrachtet wird zuerst das weichste Lager VAT-LEG-x0,5/y1,7/z0,8. Dieses nähert sich der schwarzen VAT-Kurve bei allen Raumrichtungen an (siehe Abb. 43). Im Gegensatz dazu entfernt sich die VAT-LEG-x3/y10/z5-Kurve leicht von der VAT Kurve.

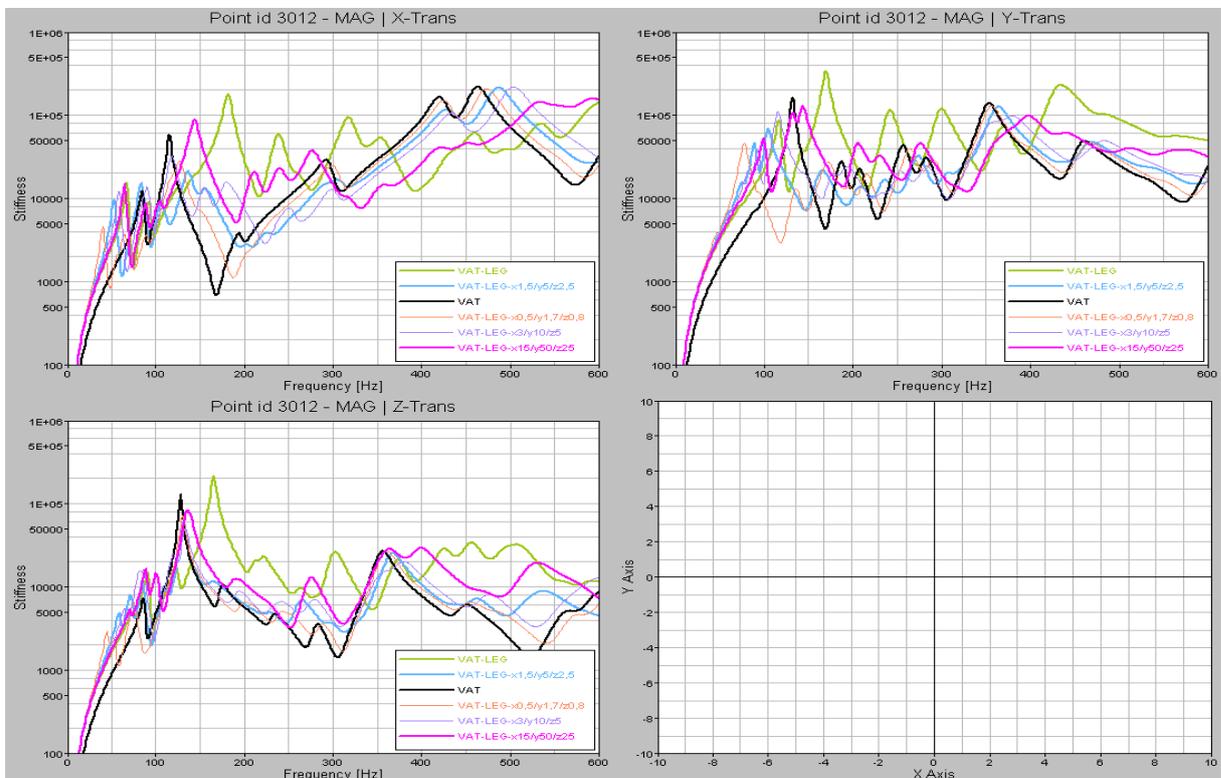


Abb. 43: Dynamische Steifigkeit vorne links (3012) der Berechnungsmodelle VAT, VAT-LEG und VAT-LEG mit verschiedenen Lagervarianten

Erst bei der Verwendung des 10fach steiferen Lagers (VAT-LEG-x15/y50/z25, pink) nähert sich der Verlauf der dynamischen Steifigkeit der VAT-LEG-Kurve (grün) an.

Folglich zeigt allein die Verwendung eines Lagers bereits eine starke Veränderung der dynamischen Steifigkeit und eine Reduktion der versteifenden Wirkung des LEGs.

10.1.4 Betriebsschwingformen

Nun werden unterschiedliche Betriebsschwingformen (siehe Abb. 44) betrachtet, um den Einfluss des LEGs in dem VAT-LEG-System zu erklären.

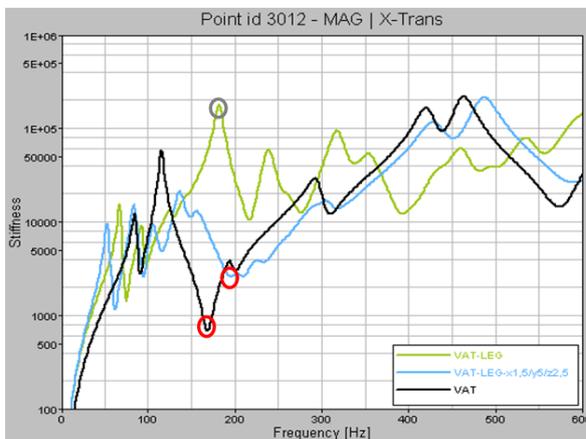


Abb. 44: Betriebsschwingformen (3012) der Modelle VAT, VAT-LEG und VAT-LEG-x1,5/y5/z2,5

Dies ist durch die hohe Steifigkeit bei dieser Frequenz auch nicht zu erwarten. Diese hohe Steifigkeit kann über die Modalanalyse erklärt werden. Der VAT-LEG besitzt zwischen 145 und 206 Hz keine Eigenfrequenz, die in diesem Bereich angeregt werden könnte (siehe Kapitel 10.1.2, Tabelle 14). Folglich ergibt sich eine hohe dynamische Steifigkeit.

Werden nun die roten Markierungen in Abbildung 45, also der VAT bei 168 Hz und der VAT-LEG-x1,5/y5/z2,5 bei 195 Hz betrachtet (siehe Abb. 45), zeigt sich durch die Modalanalyse (Kapitel 10.1.2), dass beim VAT der Mode 8 und beim VAT-LEG-x1,5/y5/z2,5 der Mode 14 angeregt werden und diese die gleiche Eigenschwingform aufweisen.

Auffallend am Anbindungsknoten 3012 ist der große dynamische Steifigkeitsunterschied zwischen der VAT- und der VAT-LEG-Kurve zwischen 150 bis 200 Hz.

Zuerst wird das grau markierte Maximum des VAT-LEGs bei 215 Hz betrachtet. Dabei zeigt sich, dass keine auffällige Schwingform zu erkennen ist.

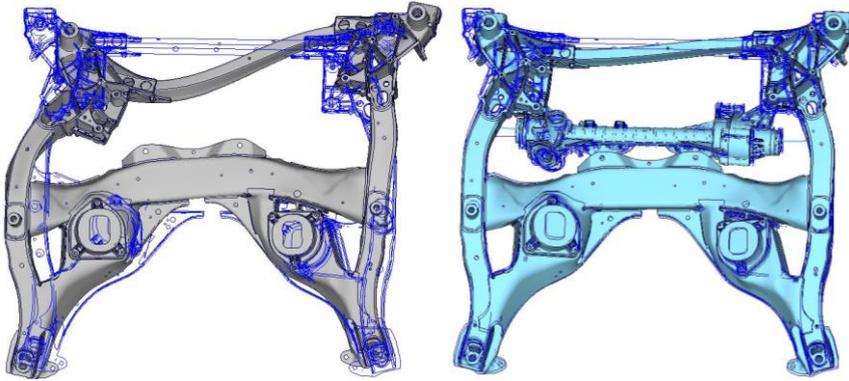


Abb. 45: Betriebsschwingformen: VAT bei 168 Hz (grau-links) und der der VAT-LEG-x1,5/y5/z2,5 bei 195 Hz (hellblau-rechts)

Jedoch ist die dynamische Steifigkeit des VAT-LEG-x1,5/y5/z2,5 höher als die des VATs, da das LEG den VAT trotz Lager noch versteift.

10.2 Verbesserungspotential durch elastische Lager

Das Ziel der elastischen Lager ist die Verhinderung von Körperschallübertragung des LEGs auf den VAT.

Hierzu wird eine Frequenzantwortanalyse für das Gesamtfahrzeugmodell mit VAT, Lenksystem und Karosserie und unterschiedlichen elastischen Lagern durchgeführt. Dabei wird der EPS-Motor (siehe Abb. 46, Punkt 3150 rot markiert) mit einer Einheitslast angeregt und die Beschleunigung an den Anbindungspunkten des LEGs am VAT (Punkte 3012 bis 3015) ausgewertet.

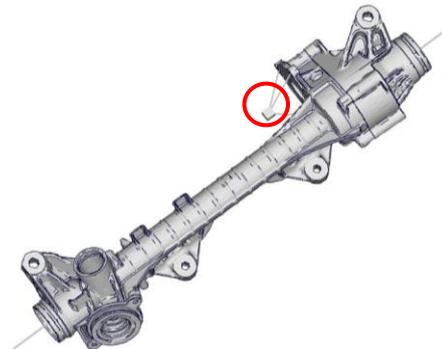


Abb. 46: Anregung EPS-Motor am Punkt 3150

Folgende Lager (siehe Tabelle 16) mit gleichen translatorischen Steifigkeiten in den drei Raumrichtungen und den 200fachen rotatorischen Steifigkeiten werden hierzu verwendet.

Tabelle 16: Lagervariationen FZ-LEG-4

Variante		translatorische Lagersteifigkeit	rotatorische Lagersteifigkeit
Referenz		kein Lager zwischen LEG und VAT	kein Lager zwischen LEG und VAT
Modell 250		250 [N/mm]	50000 [Nmm/rad]
Modell 2500		2500 [N/mm]	500000 [Nmm/rad]
Modell 5000		5000 [N/mm]	1000000 [Nmm/rad]
Modell 10000		10000 [N/mm]	2000000 [Nmm/rad]



Zur Bewertung der Beschleunigungsverbesserung wird auf die Kennzahl K einer vorangegangenen Arbeit zurückgegriffen. Die Kennzahl K beschreibt die Fläche unter den Beschleunigungskurven über dem Frequenzbereich. Damit wird vereinfacht angenommen, dass die Beschleunigung am besten ist, wenn die Fläche möglichst klein ist. Jedoch wird beispielsweise die Lage der Beschleunigungsspitzen über K nicht bewertet:

$$K = \int_{f_0}^{f_{\max}} a(f) df \quad . \quad (10.1)$$

Deshalb „ist K als Vergleichsgröße zu sehen, die eine relative Bewertung zwischen den Varianten ermöglicht“ [14], die jedoch keine qualitative Bewertung zulässt. Sie ermöglicht den Vergleich der unterschiedlichen Lagerungen auf einen Blick, in Form von einem Wert.

10.2.1 Beschleunigungsbetrachtung mit elastischen Lagern

Der erste LEG-Anbindungspunkt, der betrachtet wird, ist der linke vordere Anbindungspunkt am VAT (3012).

Bei Betrachtung der Beschleunigung in X-Richtung (siehe Abb. 47) wird ersichtlich, dass im Bereich von 0 bis 200 Hz die Beschleunigung des Modells 250 (Kurzbezeichnungen siehe Tabelle 16) höher ist, als die der Referenz. Erst zwischen 250 und 300 Hz ist kurzzeitig eine Beschleunigungsverbesserung zu erkennen, wobei daraufhin die Kurven der Modelle mit elastischer Lagerung über die Beschleunigungskurve steigen und schließlich ab etwa 500 Hz wieder unter die Referenzkurve sinken. Folglich ist in X-Richtung kein Verbesserungspotential durch die elastischen Lager zu erkennen.

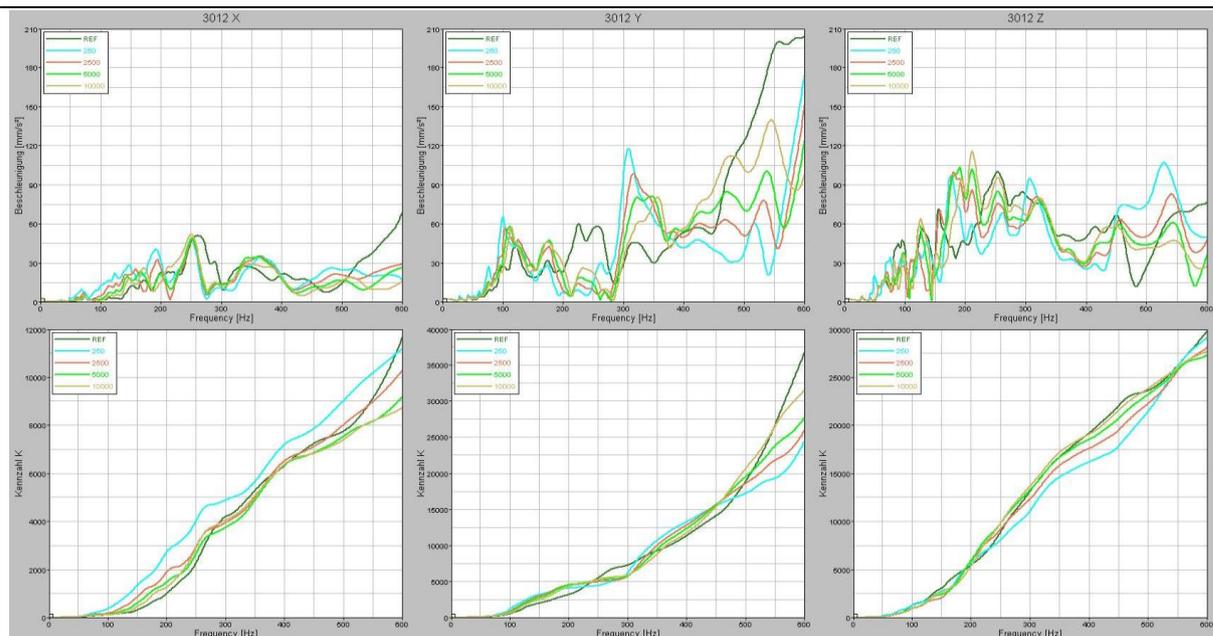


Abb. 47: Verbesserungspotential FZ-LEG-4: Beschleunigung vorne links

Bei Anregung in Y-Richtung ist auch kein großes Verbesserungspotential zu sehen. Die Beschleunigung wird von 200 bis 300 Hz und wieder ab etwa 450 Hz durch die elastischen Lager verringert. In den übrigen Bereichen wird sie erhöht.

In Z-Richtung ist eine starke Schwankung zu erkennen. Besonders von 0 bis 300 Hz gibt es viele Beschleunigungspeaks in den Kurven der Modelle mit elastischen Lagern, die meist über der Referenzkurve liegen. Zwischen 350 und 450 Hz sinkt die Beschleunigung dieser Modelle unter die Referenz und ab 450 Hz steigt sie wieder an.

Folglich ist am vorderen linken LEG-Anbindungspunkt des VATs kein Verbesserungspotential durch die Verwendung elastischer Lager zu erkennen. Auf einen Blick wird dieses auch durch die Kennzahl K verdeutlicht, da alle Kurven in allen Raumrichtungen nahe bei der Referenzkurve liegen.

Als nächstes wird der LEG-Anbindungspunkt am VAT vorne rechts (3013) betrachtet (siehe Abb. 48).

Hierbei ist bei den Modellen mit elastischen Lagern zwischen 0 und 300 Hz eine deutliche Peakverlagerung in niedrigere Frequenzen zu erkennen. Dadurch ist die Beschleunigung von 0 bis 230 Hz höher als die Referenzbeschleunigung. Ab 230 Hz findet eine Beschleunigungsverringerng durch die elastischen Lager statt und nur selten übersteigen die Kurven mit elastischen Lagern die Referenzkurve.

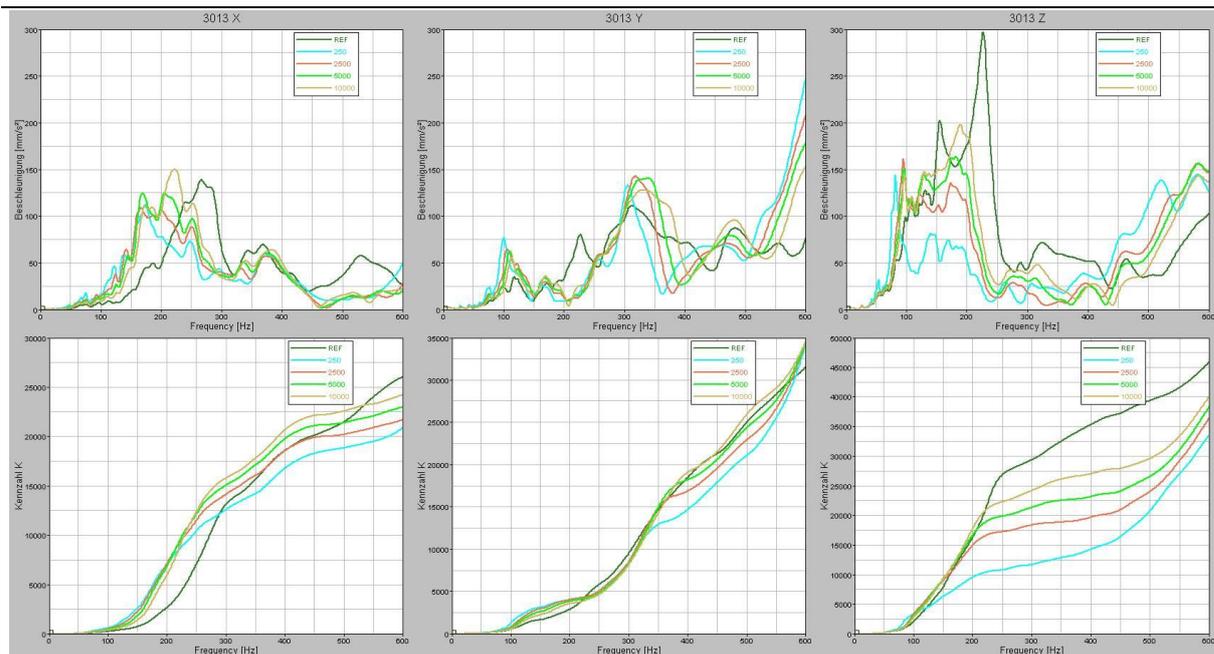


Abb. 48: Verbesserungspotential FZ-LEG-4: Beschleunigung vorne rechts

Bei Anregung in Y-Richtung schwanken die Kurven der Modelle mit den elastischen Lagern um die Referenzkurve. Zwischen 0 und 150 Hz ist die Beschleunigung dieser Modelle höher und ab 150 bis 300 Hz wieder niedriger als die der Referenzkurve. Danach schwanken die Kurven stark um die Referenzkurve, bis die Beschleunigung der Modelle mit elastischen Lagern ab etwa 520 Hz stark ansteigt. Folglich ist in diese Richtung kein Verbesserungspotential zu erkennen.

In Z-Richtung liegt die Beschleunigung der Modelle mit elastischen Lagern zwischen 100 Hz und etwa 430 Hz unter der Referenzkurve und ab 430 Hz steigt die Beschleunigung wieder über die Referenzkurve. Folglich wird im Bereich von 100 bis 430 Hz das LEG gut entkoppelt.

Zusammenfassend ist ein leichtes Verbesserungspotential für den Anbindungspunkt 3013 in X-Richtung und ein relativ gutes in Z-Richtung erkennbar. In Y-Richtung ist das Verbesserungspotential dagegen wieder schlecht. Dieses Ergebnis geben auch die Kennzahlen wieder.

Nachdem die beiden vorderen Anbindungspunkte des LEGs am VAT betrachtet wurden, werden nun die hinteren beiden untersucht. Zuerst wird der linke hintere Anbindungspunkt am VAT (3014) untersucht (siehe Abb. 49). Dabei lässt sich über die weite Spreizung der Kennzahl K in allen Auswertungsrichtungen bereits erkennen, dass das Verbesserungspotential dieses Punktes größer ist, als das der vorderen Anbindungspunkte.

In X-Richtung beginnt bei allen Varianten die Verbesserung zwischen etwa 150 und 250 Hz.

Danach liegen die Variantenkurven mit elastischen Lagern immer unter der Referenzkurve mit Ausnahme der Kurve des Modells 10000 (gelb). Diese ist über einen kleinen Frequenzbereich zwischen 430 und 460 Hz leicht höher als die Referenzkurve.

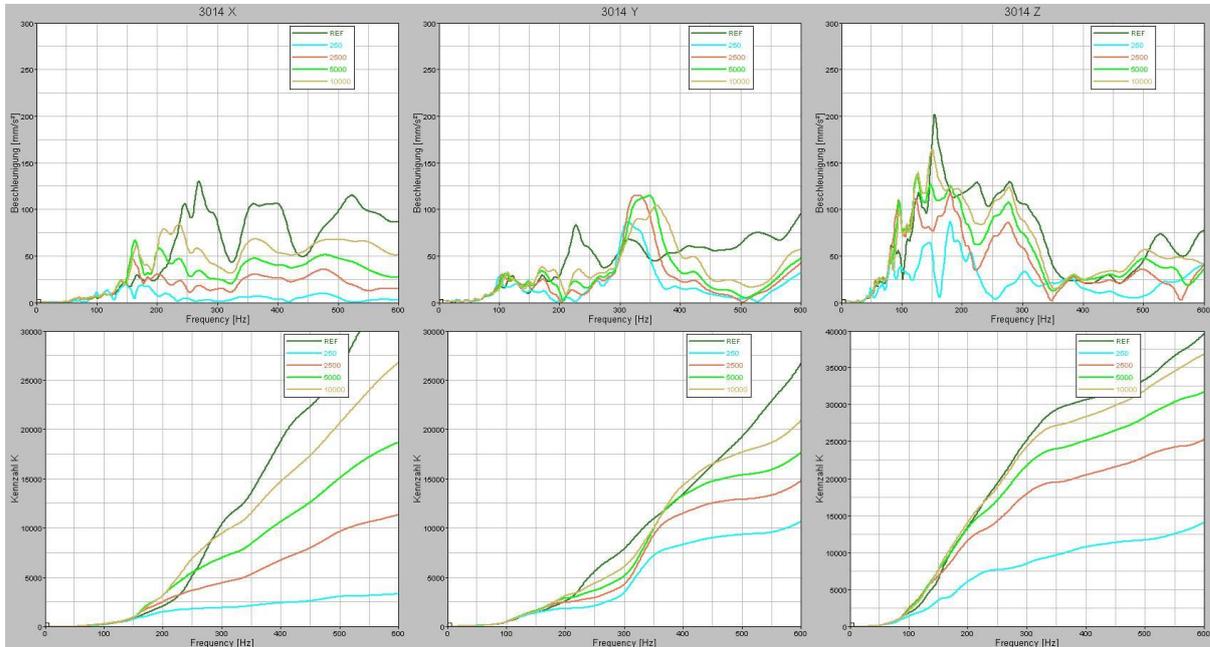


Abb. 49: Verbesserungspotential FZ-LEG-4: Beschleunigung hinten links

In Y-Richtung sinken alle Modelle mit elastischen Lagern zwischen 150 und 200 Hz unter die Referenzkurve. Bis 150 Hz schwanken die Kurven dieser Modelle um die Referenzkurve und zwischen 300 und 400 Hz steigen diese Kurven schließlich wieder über die Referenzkurve. Über 400 Hz wirken die elastischen Lager wieder entkoppelnd und die Beschleunigungskurven der Modelle mit elastischen Lagern verlaufen unter der Referenzkurve. Folglich ist in Y-Richtung die Isolationsfähigkeit nicht so gut wie in X-Richtung, da in X-Richtung im mittleren Frequenzbereich hohe Peaks entstehen.

In der dritten Anregungs- und Auswertungsrichtung, der Z-Richtung, ist wieder ein hohes Verbesserungspotential zu erkennen. Ab etwa 100 bis 150 Hz sinken die Beschleunigungskurven der Modelle mit elastischen Lagern unter die Referenzkurve. Über den kompletten Frequenzbereich bleiben diese Kurven unter der Referenzkurve oder nahe bei der Referenzkurve und es entstehen keine zusätzlichen Beschleunigungsspitzen.

Folglich besitzt der Anbindungspunkt 3014 ein gutes Verbesserungspotential in X- und Z-Richtung. In Y-Richtung ist das Verbesserungspotential durch den starken Peak im mittleren Frequenzbereich reduziert.

Der vierte LEG-Anbindungspunkt am VAT, der auf sein Verbesserungspotential untersucht

wird, ist der Punkt hinten rechts (3015). In Abbildung 50 ist im ersten Diagramm deutlich erkennbar, dass ein sehr hohes Verbesserungspotential vorliegt. Deutlich wird dies durch die Beschleunigungskurven der Modelle mit elastischen Lagern, die ab maximal 220 Hz weit unter der Referenzkurve liegen, was sich über den kompletten restlichen Frequenzbereich fortsetzt. Die Kennzahl K verdeutlicht dies durch die weite Spreizung zwischen den Kurven der Modelle mit elastischen Lagern und der Referenzkurve. Sogar das steifste Modell (Modell 10000) hat ein hohes Verbesserungspotential.

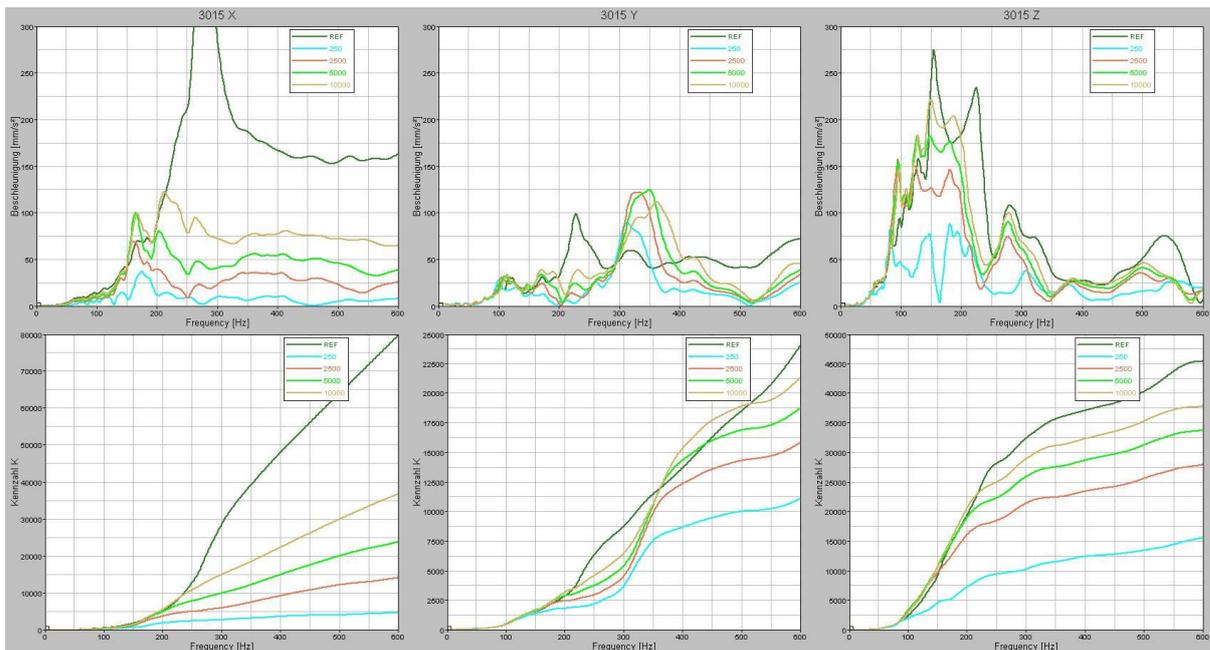


Abb. 50: Verbesserungspotential FZ-LEG-4: Beschleunigung hinten rechts

Die Beschleunigung in Y-Richtung zeigt ein ähnliches Bild wie schon bei Punkt 3014. Deshalb wird diese Richtung nicht mehr genauer beschrieben, jedoch wird noch einmal auf den Peak zwischen 300 und 400 Hz bei den Beschleunigungskurven der Modelle mit elastischem Lager aufmerksam gemacht, der sich weit über dem Maximum der Referenz in diesem Frequenzbereich befindet.

In Z-Richtung ist wiederum besonders bei dem Modell 250, dem Modell mit den weichsten Lagern, eine Beschleunigungsreduzierung zu erkennen. Ab 150 Hz sind alle Beschleunigungskurven der Modelle mit elastischen Lagern unter der Referenzkurve. Sie verlaufen auch über den restlichen Frequenzbereich nahe oder unterhalb der Referenzkurve, ähnlich wie bei Punkt 3014.

Für den Anbindungspunkt 3015 ergibt sich durch die elastischen Lager also wieder in X- und Z-Richtung ein hohes Verbesserungspotential und in Y-Richtung ein relativ geringes Verbesserungspotential.



Das Verbesserungspotential der einzelnen Punkte ist in Tabelle 17 noch einmal im Überblick dargestellt.

Tabelle 17: Verbesserungspotenzial FZ-LEG-4

Verbesserungspotential	3012 (vorne links)	3013 (vorne rechts)	3014 (hinten links)	3015 (hinten rechts)
X-Richtung	schlecht	gering	sehr gut	sehr gut
Y-Richtung	schlecht	schlecht	gering	gering
Z-Richtung	schlecht	gut	gut	gut

In dieser Tabelle zeigt sich, dass Punkt 3014 und 3015 ein ähnlich gutes Isolationsverhalten haben. Da die anderen beiden Punkte wenig oder auch kein Verbesserungspotential aufweisen, sind zwei unterschiedliche Lager für die vorderen und hinteren Anbindungspunkte zu empfehlen. Vier unterschiedliche Lager sind beim realen Einsatz elastischer Lager in Form von Gummilagern aus Kostengründen unwahrscheinlich.

Diese Zusammenfassung wirft die Frage auf, warum die elastische Lagerung am Anbindungspunkt 3012 zu keiner Verbesserung führt, obwohl laut Theorie (siehe Kapitel 5.2) ein elastisches Lager isolierend wirkt.

Für die Isolationsbeurteilung muss die Anregung vor und nach dem Lager bekannt sein, also hier die Beschleunigung am LEG und am VAT. In Abbildung 51 ist deshalb der Beschleunigungssprung des Modells 250 vom LEG vorne links (3100) zum VAT vorne links (3012) dargestellt.

Dabei ist zu erkennen, dass die Beschleunigung vor dem Lager (blau gestrichelt) höher ist, als die Beschleunigung nach dem Lager (blau durchgezogen). Folglich entkoppelt die elastische Lagerung das LEG vom VAT. Durch die Entkopplung der elastischen Lager ist jedoch das Steifigkeitsniveau der LEG-Anbindungsstellen am VAT gesunken

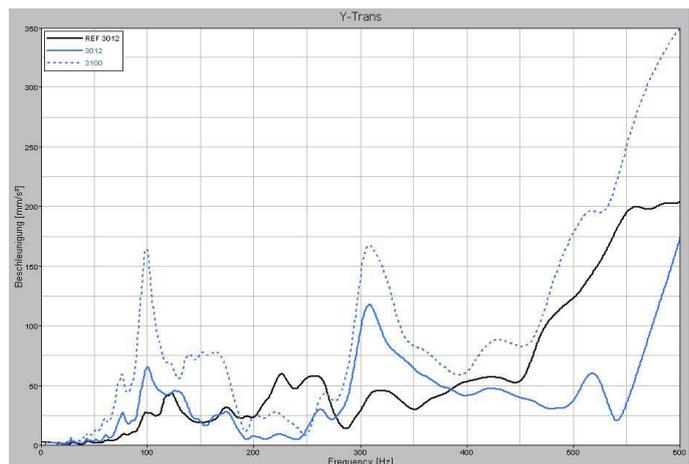


Abb. 51: Beschleunigungssprung bei elastischem Lager

(siehe Kapitel 10.1.3), wodurch nun teilweise höhere Beschleunigungen als bei der schwarzen Referenzkurve auftreten.



10.2.2 Modalanalyse

Für ein besseres Verständnis der vorangegangenen Berechnungen wird eine Modalanalyse für die Referenz, das Modell mit dem 250 N/mm Lager und das 10000 N/mm Lager durchgeführt. Allerdings wird diese Modalanalyse nur vom VAT mit eingebautem LEG, aber ohne Karosserie und restlichem Lenksystem, berechnet. Dadurch wird der Einfluss der Lager auf den VAT mit LEG erkennbar und die hohe Anzahl der Eigenwerte der Karosserie entfallen. In Tabelle 18 sind die Moden und Eigenfrequenzen bis 300 Hz aufgelistet. Die ersten 6 Eigenmoden sind in der Tabelle nicht enthalten, da diese die Starrkörpermoden (siehe Kapitel 9.2.3) beschreiben und für die Frequenzantwort nicht relevant sind. Die farbige Darstellung markiert ähnliche Eigenschwingformen der unterschiedlichen Modelle.

Tabelle 18: Modalanalyse VAT-LEG-REF, VAT-LEG-10000 und VAT-LEG-250 des FZ-LEG-4

Moden	VAT-LEG-REF [Hz]	VAT-LEG-10000 [Hz]	VAT-LEG-250 [Hz]
7	74	70	33
8	97	88	40
9	127	101	53
10	145	131	54
11	206	167	55
12	217	182	70
13	256	196	91
14	261	238	123
15	267	242	174
16	276	253	177
17	284	261	182
18		274	201
19		285	229
20			245
21			274
22			279
23			284

Bei dem Vergleich der Eigenschwingformen der steifen Referenz (VAT-LEG-REF) mit dem Modell mit dem steifsten elastischen Lager (VAT-LEG-10000) wird deutlich, dass die Eigenfrequenzen beim VAT-LEG-10000 niedriger sind als beim VAT-LEG-REF. Dies lässt sich durch die Theorie aus Kapitel 5.1 erklären, die besagt, dass bei Senkung der Steifigkeit die Eigenfrequenz sinkt.

Weiterhin wird bei diesem Vergleich deutlich, dass neue Schwingformen durch die Lager entstehen (Beispiel Mode 14 bei VAT-LEG-10000). Folglich verändern die Lager das

Schwingverhalten des Systems. Die Modenverteilung bis 600 Hz ist in der nachfolgenden Grafik dargestellt. Schon durch den Vergleich der Anzahl der Moden wird sichtbar, dass neue Schwingformen entstehen oder diese sich in niedrigere Frequenzbereiche schieben, da der VAT-LEG-250 32 und der VAT-LEG-REF nur 26 Eigenmoden aufweist.

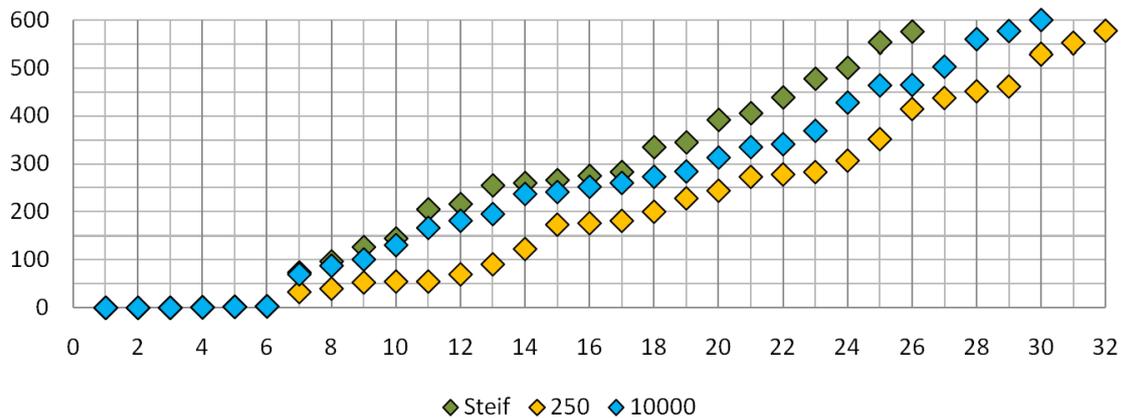


Abb. 52: Modenverteilung

Die Bildung neuer Moden wird besonders bei der Betrachtung des VAT-LEG-250 deutlich. Hier sind nur noch wenige Schwingformen mit der Referenz vergleichbar. Zum Beispiel sind die Moden 7 bis 12 nur bei dem VAT-LEG-250 vorzufinden (siehe Tabelle 18, schwarz umrahmt). Diese Moden repräsentieren annähernd die sechs Starrkörpermoden des LEGs, die sich durch die sehr weichen Lager bilden. Beispielsweise dreht sich das LEG bei Mode 12 als ein annähernd starrer Körper um die X- und Z-Achse des Fahrzeugs (siehe Abb. 53).

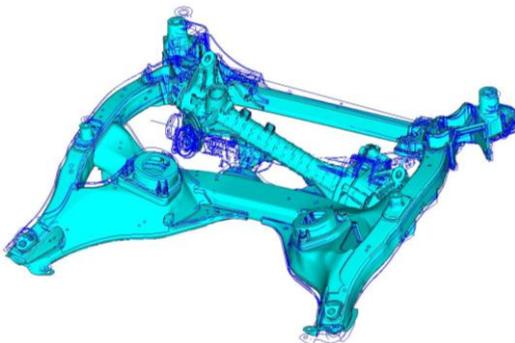


Abb. 53: Mode 12 des VAT-LEG-250

Weiterhin ist das Systemverhalten dieses Modells stark verändert, da die versteifende Wirkung des LEGs nun nahezu entfällt (siehe dynamische Steifigkeit des Modells mit dem weichsten Lager in Kapitel 10.1.3).

Auffallend bei dieser Modalanalyse ist zudem, dass die Frequenz von Mode 13 des VAT-LEG-250 höher ist, als die von Mode 8 des VAT-LEG-10000 (siehe Tabelle 18, fett), obwohl es ähnliche Schwingformen sind. Da die dynamische Steifigkeit durch die weiche elastische Lagerung beim VAT-LEG-250 niedriger ist, müsste auch die Frequenz des VAT-LEG-250 niedriger sein, wie es zum Beispiel beim Vergleich der Frequenzen von Mode 15 des VAT-LEG-250 mit Mode 13 des VAT-LEG-10000 der Fall ist (siehe Tabelle 18).

Zur Erklärung dieses Phänomens wird nun die Schwingform des Modes 8 vom VAT-LEG-10000 mit der Frequenz von 88 Hz betrachtet (siehe Abb. 54). In der linken Abbildung zeigt sich, dass sich der linke Teil des LEGs zusammen mit dem linken VAT-Gussknoten nach vorne verschiebt. Genauso ist in der rechten Abbildung erkennbar, wie sich der rechte Teil des LEGs mit dem rechten VAT-Gussknoten nach vorne unten bewegt (siehe Abb. 54, rote Pfeile-links). Dieses Zusammenspiel zwischen LEG und VAT wirkt verstärkend. Diese verstärkende Wirkung findet beim Modell VAT-LEG-250 bei vergleichbarem Mode 13 nicht statt. Bei Mode 13 des VAT-LEG-250 führt der VAT eine ähnliche Schwingform aus, wobei das LEG gegenphasig (siehe Abb. 54, rote Pfeile-rechts) zum VAT schwingt.

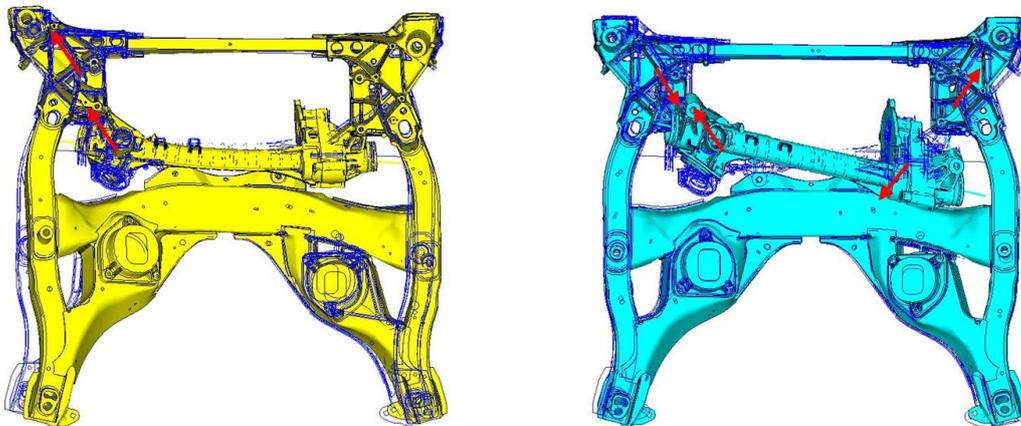


Abb. 54: VAT-LEG-1000: Mode 8 (links-gelb) und VAT-LEG-250: Mode 13 (rechts-hellblau)

10.2.3 Betriebsschwingformen

Da es bei der Betrachtung des Verbesserungspotentials einige Auffälligkeiten gibt, werden die Betriebsschwingformen folgender markanter Bereiche untersucht:

- die Peakverschiebung am VAT vorne rechts (3013) in X-Richtung (siehe Abb. 55, links)
- die erhöhte Beschleunigung bei 530 Hz bei Modell 250 am VAT vorne links (3012) in Z-Richtung (siehe Abb. 55, Mitte)
- und die Peakerscheinung zwischen 300 und 400 Hz, die bei allen Auswertungspunkten in Y-Richtung auftritt (siehe Abb. 55, rechts)

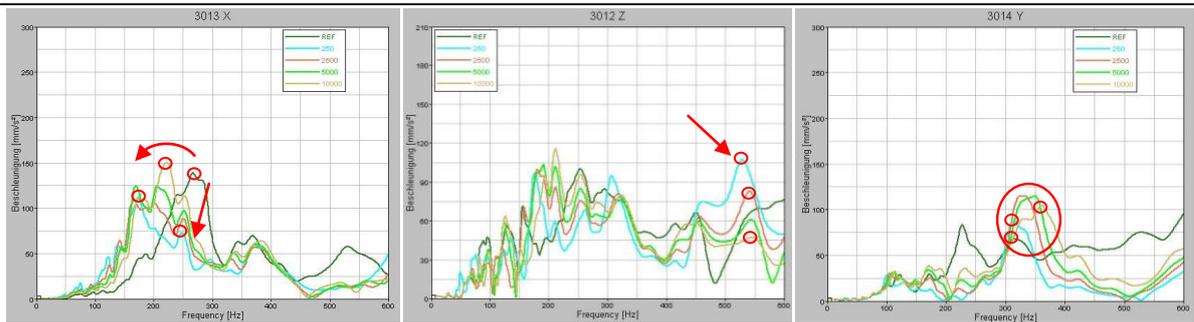


Abb. 55: Verbesserungspotential FZ-LEG-4: Auffällige Bereiche für die Betrachtung der Betriebsschwingformen
Zuerst wird die Peakverschiebung am Knoten 3013 (vorne rechts) in X-Richtung untersucht (siehe Abb. 56 rechts). Hierfür werden die Betriebsschwingformen der Referenz bei 266 Hz und die des Modells 250 bei 248 Hz betrachtet. Dabei fällt auf, dass die Betriebsschwingformen sehr ähnlich sind, da die Betriebsschwingform der Referenz durch den Eigenmode 14 bei 261 Hz und die Betriebsschwingform des Modells 250 durch den Eigenmode 20 bei 254 Hz angeregt werden. Diese Moden führen die gleichen Eigenschwingformen aus (siehe Kapitel 10.2.2, Tabelle 18). In Abbildung 26 links ist die verstärkte Verschiebung des Punktes 3013 bei der Referenz zu erkennen. Hierbei beschreibt die Bezeichnung N3013/3 die Ausgangslage des Knotens 3013 der unverformten Modelle (dunkelblau), N3013/0 die Verschiebung des Punktes der verformten Referenz (grün) und N3013/2 die Verschiebung des Punktes des verformten Modells 250 (hellblau).

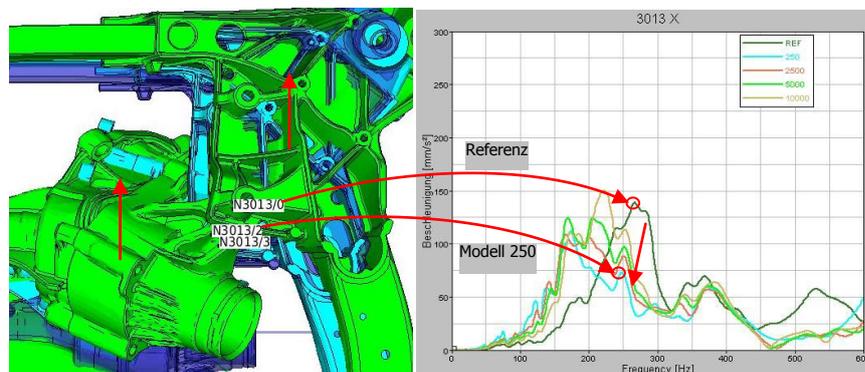


Abb. 56: Betriebsschwingform: Referenz (grün), Modell 250 (hellblau); Stellen der Betriebsschwingformbetrachtung (rechts)
Bei genauerer Betrachtung der Betriebsschwingformen zeigt sich, dass das LEG bei der Referenz in Phase mit dem rechten Gussknoten des VATs schwingt, wodurch die Verschiebung des Punktes 3013 verstärkt wird. Bei dem Modell 250 wird die Schwingung des LEGs durch die Entkopplung nicht übertragen. Deshalb ist die Beschleunigung der Referenz höher und die des Modells 250 niedriger. Weiterhin ist die Frequenz des Peaks vom Modell 250 niedriger als die Frequenz der Referenz. Dies kann wiederum über den dynamischen Steifigkeitsabfall durch die elastischen Lager erklärt werden (siehe Kapitel 10.1.3), der zu

einer Verringerung der Eigenfrequenzen führt.

Aufgrund der Tatsache, dass beide Modelle ähnliche Betriebsschwingformen aufweisen und mit Hilfe der Beschleunigungskurven der zusätzlichen Modelle 2500, 5000 und 10000 wird klar, dass je steifer das Lager ist, desto höher ist die Beschleunigung und desto höher ist die Frequenz des Beschleunigungspeaks.

Jedoch gibt es nicht nur die gerade beschriebene lokale Peakverschiebung der Beschleunigung an diesem Auswertungsknoten, sondern auch eine Verlagerung der globalen Maxima in niedrigere Frequenzbereiche (siehe Abb. 57, rot markierte Maxima). Die Ursachen hierfür finden sich in den unterschiedlichen Betriebsschwingformen der Modelle.

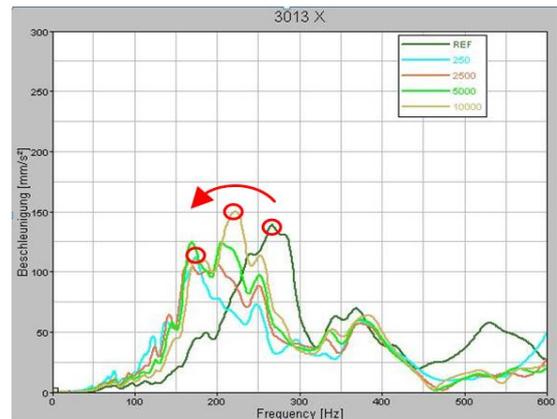


Abb. 57: Stellen der Betriebsschwingformbetrachtung (3013)

Das Maximum des Modells 250 bei 174 Hz wird hier durch den 8. Eigenmode des LEGs verursacht (siehe hierzu auch Kapitel 10.1.2). Dies wird beim Vergleich der Betriebsschwingform des Modells 250 mit dem 8. Eigenmode des LEGs deutlich (siehe Abb. 58).

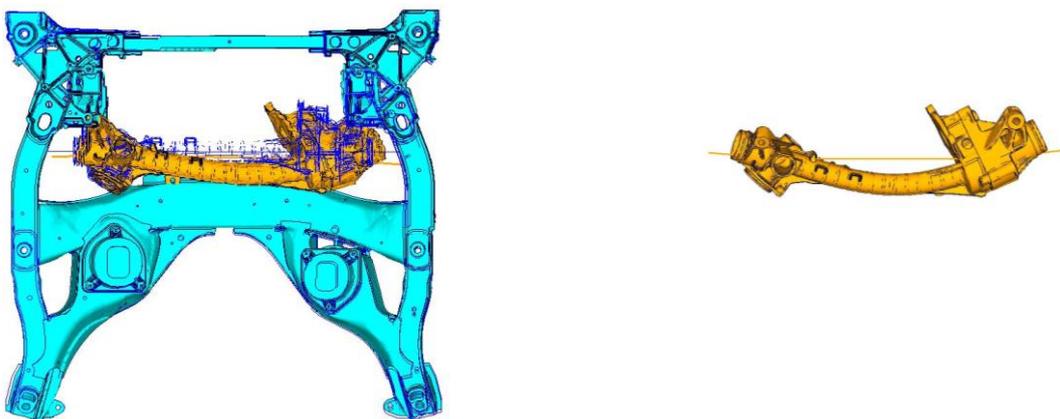


Abb. 58: Betriebsschwingform bei 174 Hz des Modells 250 (links); Eigenschwingform 8 des LEGs (rechts)

Die Peaks des Modells 10000 bei 222 Hz und die der Referenz bei 266 Hz werden durch komplexere Betriebsschwingformen verursacht. Hierbei handelt es sich um das Zusammenspiel mehrerer Moden. Die unterschiedlichen Betriebsschwingformen entstehen aufgrund der unterschiedlichen Schwingung der Zahnstange (rot markiert), des LEGs und der unterschiedlichen Schwingform des VATs (siehe Abb. 59 und Abb. 60).

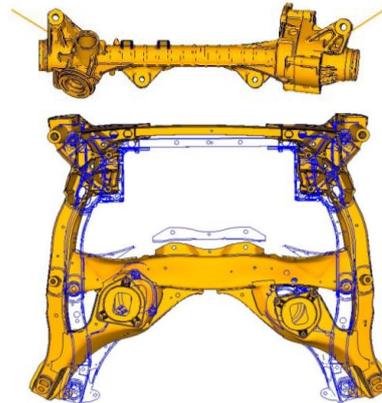
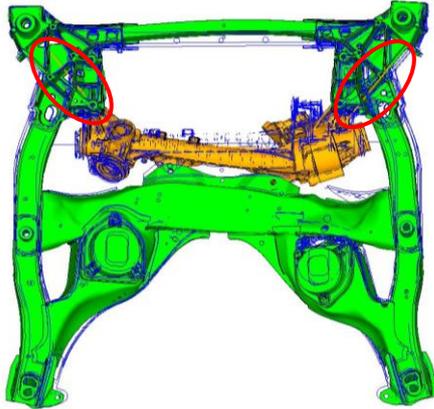


Abb. 59: Betriebsschwingform der Referenz bei 266 Hz (links); LEG: Mode 10, VAT: Mode 10 (rechts)

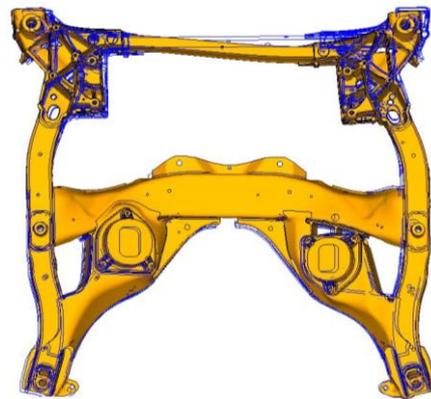
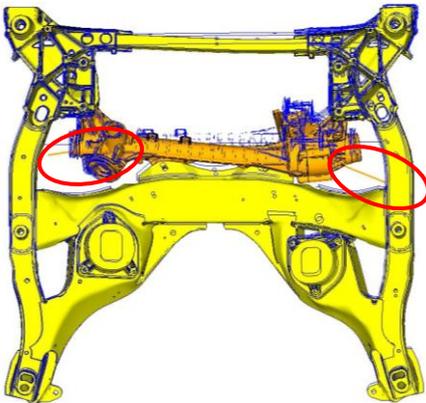


Abb. 60: Betriebsschwingform von Modell 10000 bei 222 Hz (links); VAT: Mode 9 (rechts)

Bei diesen Betriebsschwingformen wird deutlich, wie stark die angreifende Last das Schwingverhalten des Systems beeinflusst. So wird beispielsweise bei der Betriebsschwingform der Referenz (grün, Abb. 59) der Eigenmode 10 des LEGs angeregt, der eine ausgeprägte Zahnstangenschwingung ausführt. Das LEG-Gehäuse verhält sich bei der Betriebsschwingform jedoch anders als bei der Eigenschwingform. Das Gehäuse bei Eigenmode 10 schwingt nicht, wohingegen das Gehäuse des LEGs bei der Betriebsschwingform durch die angreifende Kraft verformt wird (siehe Abb. 59). Die Betriebsschwingform wird jedoch nicht nur durch die LEG-Schwingform, sondern auch durch das Schwingen des VATs in der Betriebsschwingform ähnlich dem 10. Mode des VATs beeinflusst.

Bei der Betriebsschwingform des Modells 10000 schwingt das LEG im Vergleich zum VAT stark. Der VAT führt eine leichte Schwingung, die dem 10. Eigenmode des VATs ähnlich ist (siehe Abb. 60), aus. Dies lässt sich durch die Entkopplung des LEGs durch die elastischen Lager erklären.

Folglich sind die unterschiedlichen Kombinationen von VAT- und LEG-Eigenschwingformen die Ursachen für die Verlagerung des globalen Maximums.

Eine weitere interessante Auffälligkeit bei der Untersuchung des Verbesserungspotentials ist der Peak des Modells 250 in Z-Richtung beim VAT Anbindungspunkt vorne links (3012).

Hier hat das Modell 250 bei 528 Hz die höchste (siehe Abb. 61) und das Modell 10000 bei 544 Hz die niedrigste Beschleunigung. Die Ursache dafür liegt wiederum in der Übertragung der LEG-Schwingung an den VAT. Bei dem Modell 10000 schwingt das LEG gegenphasig zum Punkt 3012 und wirkt deshalb der VAT-Verschiebung entgegen.

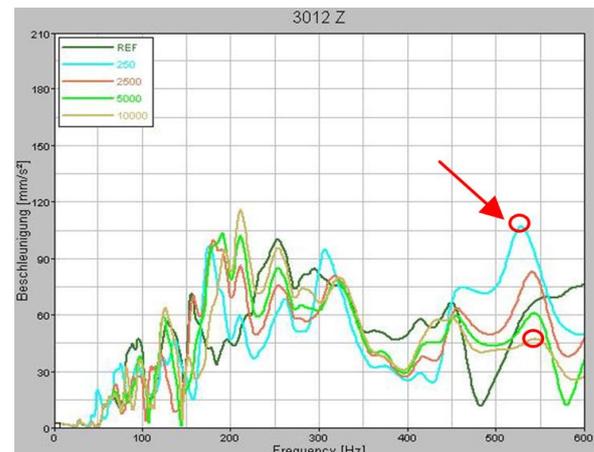


Abb. 61: Stellen der Betriebsschwingformbetrachtung an 3012

Diese gegenphasige Schwingung ist in Abbildung 62 rechts vergrößert dargestellt. Hierbei wird aus der Mitte des VATs auf den vorderen linken LEG-Anbindungspunkt am VAT geschaut. Weiterhin ist in der linken Abbildung die starke Verschiebung des Punktes 3012 bei Modell 250 (N3012/0, hellblau), die weniger starke Verschiebung bei Modell 10000 (N3012/1, gelb) und der unverformte Ausgangszustand (N3012/3, dunkelblau) zu erkennen.

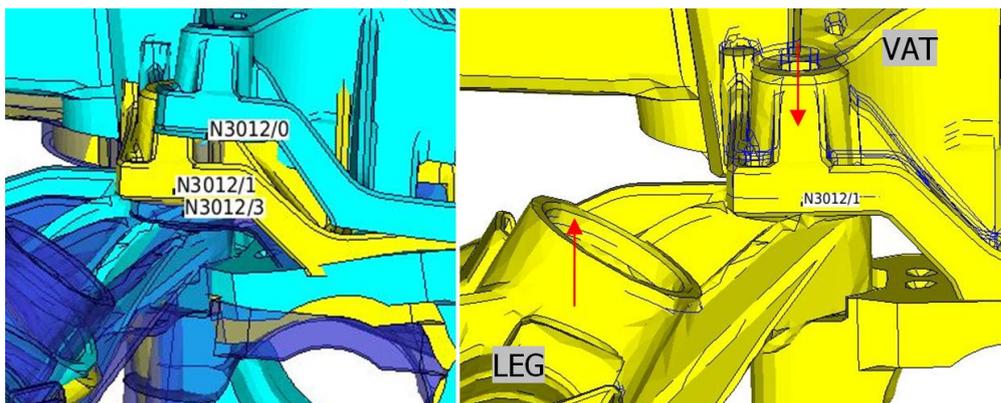


Abb. 62: Betriebsschwingform: Modell 250 bei 528 Hz (hellblau), Modell 10000 bei 544 Hz (gelb), unverformter Ausgangszustand (dunkelblau); Modell 10000 vergrößert (rechts)

Die Verschiebungsreduzierung durch die gegenphasige LEG-Schwingung findet an diesem Punkt bei dem Modell 250 nicht mehr statt, da das weiche elastische Lager das LEG stark entkoppelt.

Die letzte Untersuchung der Betriebsschwingformen ermittelt die Ursache für den Peak, der

in Y-Richtung an allen Punkten bei allen Modellen mit elastischen Lagern zwischen 300 und 400 Hz entsteht (siehe Abb. 63, rot markiert).

Dafür wird der Anbindungspunkt hinten rechts (3014) genauer betrachtet. Die höchsten Peaks erscheinen hier bei den Modellen 2500 und 5000 (siehe Abb. 63). Diese Erscheinung ist mit Hilfe des Modells 250 zu erklären. Durch die elastischen Lager kann das LEG bei diesen Modellen mit der Schwingform des Mode 11 des LEGs (siehe Abb. 64) schwingen. Bei Modell 250 werden die Schwingungen aufgrund der weichen Lagerung noch stärker isoliert.



Abb. 63: Stellen der Betriebsschwingformbetrachtung an 3014

Da sich die Isolationswirkung durch die steiferen Lager verringert, erhöht sich der Peak von Modell 2500 und 5000.

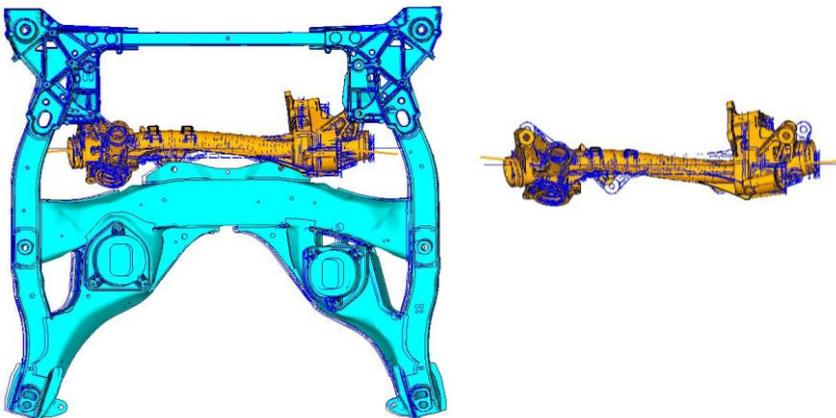


Abb. 64: Betriebsschwingform von Modell 250 bei 313 Hz (links): LEG: Mode 11 (rechts)

Bei der Referenz und dem Lager 10000 zeigt sich ein starkes Zusammenspiel zwischen VAT und LEG. Hierbei beteiligen sich drei Eigenschwingformen an der Betriebsschwingform. Am VAT-LEG-REF sind diese Eigenschwingformen (siehe Abb. 65, Abb. 66, Abb. 67) beispielhaft für den Vergleich mit der Betriebsschwingform der Referenz bei 316 Hz dargestellt.

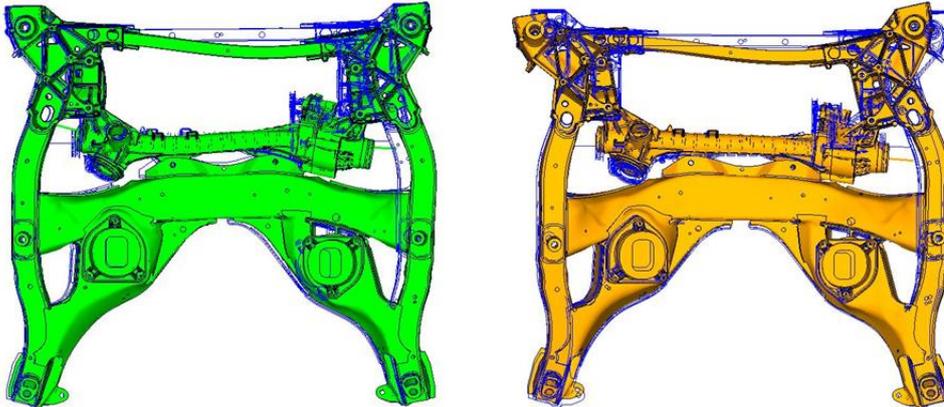


Abb. 65: Betriebsschwingform der Referenz bei 316 Hz (links) und Mode 17 des VAT-LEG-REF (rechts)

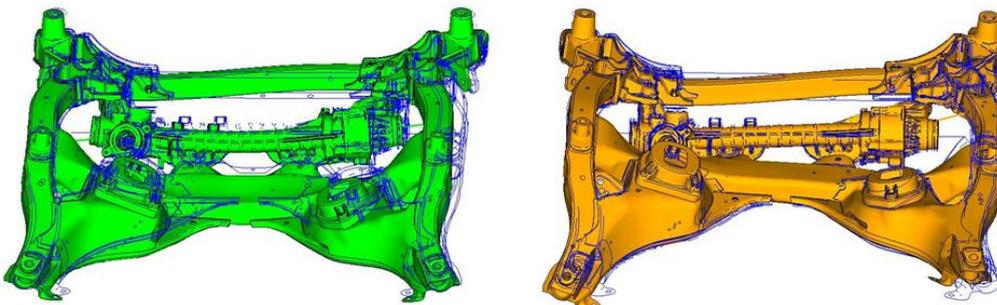


Abb. 66: Betriebsschwingform der Referenz bei 316 Hz (links) und Mode 18 des VAT-LEG-REF (rechts)

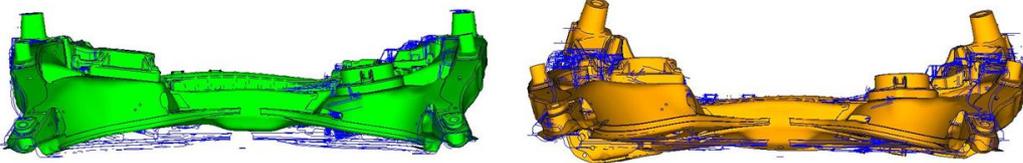


Abb. 67: Betriebsschwingform der Referenz bei 316 Hz (links) und Mode 19 des VAT-LEG-REF (rechts)

Diese Eigenschwingformen 17 bis 19 liegen bei der Referenz zwischen 284 und 346 Hz, folglich in einem Bereich von 62 Hz (siehe Kapitel 10.2.2, Tabelle 18). Da diese drei Eigenschwingformen bei dem VAT-LEG-10000 nur zwischen 314 und 346 Hz liegen, ergibt sich ein Bereich von nur 32 Hz, in dem sich diese Moden befinden. Durch diesen engeren Bereich beim VAT-LEG-10000 können die Moden bei der Betriebsschwingform des Modells 10000 stärker mitwirken. Daraus ergibt sich die erhöhte Beschleunigung im Vergleich zur Referenz.

10.3 Dynamische Steifigkeiten

Bei der Verwendung der elastischen Lager müssen die dynamischen Zielsteifigkeiten an den Motor-, Querlenker- und Zugstrebenlageranbindungspunkten mindestens erreicht werden. Diese Randbedingung dient zur Erhaltung der Isolationsqualität, der an diesen Stellen bereits eingebauten elastischen Lager. Außerdem definiert die dynamische Steifigkeit der LEG-



Anbindungspunkte am VAT (3012 bis 3015) die Isolationsqualität der Lager zwischen dem VAT und dem LEG. Hierfür gilt, dass je größer die Anbindungssteifigkeit ist, desto höher ist der Steifigkeitssprung zwischen Lager und Anbindung und desto besser wird die Isolation. Die Berechnung dieser dynamischen Steifigkeiten erfolgt wieder im Gesamtfahrzeugmodell.

10.3.1 Motorlager, Zugstrebe und Querlenker

Begonnen wird mit der Betrachtung der dynamischen Steifigkeiten der Motor-, Querlenker- und Zugstrebenlageranbindungspunkte, für die folgende Zielwerte vorgegeben sind:

- Die Motorlageranbindungspunkte, Zielwerte für den Bereich von 100 bis 600 Hz:
 - In X-Richtung: 30000 N/mm
 - In Y-Richtung: 16000 N/mm
 - In Z-Richtung: 14000 N/mm
- Die Zugstrebenlageranbindungspunkte, Zielwerte für den Bereich von 100 bis 300 Hz:
 - In X-Richtung: 7000 N/mm
 - In Y-Richtung: 6000 N/mm
 - In Z-Richtung: 8000 N/mm
- Die Querlenkerlageranbindungspunkte, Zielwerte für den Bereich von 100 bis 300 Hz:
 - In X-Richtung: 8000 N/mm
 - In Y-Richtung: 25000 N/mm
 - In Z-Richtung: 9000 N/mm

Da sich die dynamischen Steifigkeiten links und rechts sehr ähnlich verhalten, wird nur die linke Seite dargestellt. Weiterhin wird nur auf Zielwertunterschreitungen geachtet, die bei der steifen Referenz nicht vorkommen.

Bei der Betrachtung des Motorlageranbindungspunktes links (3172) in X-Richtung (siehe Abb. 68) wird der Zielwert im relevanten Frequenzbereich ab 100 Hz nicht unterschritten. Die Kurven nähern sich jedoch zwischen 400 bis 500 Hz stark dem Zielwert an.

In Y-Richtung ist der Bereich zwischen 220 und 275 Hz auffallend, da die Modelle 250, 2500 und 5000 den Zielwert unterschreiten. Ab 400 Hz überschreiten die Lagervarianten sogar die dynamische Steifigkeit der Referenz.

In Z-Richtung ist besonders auffallend, dass sogar die Referenz den Zielwert zwischen 240 und 290 Hz und zwischen 410 und 480 Hz unterschreitet. Jedoch liegen alle Modelle mit elastischen Lagern über einen längeren Frequenzbereich unter dem Zielwert als die Referenz.

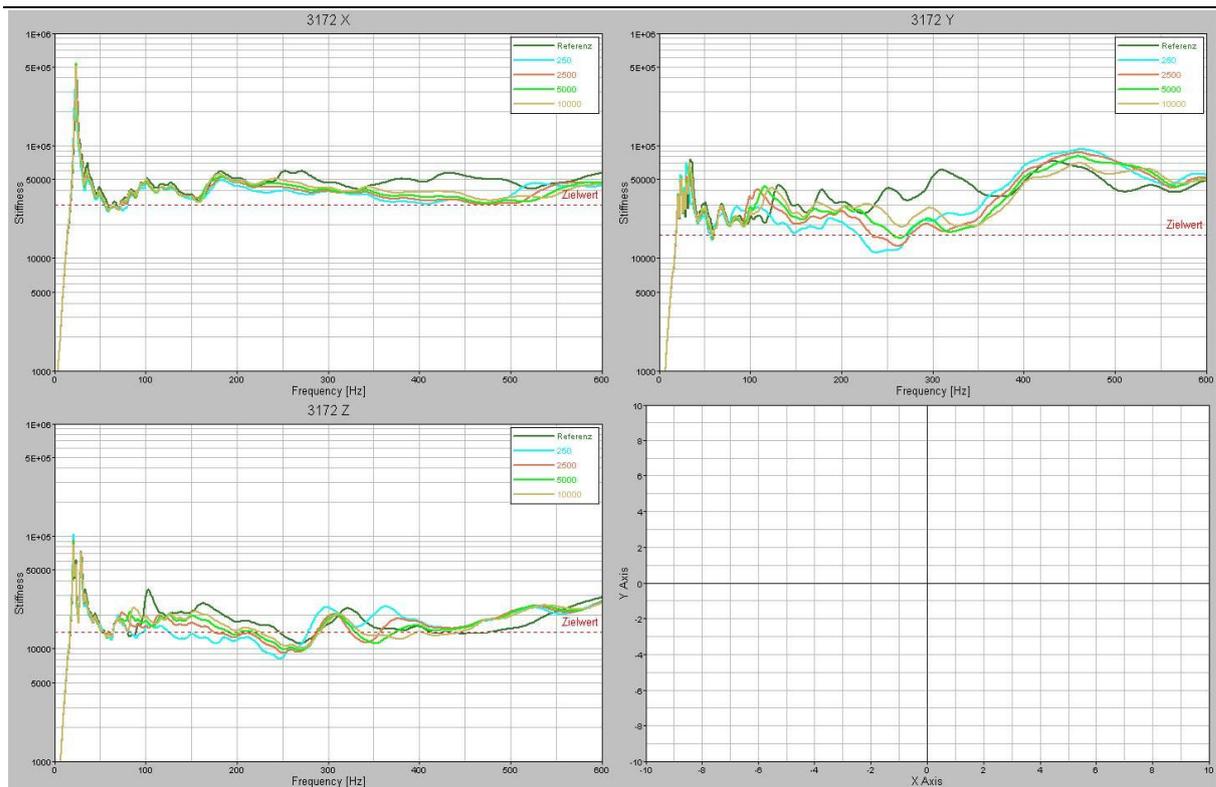


Abb. 68: Dynamische Steifigkeit 3172 des FZ-LEG-4

Folglich ist die dynamische Steifigkeit der Motorlageranbindungspunkte in X-Richtung als unkritisch und in Y- und Z-Richtung als problematisch anzusehen.

Als nächstes wird der Zugstrebenlageranbindungspunkt links (3024) betrachtet (siehe Abb. 69). Hier fällt direkt auf, dass die Zielwerte bei allen Modellen in alle drei Raumrichtungen problemlos erreicht werden. Folglich ist die dynamische Steifigkeit der Zugstrebenlageranbindungspunkte als unkritisch anzusehen.

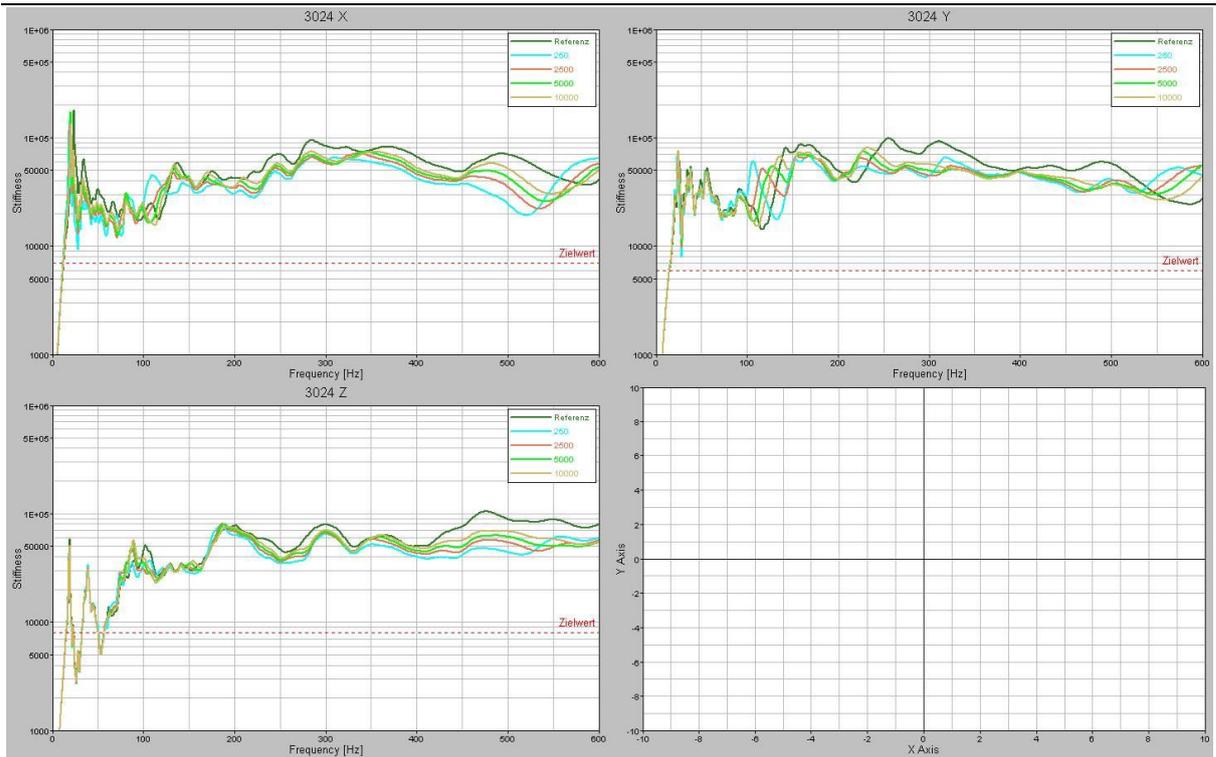


Abb. 69: Dynamische Steifigkeit 3024 des FZ-LEG-4

Bei den Querlenkerlageranbindungspunkten werden nur die Zielwerte in X- und Z-Richtung problemlos erreicht (siehe Abb. 70).

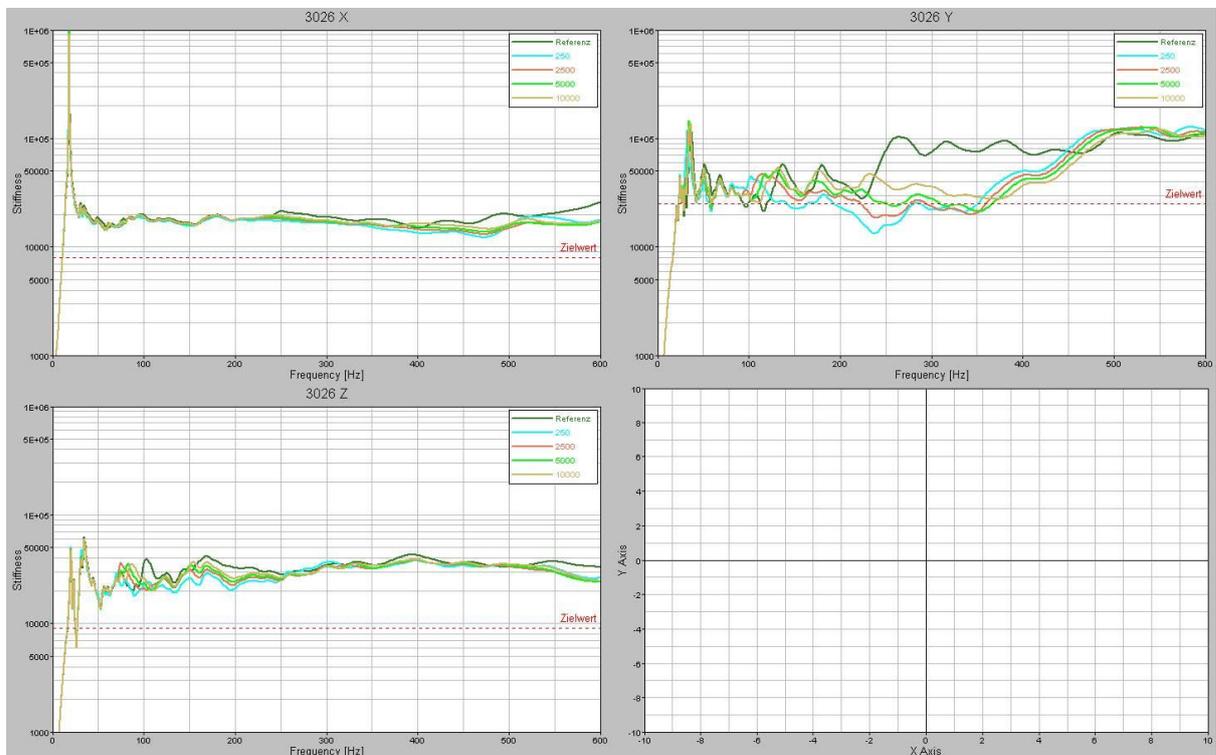


Abb. 70: Dynamische Steifigkeit 3026 des FZ-LEG-4

In Y-Richtung sinkt jedoch die dynamische Steifigkeit des Modells 250 bei 240 Hz etwa 11,5



kN unter den Zielwert. Dennoch ist es möglich mit Modellen mit steiferen Lagern, beispielsweise Modell 10000, den Zielwert zu überschreiten.

Folglich ist an den Querlenkerlageranbindungspunkten die X- und Z-Richtung als unkritisch, die Y-Richtung jedoch als kritisch anzusehen.

In der nachfolgenden Tabelle 19 werden die hier gesammelten Erkenntnisse noch einmal übersichtlich zusammengefasst:

Tabelle 19: Zielwerterreichung der dynamischen Steifigkeiten des FZ-LEG-4

Zielwerterreichung	X-Richtung	Y-Richtung	Z-Richtung
3172/3173 (Motorlager)	unkritisch	kritisch	kritisch
3024/3025 (Zugstreben)	unkritisch	unkritisch	unkritisch
3026/3027 (Querlenker)	unkritisch	kritisch	unkritisch

10.3.2 LEG-Anbindungspunkte am VAT

Die dynamische Steifigkeit der LEG-Anbindungspunkte am VAT ist wichtig für die Bewertung der Lager, da ein hohes Verhältnis zwischen Anbindungs- und Lagersteifigkeit eine gute Isolation nach sich zieht. Aufgrund der geringen Unterscheidung der dynamischen Steifigkeiten links und rechts, werden wiederum nur die linken Anbindungspunkte am VAT betrachtet.

Je nach Lagerwahl variieren die Anbindungssteifigkeiten. Am Anbindungspunkt vorne links (3012) in X-Richtung ist die Steifigkeitsdifferenz im Vergleich zur Z-Richtung jedoch relativ gering (siehe Abb. 71). Folglich beeinflusst die Lagerwahl die dynamische Steifigkeit in dieser Richtung nicht so stark. Bei 230 Hz beträgt der Steifigkeitsabfall zwischen dem steifen Modell 10000 und dem weichen Modell 250 etwa 6,4 kN/mm. Über den Frequenzbereich von 100 bis 600 Hz betrachtet befinden sich die dynamischen Steifigkeiten dieses Anbindungspunktes zwischen 17 und 55 kN/mm.

In Y-Richtung ist die Streuung besonders unter 300 Hz breiter als in X- und Z-Richtung. So beträgt der Steifigkeitsabfall beispielsweise bei 230 Hz etwa 17 kN/mm. Auffallend ist zudem, dass das Modell 250 bei 110 Hz steifer ist als das Modell 10000. Hier beträgt die Steifigkeitsdifferenz zwischen den beiden Varianten 15,5 kN/mm. Der Steifigkeitsbereich, in dem die Kurven zwischen 100 und 600 Hz liegen, befindet sich zwischen 10 und 55 kN/mm.

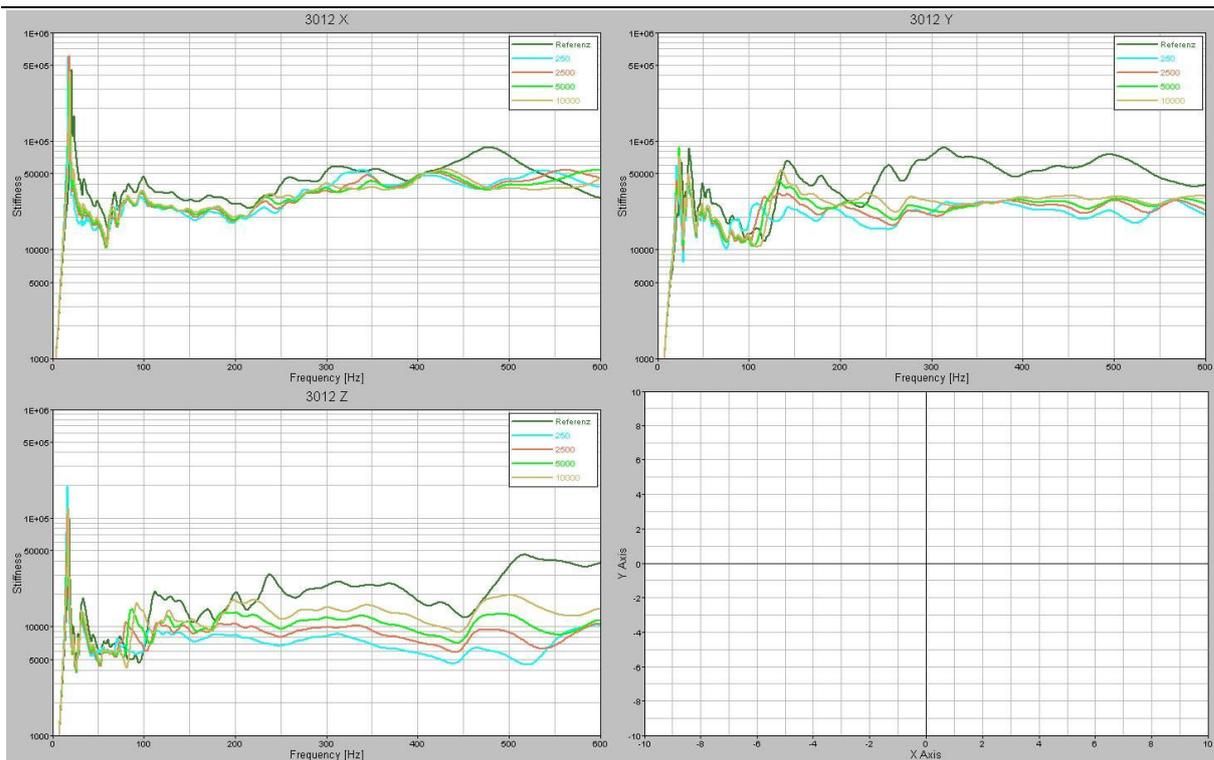


Abb. 71: Dynamische Steifigkeit 3012 des FZ-LEG-4

In Z-Richtung ist nun eine große Streuung über einen weiten Frequenzbereich zu sehen. Bei 230 Hz ist ein Steifigkeitsabfall von Modell 10000 zu Modell 250 von etwa 8,9 kN/mm zu erkennen, der über den kompletten restlichen Frequenzbereich erhalten bleibt. Der Steifigkeitsbereich von den Modellen mit elastischen Lagern ist in der Z-Richtung von 100 bis 600 Hz mit 4 bis 20 kN/mm am niedrigsten im Vergleich zu den anderen Raumrichtungen dieses Punktes.

Die hinteren Anbindungspunkte unterscheiden sich in ihrem Verhalten von den vorderen. In X-Richtung ist der Steifigkeitsabfall zwischen Modell 10000 und 250 mit etwa 8 kN/mm bei 330 Hz im Vergleich zu den anderen Raumrichtungen am geringsten (siehe Abb. 72). Außerdem umfasst der Steifigkeitsbereich der Modelle mit elastischen Lagern 15 bis 36 kN/mm.

In Y-Richtung ist der dynamische Steifigkeitsabfall an diesem Punkt am höchsten. Er beträgt bei 330 Hz 24,3 kN/mm zwischen Modell 10000 und Modell 250. Besonders auffallend ist der große Steifigkeitsbereich von 15 bis 154 kN/mm, in dem sich die Kurven zwischen 100 und 600 Hz befinden.

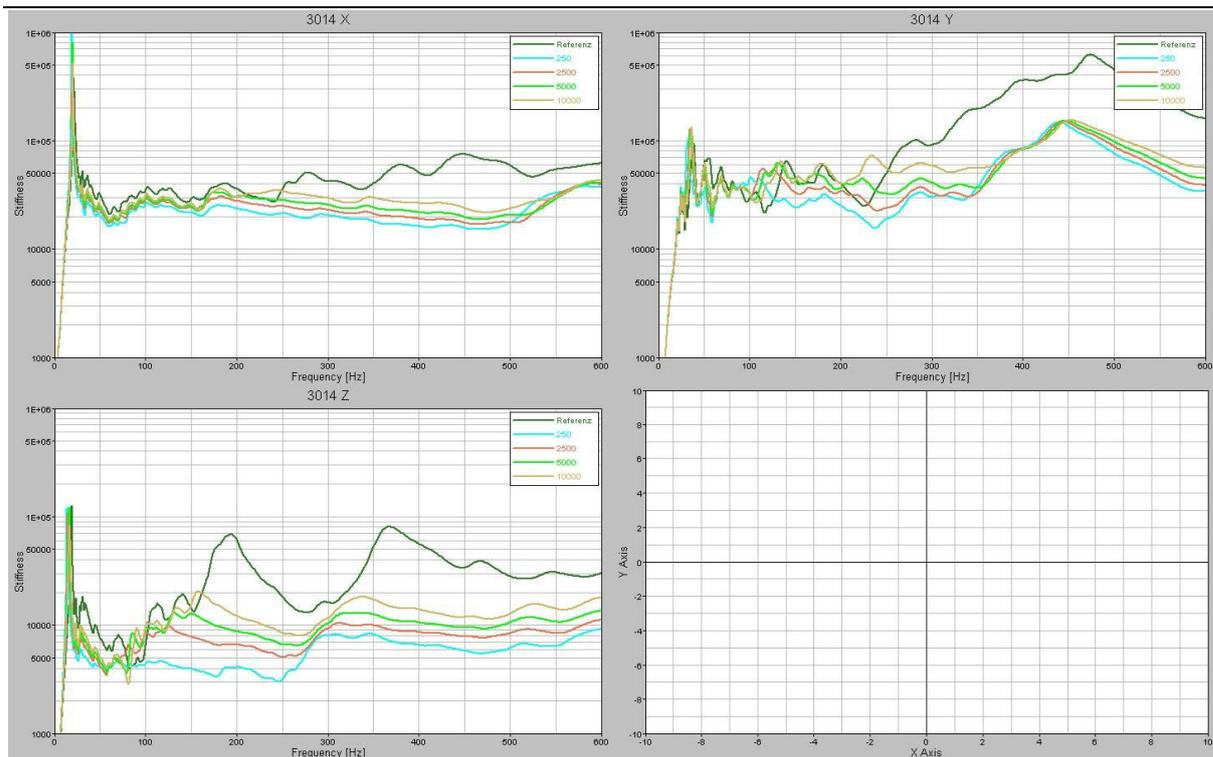


Abb. 72: Dynamische Steifigkeit 3014 des FZ-LEG-4

In Z-Richtung zeigt sich nun wieder bei 330 Hz ein Steifigkeitsabfall von 10 kN/mm zwischen Modell 10000 und Modell 250. Auch der Steifigkeitsbereich von 100 bis 600 Hz aller Modelle mit elastischen Lagern liegt nur zwischen 3 und 21 kN/mm.

In Tabelle 20 sind die genannten Steifigkeitsabfälle und Steifigkeitsbereiche zur Übersicht noch einmal zusammengefasst.

Tabelle 20: Zusammenfassung der dynamischen Steifigkeiten an den VAT-Anbindungspunkten

Steifigkeitsbereich	3012 [kN/mm]	3014 [kN/mm]
X-Richtung	18-55	15-36
Y-Richtung	10-55	15-154
Z-Richtung	4-20	3-21
Steifigkeitsabfall	(bei 230 Hz)	(bei 330 Hz)
X-Richtung	6,4	8
Y-Richtung	17	24,3
Z-Richtung	9	10

Zusammenfassend kann nun gesagt werden, dass sich die Y- und X-Richtungen in einem relativ hohen Steifigkeitsniveau befinden. Weiterhin wird deutlich, dass die von der Lagerwahl abhängigste dynamische Steifigkeit die Y-Richtung der Lager ist.

10.3.3 Betriebsschwingformen

Um ein besseres Systemverständnis zu erhalten, werden mehrere Betriebsschwingformen,

der in den vorigen Kapiteln berechneten dynamischen Steifigkeitsverläufe, betrachtet. Die in Abbildung 73 rot markierten Frequenzbereiche der dynamischen Steifigkeiten des Motorlager- (3172) und Querlenkeranbindungspunktes (3026) werden hierfür untersucht.

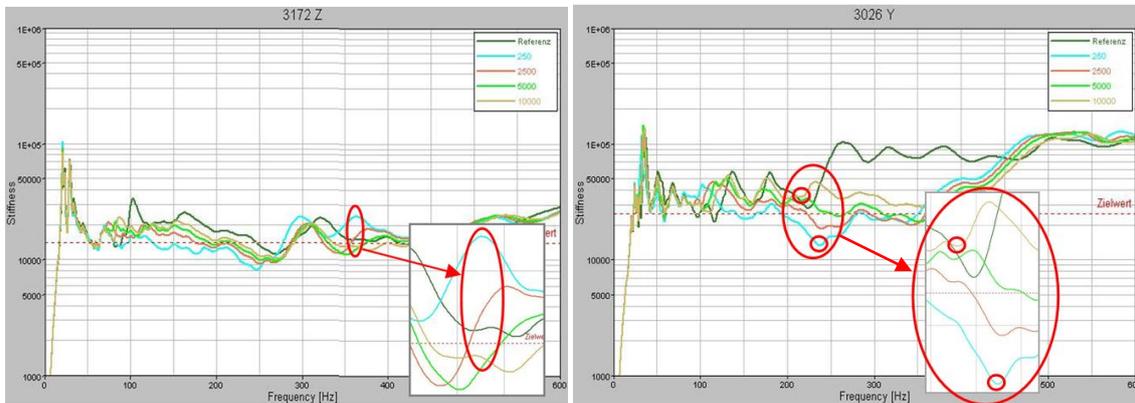


Abb. 73: Betriebsschwingformanalyse an 3172 (links), Betriebsschwingformanalyse an 3026 (rechts)

Begonnen wird mit den Betriebsschwingformen des Punktes 3172 in Z-Richtung.

Hierbei ist zunächst wichtig, dass die dynamische Steifigkeit des Modells 250 meist am schwächsten ist, da die versteifende Wirkung des LEGs hier fast komplett wegfällt (siehe Kapitel 10.1.3).

Am Motorlageranbindungspunkt 3172 ist bei 363 Hz jedoch das Gegenteil erkennbar. Hier weist das Modell 250 die höchste und das Modell 10000 die niedrigste dynamische Steifigkeit auf.

Bei Betrachtung dieser Schwingformen fällt auf, dass der Punkt 3172 bei Modell 10000 (N3172/1, gelb, siehe Abb. 74) stärker schwingt. Der Grund dafür ist aber nicht erkennbar. Deshalb werden die Eigenmoden im Bereich zwischen 310 und 410 Hz betrachtet. Es zeigt sich, dass das Modell 250 in diesem Bereich nur Eigenschwingformen mit deutlichen LEG-Schwingungen aufweist.

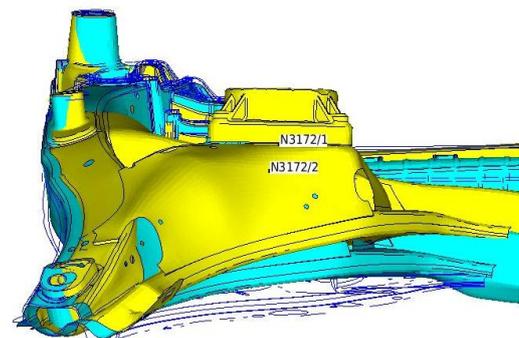


Abb. 74: Betriebsschwingformen bei 363 Hz

Diese LEG-Schwingungen wirken sich durch die Entkopplung, aufgrund der sehr weichen elastischen Lager, nicht stark auf die Motorlagerschwingungen aus. Bei Modell 10000 befinden sich jedoch zwischen 310 und 410 Hz Eigenschwingformen mit vier ausgeprägten VAT-Schwingungen (siehe Abb. 75 und Abb. 76, Mode 20-23), welche das System schwächen. Dadurch sinkt die dynamische Steifigkeit des Modells 10000.

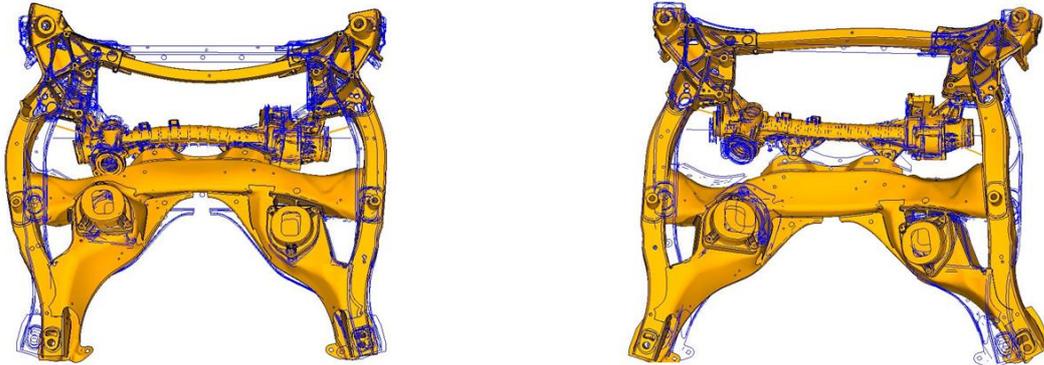


Abb. 75: VAT-LEG-10000: Mode 20 (links) und Mode 21 (rechts)

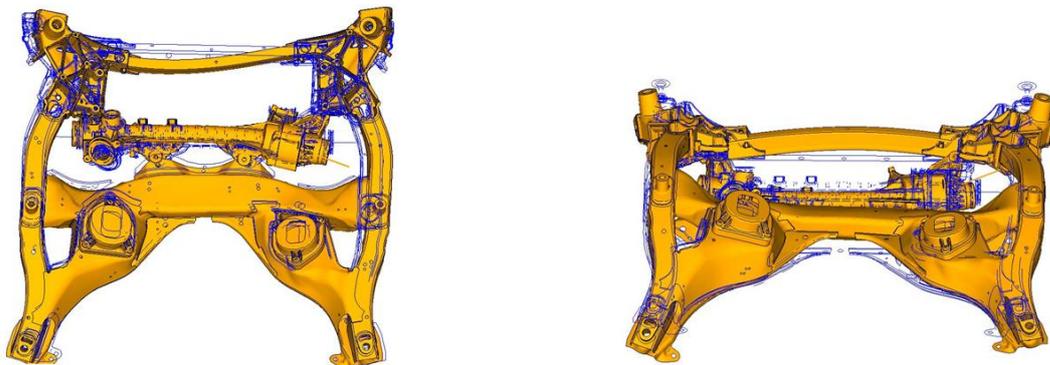


Abb. 76: VAT-LEG-10000: Mode 22 (links) und Mode 23 (rechts)

Als nächstes werden Betriebsschwingformen der dynamischen Steifigkeit am Punkt 3026 in Y-Richtung im Frequenzbereich von 215 bis 236 Hz betrachtet (siehe Abb. 73, rechts). Im Bereich von 215 bis 237 Hz ist zu erkennen, dass das Modell 250 viel schwächer ist, als die Referenz und das Modell 10000. Dies liegt wiederum an der Steifigkeitsreduzierung durch die sehr weichen elastischen Lager. In Abbildung 77 sind die Betriebsschwingformen der Modelle 250 (hellblau) bei 237 Hz und 10000 (gelb) bei 215 Hz dargestellt.

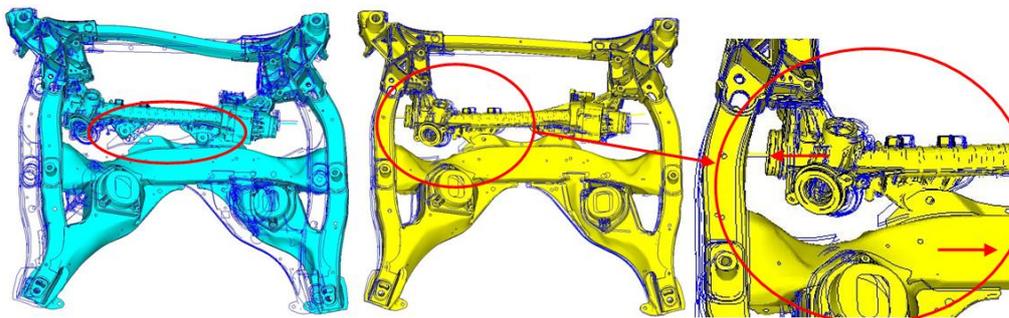


Abb. 77: Betriebsschwingform: Modell 250 bei 237 Hz (hellblau), Modell 10000 bei 215 Hz (gelb)

Die Entkopplung des LEGs beim Modell 250 ist in dem rot umrandeten Bereich (siehe Abb. 77, links) gut zu erkennen. Im Gegensatz dazu ist die dynamische Steifigkeit bei Modell 10000 durch die relativ steife LEG-VAT-Anbindung hoch. Des Weiteren schwingt hierbei das LEG gegenphasig zum VAT und wirkt folglich schwingungsreduzierend (siehe rote Pfeile in

Abb. 77, rechts).

Schließlich wird der rot markierte Bereich der dynamischen Steifigkeit am VAT (Punkt 3014) in Y-Richtung mit Hilfe der Betriebsschwingformen näher untersucht (siehe Abb. 78). Dabei werden das Modell 250 und das Modell 10000 bei 237 Hz betrachtet.

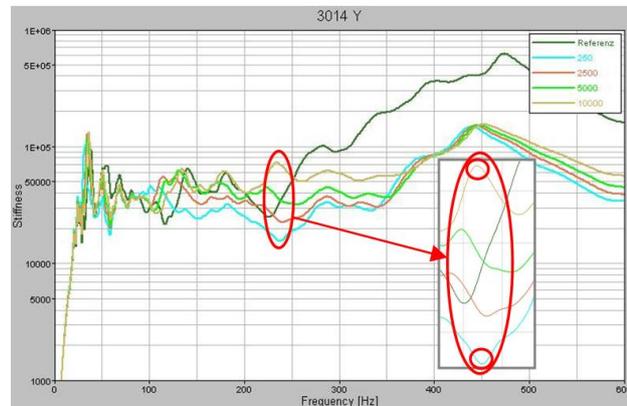


Abb. 78: Betriebsschwingformanalyse an 3014 in Y-Richtung

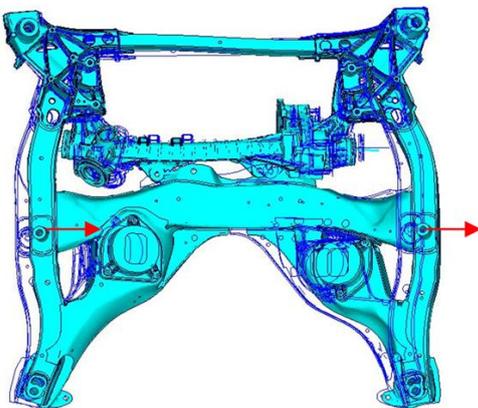


Abb. 79: Betriebsschwingform vom Modell 250 bei 237 Hz

Bei der Betrachtung der Schwingform des Modells 250 fällt auf, dass der VAT durch die wegfallende versteifende Wirkung des LEGs, aufgrund der sehr weichen elastischen Lager, in Y-Richtung schwingt (siehe Abb. 79, rote Pfeile).

Bei dem Modell 10000 sieht die Schwingform etwas anders aus. Hier heben sich die Schwingungen des LEGs und VATs durch gegenphasiges Schwingen, welches über die relativ steifen Lager übertragen wird, teilweise auf (siehe Abb. 80, rote Pfeile).

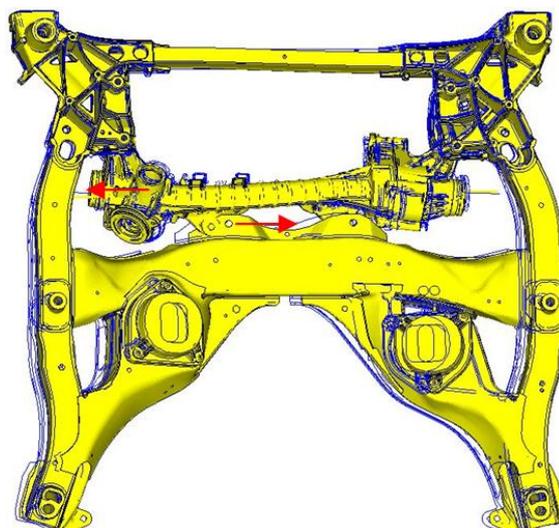


Abb. 80: Betriebsschwingform vom Modell 10000 bei 237 Hz

10.4 Variation von LEG- und VAT-Steifigkeiten

Wie die Theorie in Kapitel 5.2.3 verdeutlicht, ist die Isolationsfähigkeit der elastischen Lager

hauptsächlich vom Steifigkeitsverhältnis zwischen der LEG-Anbindungsstelle am VAT und

dem elastischen Lager abhängig: $I = \frac{K_{dyn}}{K_{Lager}}$. Deshalb wird in den folgenden Kapiteln zum

Einen die Steifigkeit der LEG-Anbindung am VAT über Variation des E-Moduls erhöht. Zum Anderen wird der Einfluss der erhöhten Steifigkeit des LEGs, welche im vorigen Kapitel auf das modale Verhalten hin untersucht wurde, weiter analysiert. Bei beiden Untersuchungen werden die Berechnungen mit dem aus Kapitel 10.1 bereits bekannten Lager x1,5/y5/z2,5 am Gesamtfahrzeugmodell durchgeführt. Die Referenz repräsentiert wiederum das Modell mit starrer Anbindung des LEGs an den VAT.

10.4.1 VAT-Versteifung

Die Anbindungsstellen des LEGs am VAT werden mit Hilfe der Variation des E-Moduls versteift. Hierfür wird der E-Modul der in Abbildung 81 orange markierten Bereiche erhöht.

Bei der Auswertung in Abb. 82 wird die dynamische Steifigkeit

- der steifen Referenz (grün: Referenz),
- des Modells mit elastischer Lagerung x1,5/y5/z2,5 (schwarz: x1,5/y5/z2,5),
- des Modells mit elastischer Lagerung x1,5/y5/z2,5 und zusätzlicher E-Modulerhöhung auf 100000 N/mm² (pink: E100-x1,5/y5/z2,5) und
- des Modells mit elastischer Lagerung x1,5/y5/z2,5 und zusätzlicher E-Modulerhöhung auf 210000 N/mm² (gelb: E210-x1,5/y5/z2,5)

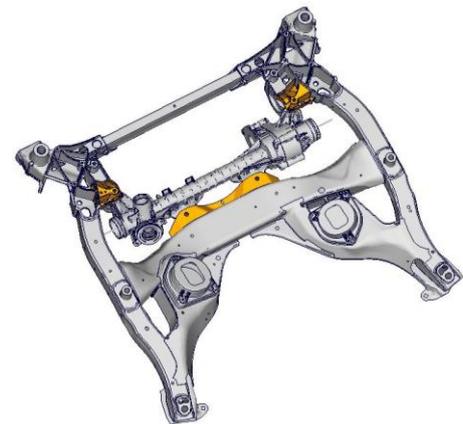


Abb. 81: Versteifungsbereich am VAT

betrachtet.

Bei der Betrachtung der dynamischen Steifigkeit am vorderen Anbindungsknoten (3012) wird deutlich, dass sich der Verlauf der Kurven nicht ändert, das Niveau jedoch besonders in X-Richtung steigt (siehe Abb. 82). Bei 250 Hz in X-Richtung ist die dynamische Steifigkeit der E210-x1,5/y5/z2,5-Kurve 3650 N/mm höher als die der x1,5/y5/z2,5-Kurve. In den anderen beiden Raumrichtungen ist der Steifigkeitsanstieg mit 1024 N/mm in Y- und 780 N/mm in Z-Richtung geringer.

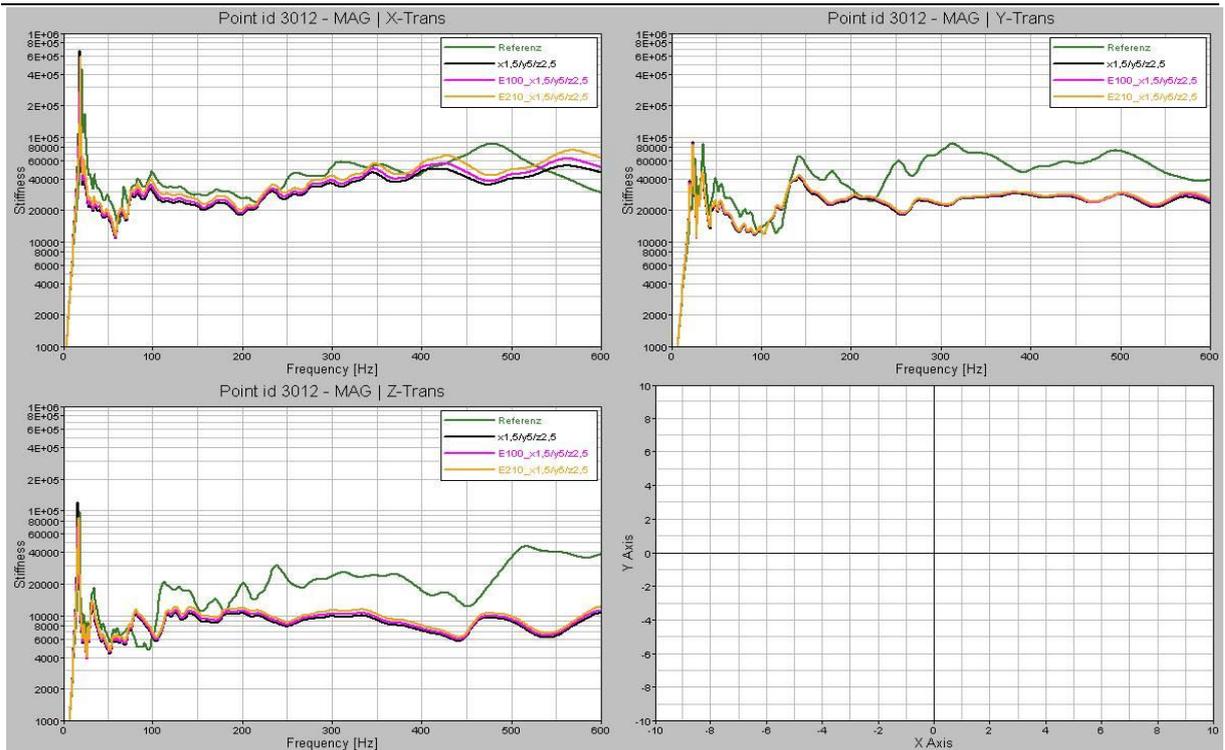


Abb. 82: Dynamische Steifigkeit vorne links bei VAT-Versteifung

Um nun die Wirkung der Versteifung zu beurteilen wird die Übertragungsfunktion analysiert. Hierbei wird die Beschleunigung an diesem Punkt bei Anregung des EPS-Motors betrachtet (siehe Abb. 83).

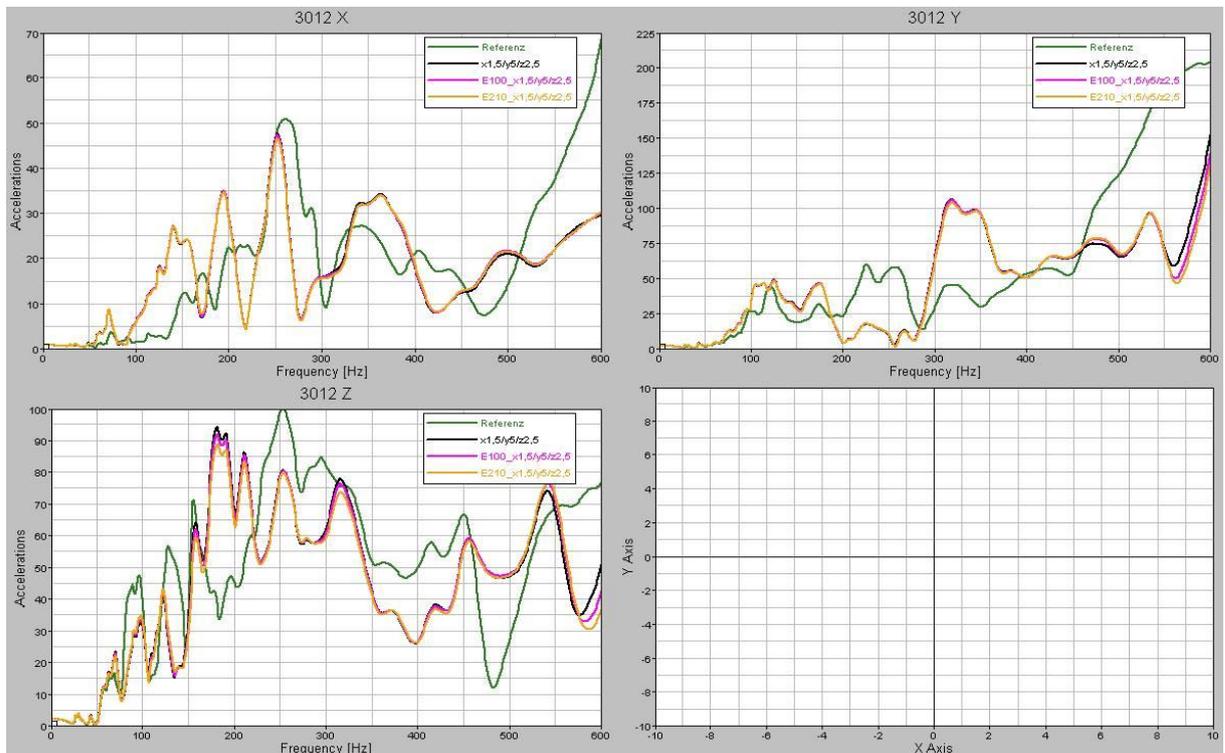


Abb. 83: Beschleunigung vorne links bei VAT-Versteifung



Es wird deutlich, dass die Erhöhung des E-Moduls am VAT keinen großen Einfluss auf die Beschleunigung am Anbindungspunkt nimmt. Die Erklärung hierfür findet sich im sehr hohen Steifigkeitsverhältnis I . Wird jeweils für E210-x1,5/y5/z2,5 beziehungsweise für x1,5/y5/z2,5 das Steifigkeitsverhältnis zwischen der dynamischen Steifigkeit in X-Richtung bei 130 Hz und der Steifigkeit des Lagers berechnet, ergibt sich für:

- x1,5/y5/z2,5:
$$I = \frac{K_{dyn}}{K_{Lager}} = \frac{24400}{1500} \approx 16,3$$
- E210-x1,5/y5/z2,5:
$$I = \frac{K_{dyn}}{K_{Lager}} = \frac{28700}{1500} \approx 19,1$$

Da hier $K_{dyn} \gg K_{Lager}$ ist, ergibt sich für I bei Variation der Steifigkeit um einen Wert K folgender Zusammenhang:

- Variation im Zähler:
$$I = \frac{K_{dyn} + K}{K_{Lager}} \geq \frac{K_{dyn}}{K_{Lager}}$$
- Variation im Nenner:
$$I = \frac{K_{dyn}}{K_{Lager} - K} \gg \frac{K_{dyn}}{K_{Lager}}$$

Folglich ist die Anpassung der Steifigkeiten des elastischen Lagers (Variation im Nenner) wesentlich effektiver als die Anpassung der dynamischen Steifigkeiten des VATs (Variation im Zähler).

Weiterhin stellt sich die Frage, ob der VAT bereits eine höhere dynamische Steifigkeit aufweist, als die elastischen Lager für eine gute Isolation benötigen. Hierfür wird nun zudem der E-Modul der Anbindungen abgesenkt, solange, bis bei der Beschleunigungsübertragung an den VAT deutliche Verschlechterungen, also eine Beschleunigungserhöhung, zu erkennen sind.

Links in Abbildung 84 ist diese Verschlechterung bei der hellgrünen Kurve E1-x1,5/y5/z2,5 zu sehen. Bei diesem Modell wurde der E-Modul der LEG-Anbindung am VAT von 70000 auf 1000 N/mm² herabgesetzt.

In der rechten Abbildung zeigt sich, dass die dynamische Steifigkeit im Vergleich von x1,5/y5/z2,5 (ohne E-Modulvariation) zu E1-x1,5/y5/z2,5 teilweise über 30000 N/mm² niedriger ist. Wird nun die nächststeifere Kurve E5-x1,5/y5/z2,5 (E-Modul 5000 N/mm², hellblau) betrachtet, ist wieder eine deutliche Steifigkeitsreduzierung im Vergleich zu x1,5/y5/z2,5 zu sehen, wohingegen sich der Beschleunigungsverlauf links nur leicht von x1,5/y5/z2,5 unterscheidet.

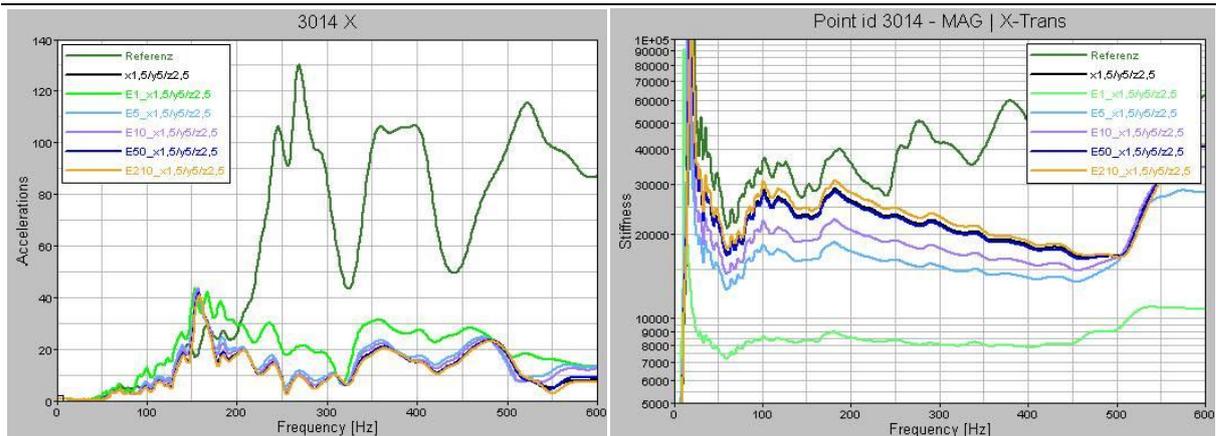


Abb. 84: Beschleunigung und dynamische Steifigkeit bei E-Modulabsenkung an LEG-Anbindungsstellen am VAT
Folglich könnte die dynamische Steifigkeit der hellblauen Kurve für eine geeignete Lagerauslegung ausreichend sein.

10.4.2 LEG-Versteifung

Des Weiteren wird die Wirkung einer LEG-Versteifung mit den in Kapitel 10.1.1 beschriebenen Verhalten bei der Modalanalyse untersucht. Hierbei werden die zwei LEGs mit erhöhtem E-Modul (LEG-100 und LEG-210) im Gesamtfahrzeugmodell mit den elastischen Lagern x1,5/y5/z2,5 berechnet. Folgende Bezeichnungen und Farben werden hierfür in den nachfolgenden Abbildungen verwendet:

Tabelle 21: Bezeichnungen bei der Auswertung der LEG-Versteifung

Modell		LEG-Variante	Lager
REF		LEG	kein Lager zwischen LEG und VAT
x1,5/y5/z2,5		LEG	x1,5/y5/z2,5
E100-x1,5/y5/z2,5		LEG-100	x1,5/y5/z2,5
E210-x1,5/y5/z2,5		LEG-210	x1,5/y5/z2,5

Wie bereits im vorigen Kapitel werden die dynamischen Steifigkeiten und die Beschleunigungsübertragung an den VAT untersucht. Begonnen wird mit der Betrachtung der dynamischen Steifigkeit am vorderen linken Anbindungspunkt des LEGs am VAT. Da die dynamischen Steifigkeiten der anderen Anbindungspunkte keine weiteren Erkenntnisse liefern, werden diese nicht dargestellt.

Durch die steiferen LEGs verändern sich die Niveaus der dynamischen Steifigkeiten kaum, jedoch wird deren Verlauf beeinflusst (siehe Abb. 85). Im Gegensatz dazu erhöhten sich im vorigen Kapitel die Niveaus, wobei der Verlauf der Kurven aber gleich blieb.

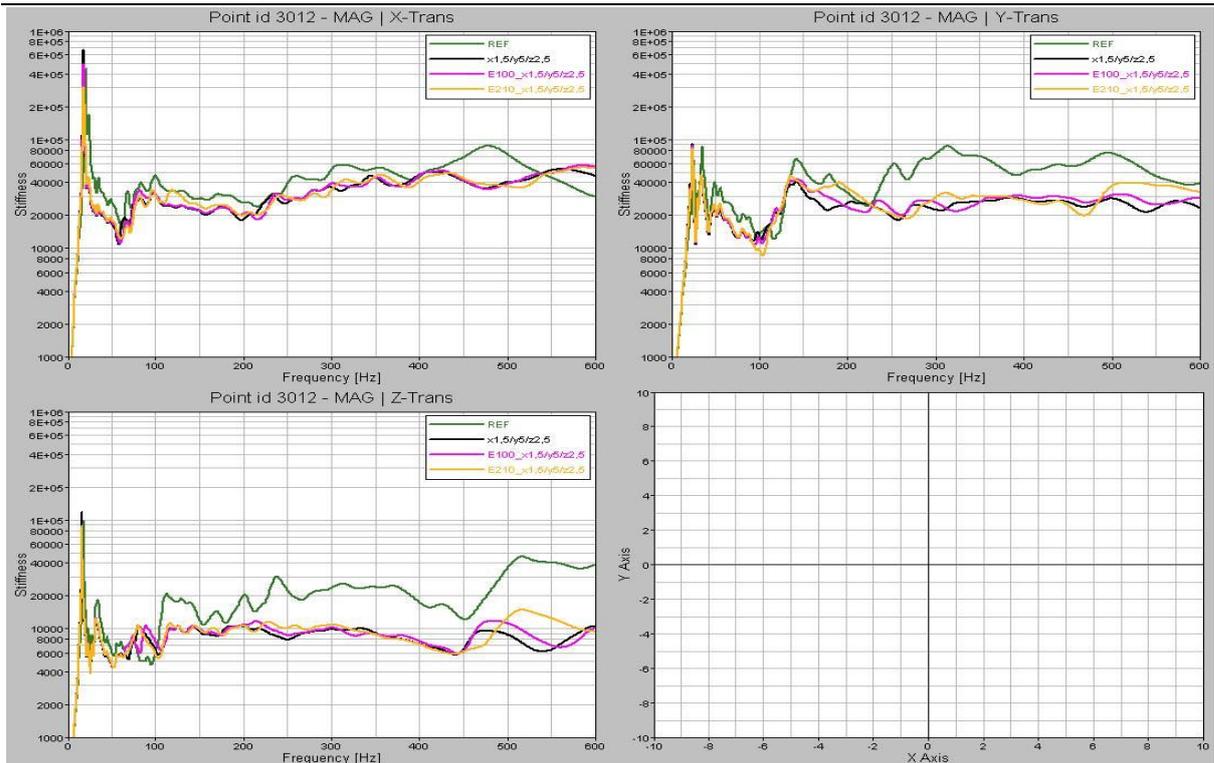


Abb. 85: Dynamische Steifigkeit vorne links bei LEG-Versteifung

Im nächsten Schritt wird nun die Auswirkung der LEG-Versteifung auf die Beschleunigungsübertragung am vorderen Anbindungsknoten betrachtet (siehe Abb. 86). Hierbei wird wiederum der EPS-Motorschwerpunkt mit einer Einheitslast angeregt.

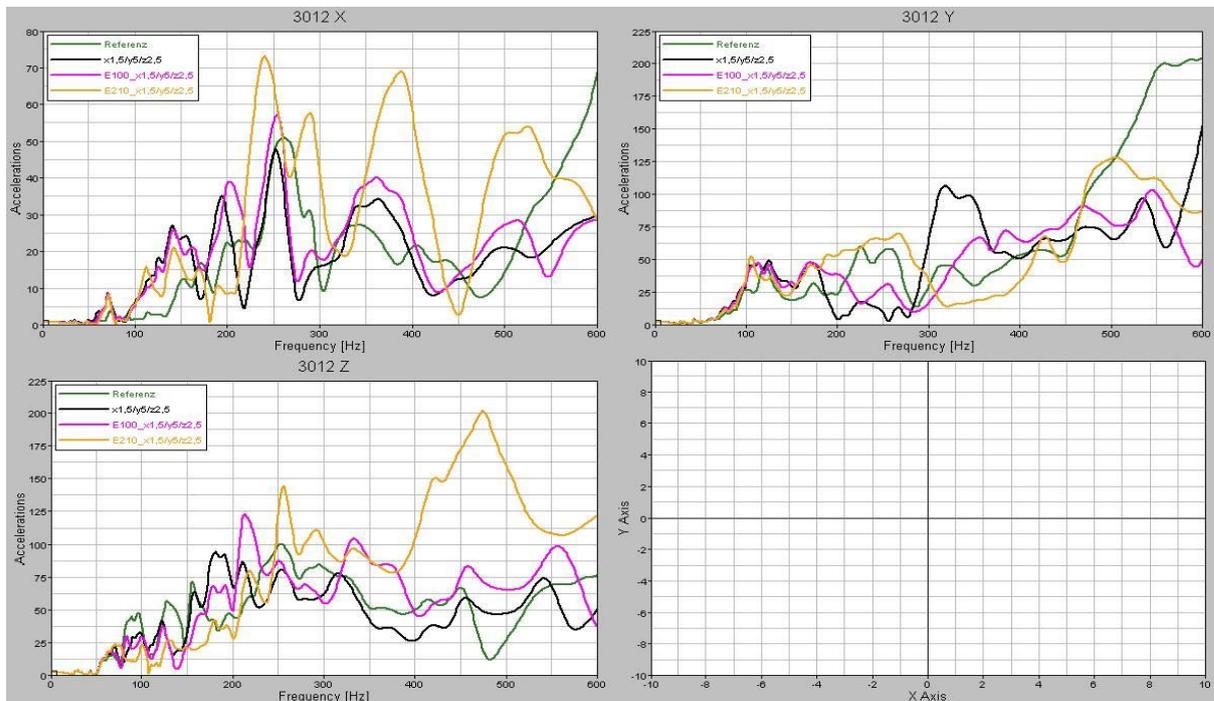


Abb. 86: Beschleunigung vorne links bei LEG-Versteifung

Beim Vergleich der Kurven wird deutlich, dass eine Versteifung des LEGs das komplette

Systemverhalten beeinflusst, da sich der Beschleunigungsverlauf in allen Raumrichtungen stark verändert. Weiterhin zeigt sich, dass die Beschleunigungen am VAT bei Einsatz der beiden LEGs mit erhöhtem E-Modul eher höher sind und nicht reduziert werden. Diese Beschleunigungserhöhung tritt beispielsweise in X-Richtung bei E210-x1,5/y5/z2,5 zwischen 350 und 400 Hz auf.

10.4.3 Betriebsschwingformen

Um die Erhöhungen der Beschleunigungen bei der LEG-Versteifung erklären zu können, werden nun die Betriebsschwingformen von den Peaks im Bereich zwischen 150 und 300 Hz am Punkt 3012 in X-Richtung betrachtet (siehe Abb. 87).

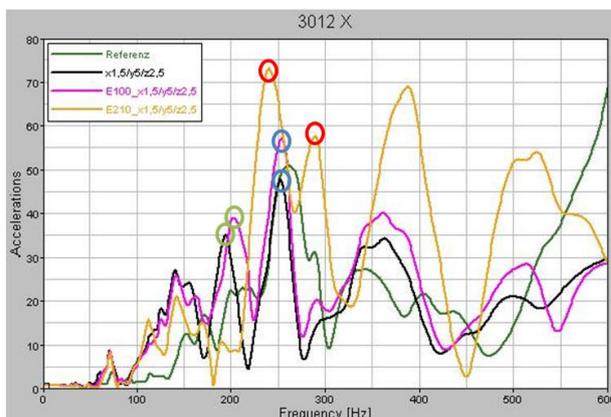


Abb. 87: Betriebsschwingformanalyse an 3012 bei LEG Versteifung

Zuerst werden x1,5/y5/z2,5 bei 194 Hz und E100-x1,5/y5/z2,5 bei 202 Hz miteinander verglichen (grüne Markierung in Abb. 87). Hierbei wird deutlich, dass die Betriebsschwingformen an diesen Maxima die gleichen sind (siehe Abb. 88, grau - x1,5/y5/z2,5, violett - E100-x1,5/y5/z2,5).

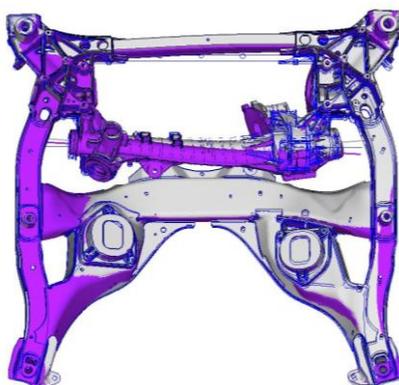


Abb. 88: Betriebsschwingformen:

x1,5/y5/z2,5 bei 194 Hz (grau), E100-x1,5/y5/z2,5 bei 202 Hz (violett)

Jedoch liegt der Peak von E100-x1,5/y5/z2,5 aufgrund der durch die Versteifung des LEGs hervorgerufenen Verschiebung der Eigenfrequenzen in höhere Frequenzen, nicht bei 194 Hz, sondern bei der etwas höheren Frequenz 202 Hz. Weiterhin ist die Beschleunigung bei E100-x1,5/y5/z2,5 etwas höher, da das LEG nun weniger phasenversetzt mit dem VAT schwingt, als bei x1,5/y5/z2,5. Dasselbe Phänomen ist bei den blau markierten Frequenzen zu beobachten, weshalb diese

Betriebsschwingformen nicht mehr graphisch aufgeführt werden. Folglich ist das System VAT-LEG bei x1,5/y5/z2,5 besser verstimmt als bei E100-x1,5/y5/z2,5, da die Beschleunigungen bei x1,5/y5/z2,5 niedriger sind.

Das Verhalten von E210-x1,5/y5/z2,5, an den in Abbildung 87 rot markierten Stellen, ist nicht direkt mit x1,5/y5/z2,5 vergleichbar. Beispielsweise ist weder die Betriebsschwingform

bei 240 Hz, noch die bei 289 Hz einer Betriebsschwingform von E100-x1,5/y5/z2,5 oder x1,5/y5/z2,5 ähnlich. Bei Betrachtung von E210-x1,5/y5/z2,5 bei 289 Hz im Vergleich mit x1,5/y5/z2,5 bei 252 Hz wird deutlich, dass sich die LEG-Schwingformen stark unterscheiden (siehe Abb. 89).

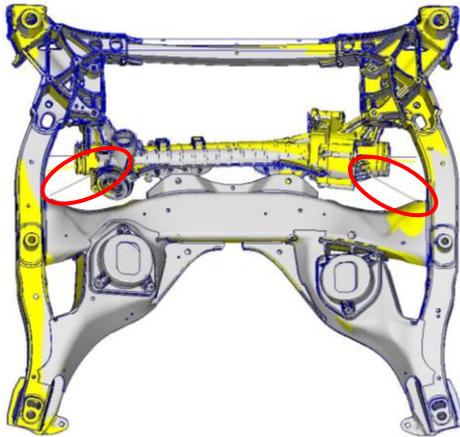


Abb. 89: Betriebsschwingformen: x1,5/y5/z2,5 bei 2404 Hz (grau), E210-x1,5/y5/z2,5 bei 289 Hz (gelb)

Hier führen die linken und rechten Enden der Zahnstange von x1,5/y5/z2,5 eine starke Bewegung in X-Richtung aus (siehe rote Markierung). Bei E210-x1,5/y5/z2,5 ist diese deutliche Schwingung nicht zu beobachten. Folglich ergibt sich bei Verwendung des LEG-210 ein anderes Systemverhalten. Hierbei treten andere Kombinationen von LEG- und VAT-Schwingungen auf, als bei der x1,5/y5/z2,5-Variante mit unversteiftem LEG. Diese Kombinationen verursachen häufig erhöhte Beschleunigungen.

Die Versteifung des LEGs führt bei diesem Fahrzeug folglich nicht zu einer gewünschten Beschleunigungsreduzierung.

10.5 Optimierung

Nun wird eine Optimierungsberechnung für die Anpassung der Steifigkeiten der elastischen Lagerungen, mit dem Ziel der Beschleunigungsreduzierung am VAT, durchgeführt. Da als Optimierungszielfunktion Z in Nastran nur ein Parameter optimiert werden kann, werden die Beschleunigungsmaxima am VAT bei Anregung des EPS-Motorschwerpunktes in alle Raumrichtungen (aX , aY , aZ) an den vier Lagerungsknoten ($k = 3012 \dots 3015$) zusammengefasst. Dafür werden die Beschleunigungen in den Raumrichtungen an jedem Knoten zu einem Vektor zusammengefasst und die Länge, also der Betrag des Vektors, ermittelt. Schließlich wird der Mittelwert dieser vier Beträge berechnet, der in der Optimierung minimiert werden soll:

$$Z = \left(\sum_{k=3012}^{3015} \sqrt{(aX_k^{\max})^2 + (aY_k^{\max})^2 + (aZ_k^{\max})^2} \right) / 4.$$

Die Variablen, die in der Optimierung verändert werden dürfen, sind die translatorischen Steifigkeiten der elastischen Lager, die in Kapitel 9.1.2 in der beschriebenen PBUSH Karte in den Feldern K1 bis K3 stehen. Dabei sollen sowohl die vorderen als auch die hinteren beiden



Lager die gleichen Steifigkeiten besitzen. Folglich werden in der Optimierung die Steifigkeiten zweier unterschiedlicher Lager (zwei gleiche vorne und zwei gleiche hinten) variiert. Weiterhin gelten für die rotatorischen Steifigkeiten die gleichen Steifigkeiten wie für die translatorischen Steifigkeiten, multipliziert mit dem Faktor 200. Des Weiteren wurde bei einem Optimierungsdurchlauf (siehe Tabelle 22, Optimierung V3500xy) das Verhältnis der X- und Y-Lagersteifigkeiten $\frac{X}{Y} = 1 \dots \frac{2}{3}$ beachtet. Diese Spreizung zwischen der X- und Y-Steifigkeit können Gummilager in der Realität maximal aufweisen.

Als Randbedingungen müssen die dynamischen Steifigkeiten an den Motor-, Zugstreben- und Querlenkerlageranbindungen die Zielwerte (siehe Kapitel 10.3) erfüllen. Diese Zielwerte werden hier jedoch an die erreichten Minima der Referenz angepasst. Im Gegensatz zu den vorherigen Berechnungen wird nun zur Beschleunigung der Berechnungszeit die Schrittweite von 1 auf 5 Hz hochgesetzt. Die maximale Anzahl der durchzuführenden Iterationen beträgt 20. Die Optimierung wurde mit unterschiedlichen Startwerten (siehe Tabelle 22) berechnet. Bei allen Ergebnissen ist erkennbar, dass sich die optimierten Steifigkeiten an den vorderen beiden Lagern nicht stark von den Startwerten unterscheiden (violett hinterlegt).

Als Randbedingungen müssen die dynamischen Steifigkeiten an den Motor-, Zugstreben- und Querlenkerlageranbindungen die Zielwerte (siehe Kapitel 10.3) erfüllen. Diese Zielwerte werden hier jedoch an die erreichten Minima der Referenz angepasst. Im Gegensatz zu den vorherigen Berechnungen wird nun zur Beschleunigung der Berechnungszeit die Schrittweite von 1 auf 5 Hz hochgesetzt. Die maximale Anzahl der durchzuführenden Iterationen beträgt 20. Die Optimierung wurde mit unterschiedlichen Startwerten (siehe Tabelle 22) berechnet. Bei allen Ergebnissen ist erkennbar, dass sich die optimierten Steifigkeiten an den vorderen beiden Lagern nicht stark von den Startwerten unterscheiden (violett hinterlegt).

Tabelle 22: Optimierung

Optimierung		Vx1,5/y5/z2,5	V1000	V2000	V2500	V3000	Vx4/y6/z2	V3500xy
Lager vorne	X	1502	1001	2370	2520	2999	4001	3492
	Y	5086	1175	2303	2972	3039	6124	3480
	Z	2451	977	2066	2470	3126	2006	3564
Lager hinten	X	1503	1903	2485	2801	3536	2631	3980
	Y	5629	5258	4907	7430	6520	6823	5970
	Z	2076	989	1899	2415	2930	2006	3597
Startwerte								
Lager vorne	X	1500	1000	2000	2500	3000	4000	3500
	Y	5000	1000	2000	2500	3000	6000	3500
	Z	2500	1000	2000	2500	3000	2000	3500
Lager hinten	X	1500	1000	2000	2500	3000	2500	3500
	Y	5000	1000	2000	2500	3000	6000	3500
	Z	2500	1000	2000	2500	3000	2000	3500
Iterationen		2	10	6	8	6	2	2
RB		Nein	Nein	Nein	Ja	Ja	Ja	Ja
Zielfunktion [mm/s²]		115,4→ 115,8	117,8→ 121,8	115,8→ 119,3	118,3→ 122,2	122,3→ 123,2	120,0→ 120,1	127,2→ 126,9



An den hinteren Lagern ergibt sich bei der Optimierung ein eindeutiger Anstieg der Y-Steifigkeit (orange hinterlegt). Dieser ist mit Hilfe von Kapitel 10.3.1 erklärbar, da die Lagersteifigkeit in Y-Richtung hoch sein sollte, um die dynamische Steifigkeit der Querlenkeranbindungspunkte überhaupt erreichen zu können.

Weiterhin werden die Randbedingungen nicht bei allen in der Tabelle 22 dargestellten Varianten erreicht (nur bei den grün hinterlegten Varianten). Dies deutet auf häufige lokale Minima in der Optimierungsfunktion hin. Damit lassen sich auch die unterschiedlichen Lagersteifigkeiten in den Optimierungsergebnissen erklären, da sich das Optimierungsverfahren je nach Startwert einem anderen lokalen Minimum annähert.

Schließlich ist in Tabelle 22 der Wert der Zielfunktion vor und nach der Optimierung eingetragen. Dabei fällt auf, dass sich die Zielfunktion nur bei der letzten Spalte leicht verbessert. Folglich wird die Beschleunigungsübertragung durch diese Optimierung kaum reduziert. Allerdings zeigt sich eine Verbesserung bei der Erfüllung der Zielwerte der dynamischen Steifigkeiten.

Für bessere Optimierungsergebnisse sollten viele Optimierungsdurchläufe mit unterschiedlichen Startwerten gerechnet werden, um mit Hilfe von statistischen Auswertungen ein möglichst gutes Ergebnis zu erhalten. Diese Variation und das Einlesen der Startwerte sollten, um Zeit zu sparen, möglichst automatisch durchgeführt werden. Weiterhin sollte die Optimierungszeit, die pro Iterationsschritt über 1.5 Stunden dauert, reduziert werden. Hierfür wurde die Optimierung weiterentwickelt, so dass diese Berechnungszeitbeschleunigung und die automatische Variation der Startwerte durchgeführt wurden. Auf die dabei erzielten Ergebnisse wird in Kapitel 12.1 weiter eingegangen.

Die Erkenntnisse der hier durchgeführten Optimierung können für die Lagerbestimmung weiterverwendet werden, wobei die Ergebnisse dieser Optimierung noch nicht die bestmöglichen sind.

Da sich bei der Optimierung die Steifigkeiten an den vorderen elastischen Lagern in X- und Y-Richtung nicht ändern, stellt sich die Frage, wie groß das Verbesserungspotential für diese Anbindungspunkte wirklich ist. Hierfür wird das $x_{1,5}/y_5/z_{2,5}$ -Lager an den hinteren Anbindungspunkten eingebaut und die vorderen Lager werden, ähnlich wie in Kapitel 11.2, variiert. Bei der Referenz sind hier an den hinteren Anbindungsknoten die $x_{1,5}/y_5/z_{2,5}$ -Lager eingebaut und an den vorderen Anbindungsknoten ist das LEG starr mit dem VAT verbunden. Weiterhin wird wiederum der EPS-Motorschwerpunkt mit einer Einheitslast

angeregt.

Da das Verbesserungspotential an den vorderen Anbindungspunkten des LEGs am VAT interessiert, werden auch nur diese beiden vorderen Punkte genauer betrachtet (siehe Abb. 90). In X- und Y-Richtung fällt deutlich auf, dass sich die Beschleunigung an beiden Anbindungsknoten mit den elastischen Lagerungen 250 bis 10000 kaum unterscheiden. Allerdings unterscheiden sich die Modelle 250 bis 10000 von der Referenz. Folglich beeinflusst in diesen Richtungen nicht die Lagersteifigkeit die Beschleunigungen, sondern allein die Tatsache, ob ein elastisches Lager verwendet wird oder nicht.

In den Z-Richtungen beider Anbindungspunkte lässt sich wiederum eine Verringerung der Beschleunigung erkennen. Diese Beschleunigungsreduzierung findet bei dem linken Knoten (3012) zwischen 200 und 450 Hz ein wenig und bei dem rechten Knoten (3013) zwischen 130 und 450 Hz etwas stärker statt.

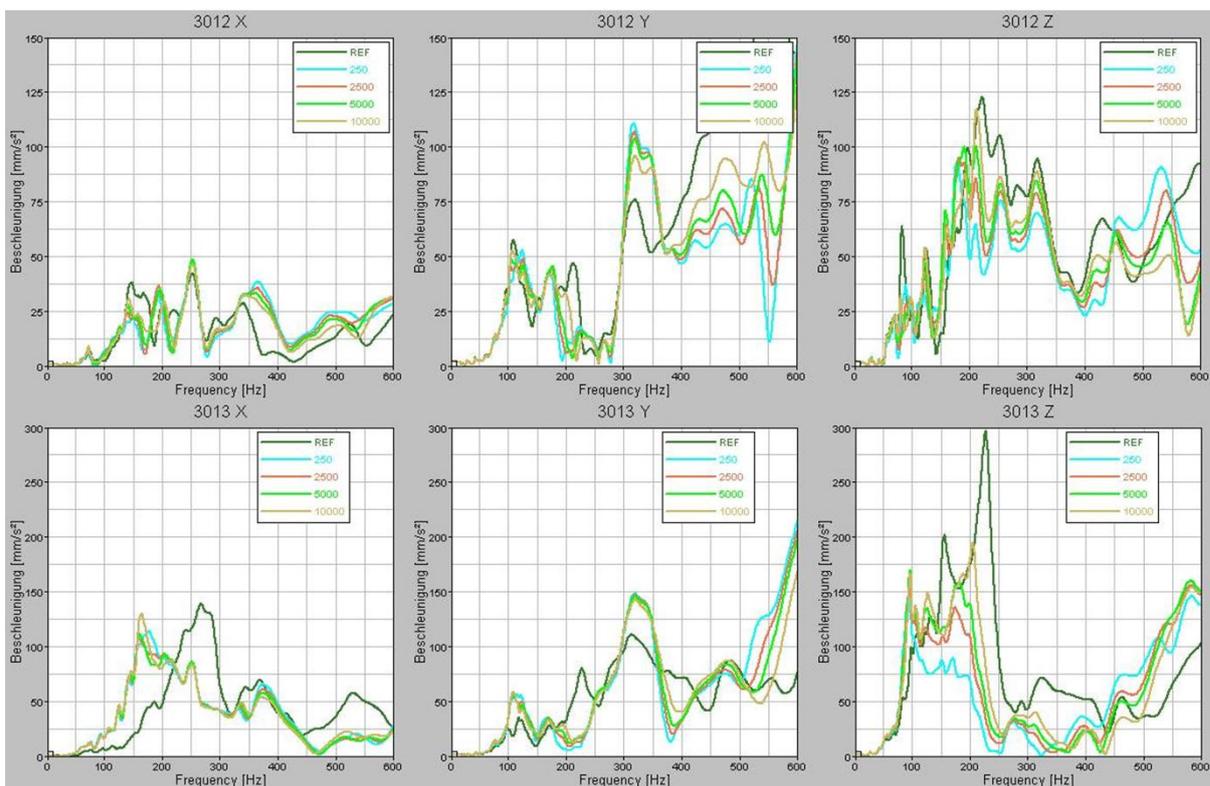


Abb. 90: Wirkung der elastischen Lager auf 3012/3013

Folglich sind für eine möglichst gute Entkopplung des LEGs an den vorderen Anbindungspunkten besonders die Steifigkeiten der elastischen Lager in Z-Richtung relevant, da die Variation der Steifigkeiten der elastischen Lager in X- und Y-Richtung auf die Beschleunigung annähernd keinen Einfluss hat.

11 Berechnungen FZ-LEG-2

Bei diesem Fahrzeugmodell werden die gleichen Berechnungen durchgeführt, wie schon bei dem FZ-LEG-4. Begonnen wird mit der genauen Untersuchung des VATs, des LEGs und des Systems VAT-LEG.

11.1 Betrachtung VAT und LEG

Wie schon beim FZ-LEG-4 beeinflusst auch hier der VAT mit LEG die Ergebnisse der Berechnungen mit dem Gesamtmodells stark. Deshalb wird der VAT, das LEG und der VAT mit LEG ohne restlichem Lenksystem und Karosserie betrachtet. Als Ausgangssituation für ein Modell mit elastischer Lagerung wird wiederum mit dem Lagervorschlag aus Kapitel 10.1 gearbeitet.

11.1.1 Modalanalyse LEG

Die Modalanalyse für das LEG erfolgt analog zur Modalanalyse des LEGs aus dem FZ-LEG-4. Zur Variantenrechnung werden zum einen wieder die E-Module der LEGs erhöht und zum anderen der EPS-Motor zusätzlich an der Struktur abgestützt (siehe Abb. 91, rotes RBE).

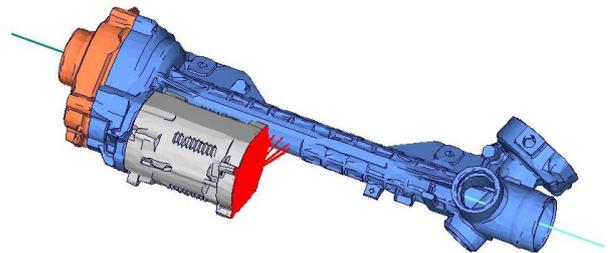


Abb. 91: LEG mit RBE-Versteifung

In nachfolgender Tabelle 23 sind die berechneten LEG-Varianten mit ihren Kurzbezeichnungen aufgelistet.

Tabelle 23: LEG-Varianten

Kurzbezeichnung	E-Modul	Hinweise
LEG	70000 N/mm ²	LEG ohne Veränderungen
LEG-100	100000 N/mm ²	LEG mit erhöhtem E-Modul
LEG-210	210000 N/mm ²	LEG mit erhöhtem E-Modul
LEG-versteift	beibehalten (70000 N/mm ²)	LEG mit RBE-Versteifung

Bei der Modalanalyse wird bei den LEGs besonders auf die Eigenfrequenz der ersten Schwingform geachtet. Die erste Eigenfrequenz soll hierbei wieder auf über 300 Hz erhöht werden. In Tabelle 24 lässt sich erkennen, dass die erste Eigenfrequenz des LEG-210 nahe den 300 Hz liegt. Außerdem zeigt hier die RBE-Versteifung beim LEG-versteift, im Gegensatz zum LEG-versteift beim FZ-LEG-4 (siehe Kapitel 10.1.1), direkt bei der ersten Eigenfrequenz Wirkung.

Tabelle 24: Eigenfrequenzen der LEG-Varianten

Moden	LEG [Hz]	LEG-100 [Hz]	LEG-210 [Hz]	LEG-versteift [Hz]
7	203	234	273	245
8	232	265	278	265
9	259	278	362	279
10	287	298	389	331
11	365	410	442	428
12	435	440	466	440
13	450	468	558	497
14	463	518		

Im Gegensatz zum LEG des FZ-LEG-4 handelt es sich bei der ersten Schwingform dieses LEGs nicht nur um eine leichte Biegung mit Rotation. Die Abspreizung des EPS-Motors vom LEG-Gehäuse trägt hier einen wesentlichen Anteil zur Schwingform bei (siehe Abb. 92).

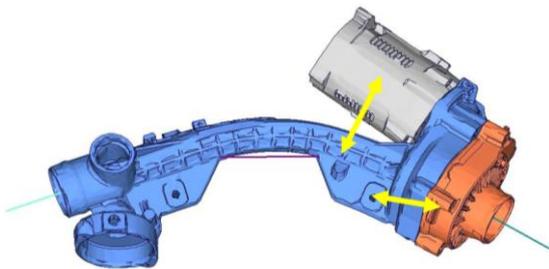


Abb. 92: Eigenmode 1 des LEGs

Anhand der gelben Bewegungsbahnen des EPS-Motorschwerpunktes und des LEG-Anbindungspunktes wird deutlich, wie stark sich die Schwingung des EPS-Motors von der LEG-Gehäuseschwingung unterscheidet und hier die erste Eigenfrequenz beeinflusst.

Da die LEG-Versteifung hier eine stärkere Wirkung auf die erste Eigenfrequenz als beim FZ-LEG-4 hat, kann eine Neuabstimmung des LEGs bei diesem Fahrzeug sinnvoll sein.

11.1.2 Modalanalyse LEG, VAT und VAT mit LEG

Analog zum FZ-LEG-4 wird der Einfluss des LEGs und des VATs auf das VAT-LEG-System betrachtet. Wiederum wurden die Schwingformen miteinander verglichen und ähnliche mit den gleichen Farben hinterlegt.

Tabelle 25: Eigenfrequenzen des LEGs, VATs und VATs mit LEG

Moden	LEG [Hz]	VAT [Hz]	VAT-LEG [Hz]	VAT-LEG-x1,5/y5/z2,5
7	203	91	57	38
8	232	124	92	76
9	259	187	115	80
10	287	190	144	90
11	365	240	153	93
12	435	250	170	117
13	450	365	219	150
14	463	435	232	199

15		437	254	206
16		520	272	234
17		544	286	237
18		598	306	254
19			319	269
20			340	282
21			371	287

Bei der Betrachtung der Eigenfrequenzen des LEGs auf, dass die Eigenfrequenzen der analogen Schwingformen beim VAT-LEG entweder gleich oder höher sind. Dies deutet nun im Gegensatz zum VAT-LEG des FZ-LEG-4 nicht auf eine Versteifungswirkung des VATs durch das LEG hin, sondern auf eine Versteifung des LEGs durch den VAT. Die Eigenfrequenzen beim VAT-LEG, die sich analog zu den VAT-Eigenschwingformen verhalten, sind teilweise höher und teilweise niedriger als beim VAT, da das LEG bei gleichphasigem Schwingen verstärkend und bei gegenphasigem Schwingen hemmend wirken kann. In nachfolgenden Abbildungen ist nun wieder eine Eigenschwingform dargestellt, die aus der Kombination einer LEG- (siehe Abb. 93) und einer VAT-Schwingform (siehe Abb. 94) entsteht (siehe Tabelle 25, blau hinterlegt und fett umrahmt).

Aus Abbildung 93 wird ersichtlich, dass das LEG des VAT-LEGs bei Mode 21 gleich wie das LEG selbst bei Mode 11 schwingt.

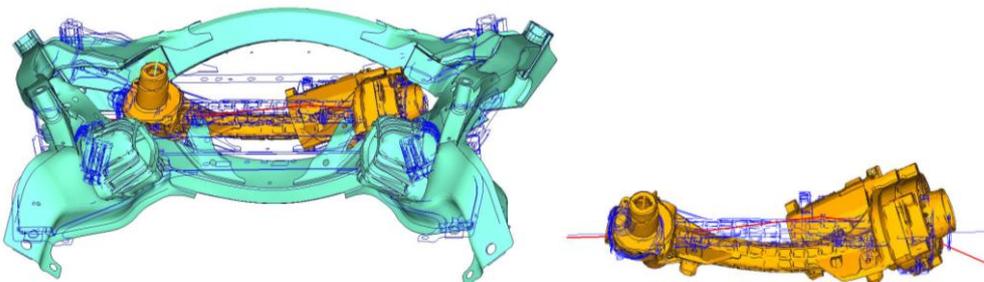


Abb. 93: VAT-LEG: Mode 21 (links); LEG: Mode 11 (rechts)

In Abbildung 94 lässt sich erkennen, dass der VAT des VAT-LEGs bei Mode 21 gleich wie der VAT selbst bei Mode 13 schwingt.

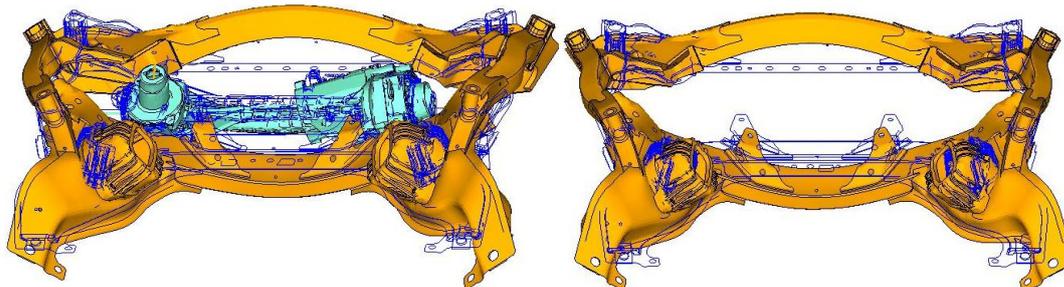


Abb. 94: VAT-LEG: Mode 21 (links); VAT: Mode 13 (rechts)

Zusammenfassend lassen sich einige Schwingformen des VAT-LEGs durch die Eigenschwingformen des LEGs erklären und einige durch die des VATs beziehungsweise auch durch Kombination von beiden. Beim VAT-LEG entstehen jedoch auch neue Eigenschwingformen, die beim VAT und LEG nicht auftreten (siehe Tabelle 25, weiß hinterlegt). Ähnliche Erkenntnisse wurden bereits bei der Modalanalyse des FZ-LEG-4 (siehe Kapitel 10.1.2) gewonnen.

11.1.3 Dynamische Steifigkeiten

Weiterhin werden analog zu Kapitel 10.1.3 die dynamischen Steifigkeiten am VAT, VAT-LEG und VAT-LEG-x1,5/y5/z2,5 betrachtet, um den Einfluss des LEGs und der elastischen Lager auf das VAT-LEG-System herauszuarbeiten.

Für die dynamischen Steifigkeiten an den vier LEG-Anbindungsknoten werden nur die LEG-Anbindungsknoten links oben (3012) und links unten (3014) betrachtet (siehe Abb. 95 und Anhang 3; links und rechts durch Drehung des VATs vertauscht), da sich die rechte Seite wieder ähnlich der linken verhält. Die

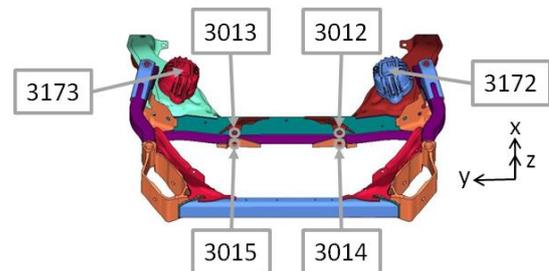


Abb. 95: Knoten am VAT (FZ-LEG-2)

dynamischen Steifigkeiten der Varianten werden vergleichend betrachtet. Zunächst wurde die dynamische Steifigkeit für drei Varianten berechnet:

- VAT (schwarz)
- VAT mit LEG (VAT-LEG, grün)
- VAT mit LEG und dem elastischen Lager aus Kapitel 10.1 (VAT-LEG-x1,5/y5/z2,5, blau)

In Abbildung 97 zeigt sich, dass die Steifigkeit am oberen Anbindungsknoten zwischen der VAT-LEG- und der VAT-Kurve stark abfällt. Folglich hat das starr angebundene LEG eine große Versteifungswirkung auf die obere linke Anbindungslasche. Dies ist leicht nachvollziehbar, da das LEG oben und unten an zwei Laschen mit dem VAT verbunden ist,

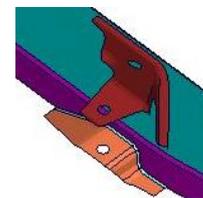


Abb. 96: linke obere und untere Anbindungslasche für das LEG

die ohne das LEG sehr weich sind (siehe Abb. 96). Die elastischen Lager führen nun dazu, dass sich die Laschen zueinander bewegen können und die Versteifung durch das LEG sinkt. Weiterhin ist zu erkennen, dass beispielsweise die VAT-LEG-x1,5/y5/z2,5-Kurve, ähnlich wie die VAT-Kurve, in Y-Richtung im höheren Frequenzbereich keine Peaks mehr aufweist.



11 Berechnungen FZ-LEG-2

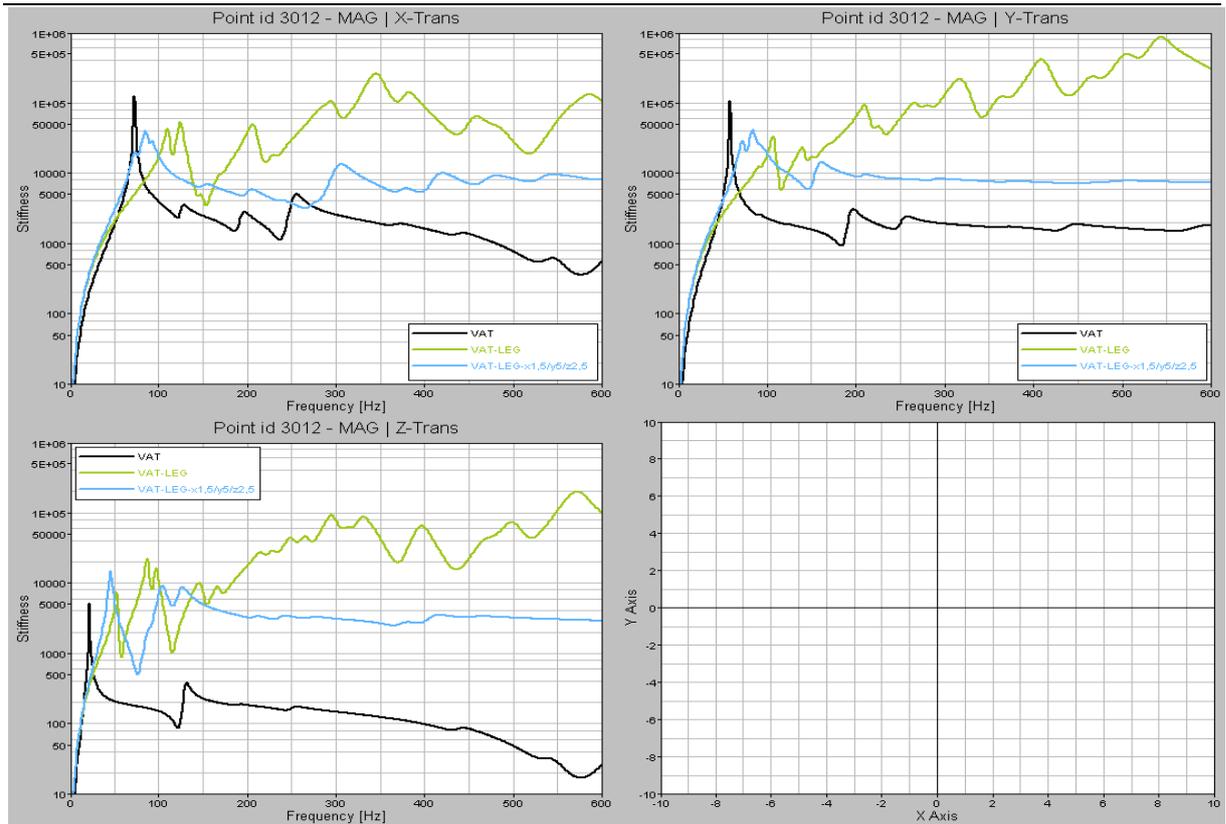


Abb. 97: Dynamische Steifigkeit links oben (3012) der Berechnungsmodelle VAT, VAT-LEG und VAT-LEG-x1,5/y5/z2,5
Der untere Anbindungspunkt zeigt einen etwas anderen Verlauf der dynamischen Steifigkeit (siehe Abb. 98).

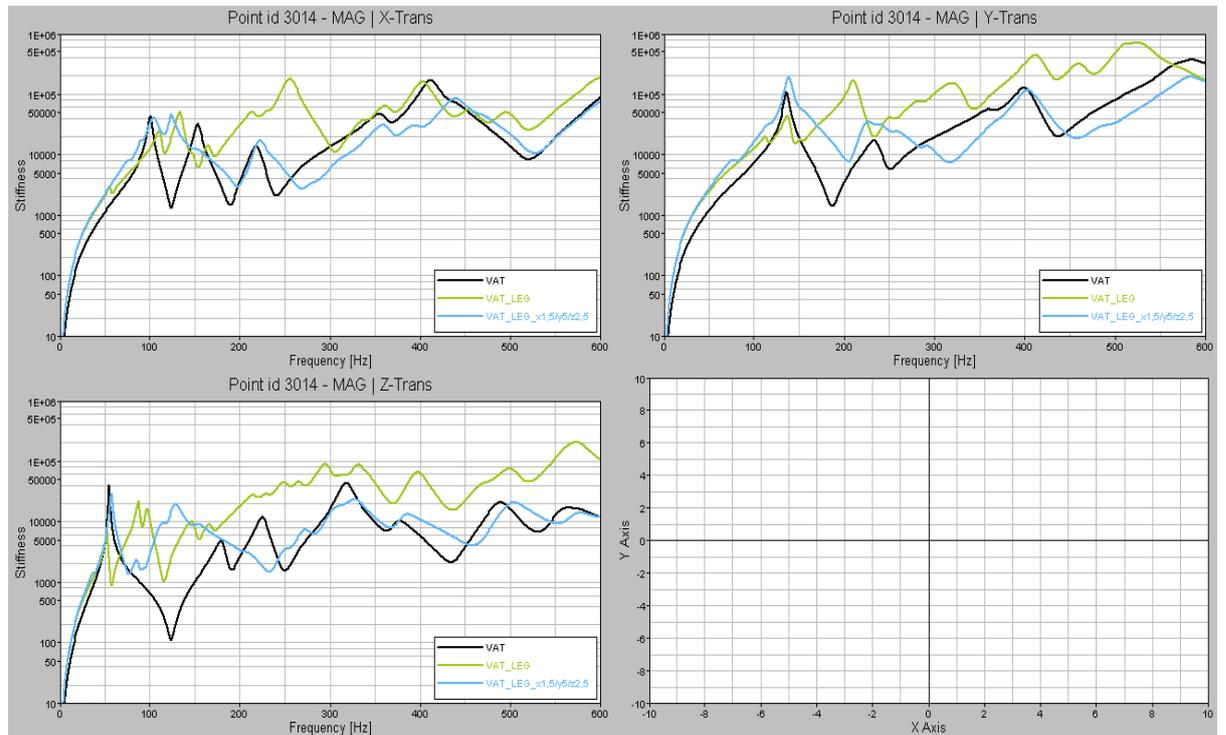


Abb. 98: Dynamische Steifigkeit links unten (3012) der Berechnungsmodelle VAT, VAT-LEG und VAT-LEG-x1,5/y5/z2,5

Der Steifigkeitsabfall zwischen der VAT-LEG- und der VAT-Kurve ist jedoch weiterhin zu erkennen und es zeigt sich deutlich, dass die VAT-LEG-x1,5/y5/z2,5-Kurve ähnlich der VAT-Kurve verläuft. Dies deutet wiederum auf eine gute Entkopplung des LEGs vom unteren VAT-Anbindungsknoten hin.

Wie schon bei dem FZ-LEG-4 werden weitere Variantenrechnungen vergleichsweise betrachtet (siehe Tabelle 26).

Tabelle 26: Lagervariationen des VAT-LEGs mit elastischen Lagern

Modell		X [kN/mm]	Y [kN/mm]	Z [kN/mm]
VAT		kein LEG		
VAT-LEG		kein Lager zwischen LEG und VAT		
VAT-LEG-x0,5/y1,7/z0,8		0,5	1,7	0,8
VAT-LEG-x1,5/y5/z2,5		1,5	5	2,5
VAT-LEG-x3/y10/z5		3	10	5
VAT-LEG-x15/y50/z25		15	50	25

Da der linke obere LEG-Anbindungsknoten der schwächere Anbindungspunkt für die Auswertung der dynamischen Steifigkeit ist (siehe Abb. 99), wird auf die Darstellung der anderen Anbindungsknoten verzichtet.

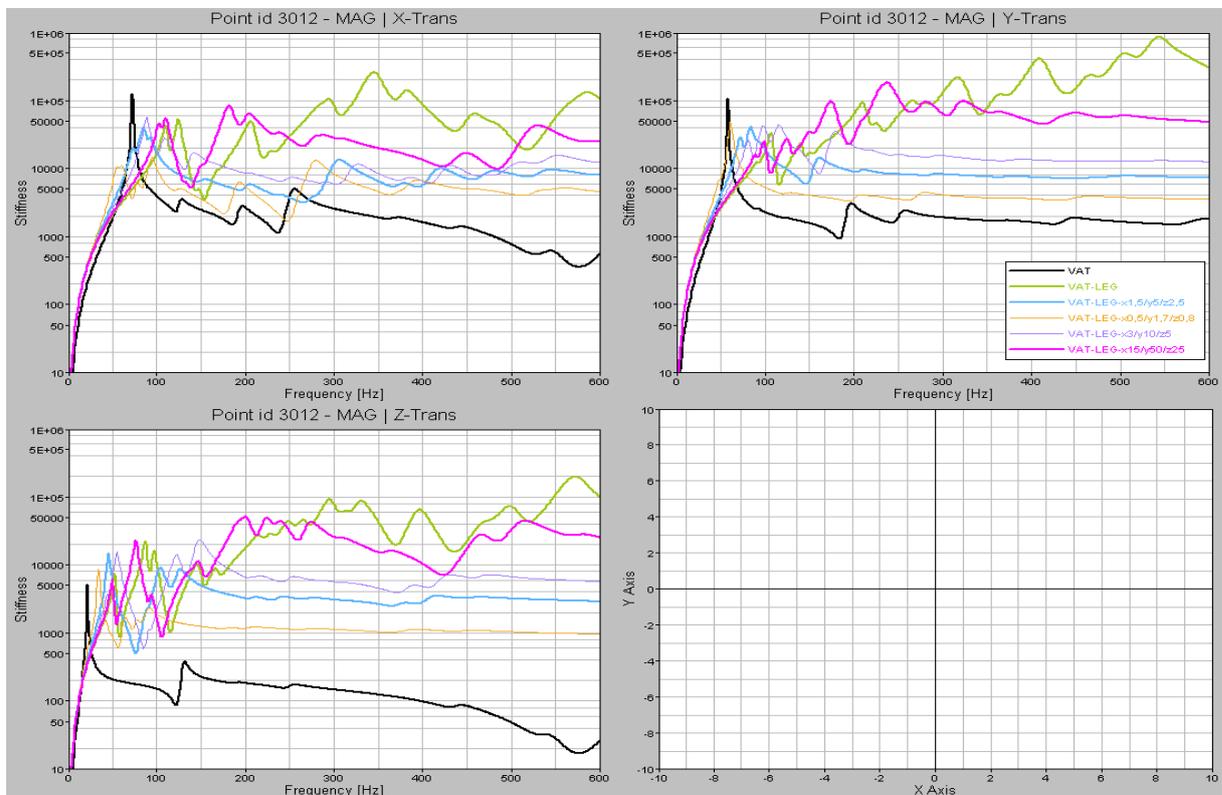


Abb. 99: Dynamische Steifigkeit links oben (3012) der Berechnungsmodelle VAT, VAT-LEG und VAT-LEG mit verschiedenen Lagervarianten

Bei Betrachtung des weichsten Lagers VAT-LEG-x0,5/y1,7/z0,8 zeigt sich, dass sich diese

Kurve, wie schon beim FZ-LEG-4, in allen Raumrichtungen der VAT-Kurve annähert. Im Gegensatz dazu entfernt sich auch hier die VAT-LEG-x3/y10/z5-Kurve von der VAT-Kurve.

Der Verlauf der dynamischen Steifigkeit ändert sich erst beim 10fach steiferen Lagervorschlag (VAT-LEG-x15/y50/z25) und ähnelt dabei besonders in Z-Richtung der VAT-LEG-Kurve. Folglich führt wiederum die Verwendung der elastischen Lager zu einer starken Reduktion der dynamischen Steifigkeit an den Anbindungspunkten.

11.1.4 Betriebsschwingformen

Um den Einfluss des LEGs im VAT-LEG-System zu erklären, werden unterschiedliche Betriebsschwingformen (siehe Abb. 100) untersucht. Auffallend ist beim Anbindungsknoten 3012 der große dynamische Steifigkeitsunterschied zwischen der VAT- und der VAT-LEG-Kurve über den ganzen Frequenzbereich.

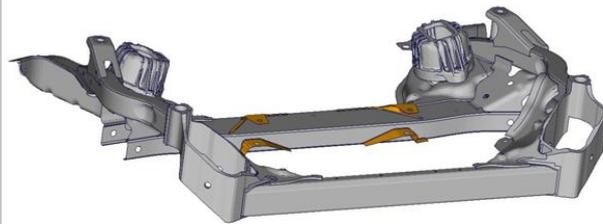
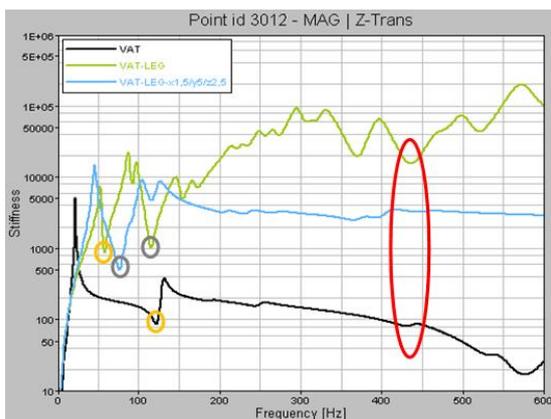


Abb. 100: Betrachtung der Betriebsschwingformen (3012) der Modelle VAT, VAT-LEG und VAT-LEG-x1,5/y5/z2,5; VAT mit LEG-Anbindungslaschen (rechts)

Dieser große Unterschied der dynamischen Steifigkeit wird bei Untersuchung der Laschen (siehe Abb. 100, rechts, orange gefärbt) deutlich. Durch die starre Anbindung wirkt das LEG versteifend beim VAT-LEG. Beim VAT mit elastischem Lager sinkt diese Steifigkeitswirkung des LEGs und beim VAT ohne LEG ist diese nicht vorhanden. Deutlich sehen kann man dieses Phänomen auch bei der Betrachtung der Betriebsschwingformen der in Abbildung 100 orange umrahmten Bereiche. Dafür wird die Schwingform des VATs bei 122 Hz und des VAT-LEGs bei 58 Hz analysiert (siehe Abb. 101).

In der linken Abbildung 101 wird deutlich, wie stark sich die linke Anbindung in Z-Richtung bewegt. In der rechten Abbildung 101 sind die Verschiebungen des LEG-Anbindungsknotens in Z-Richtung im Vergleich zu den Verschiebungen beim VAT-LEG dargestellt. Hierbei steht der Punkt N3012/1 für den unverformten Ausgangszustand, N3012/0 für die Verschiebung

beim VAT-LEG und N3012/2 für die Verschiebung dieses Knotens beim VAT.

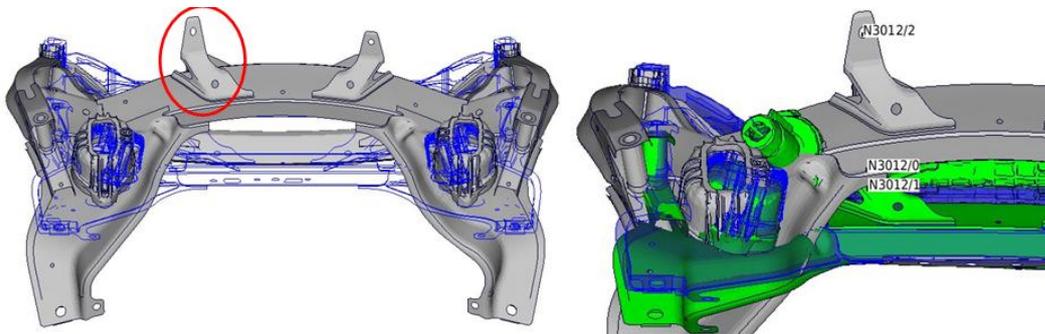


Abb. 101: links: Betriebsschwingform vom VAT bei 122 Hz; rechts: blau-unverformt (3012/1), grau-VAT (122 Hz, 3012/2), grün VAT-LEG (58 Hz, 3012/0)

Durch das an den VAT angebundene LEG kann sich der Punkt 3012 beim VAT-LEG (N3012/0) nicht so stark in Z-Richtung bewegen.

Weiterhin ist hier interessant, dass der VAT-LEG und der VAT die gleichen Schwingformen bei unterschiedlichen Eigenfrequenzen ausführen. Dabei ist die Eigenfrequenz, wie in Kapitel 5.1 theoretisch erläutert, durch die zusätzliche Masse des LEGs beim VAT-LEG niedriger als beim VAT selbst (vgl. Modalanalyse). Diese zusätzliche Masse reduziert die starke Schwingung die der VAT alleine durchführt (siehe auch Kapitel 5.3, Schwingungstilgung).

Als nächstes werden die grau markierten Schwingformen in Abbildung 100, also der VAT-LEG bei 115 Hz und der VAT-LEG-x1,5/y5/z2,5 bei 76 Hz, betrachtet. Dabei handelt es sich wieder um gleiche Schwingformen bei Anregung des Mode 9 des VAT-LEGs und Mode 8 des VAT-LEG-x1,5/y5/z2,5 (siehe Abb. 102).

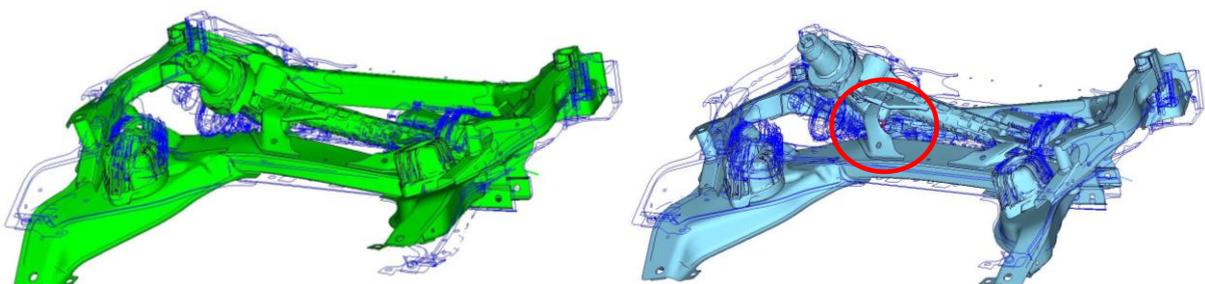


Abb. 102: Betriebsschwingformen; VAT-LEG bei 115 Hz (links - grün) und VAT-LEG-x1,5/y5/z2,5 bei 76 Hz (rechts - blau)

Die dynamische Steifigkeit ist beim VAT-LEG-x1,5/y5/z2,5 niedriger, da das LEG nun nicht mehr starr mit dem VAT verbunden ist und sich folglich die Laschen (in Abb. 102 rot markiert) stärker verschieben können.

Schließlich wird noch der in Abbildung 100 rot markierte Frequenzbereich betrachtet. Zu diesem Zweck wird die Betriebsschwingform des VATs und des VAT-LEG-x1,5/y5/z2,5 bei 430 Hz und des VAT-LEGs bei 436 Hz untersucht (siehe Abb. 103).

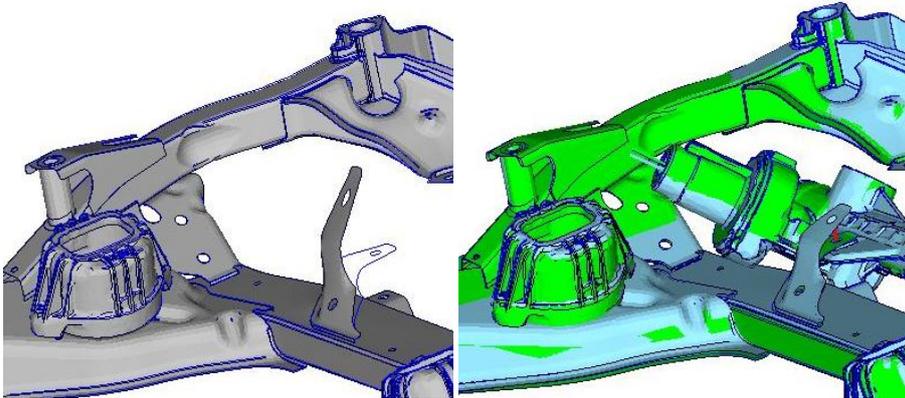


Abb. 103: Betriebsschwingformen: links: VAT bei 430 Hz (grau); rechts: VAT-LEG bei 436 Hz (grün) und VAT-LEG-x1,5/y5/z2,5 bei 430 Hz (blau)

Beim VAT bewegt sich nur die Anbindung mit dem Anbindungsknoten 3012. Da die dynamische Steifigkeit dieses Punktes sehr niedrig ist, findet fast keine Schwingungsübertragung statt, weshalb die VAT-Kurve ohne ausgeprägte Peaks in einem niedrigen Steifigkeitsniveau verläuft. Beim VAT-LEG-x1,5/y5/z2,5 sieht es ähnlich aus, wobei die dynamische Steifigkeit durch das mit einer elastischen Lagerung verbundene LEG schon um einiges erhöht ist. Beim VAT-LEG ist wenig Bewegung zu sehen, da der Punkt 3012 steif mit dem LEG verbunden ist. Durch die starre LEG-Anbindung wird die VAT-Anregung auf das LEG übertragen, was eine gegenphasige Schwingung des LEGs zum VAT verursacht, wodurch sich die Schwingungen gegenseitig aufheben.

11.2 Verbesserungspotential durch elastische Lager

Zur Analyse des Verbesserungspotentials elastischer Lager werden folgende Lager (siehe Tabelle 27) auf die Beschleunigungsübertragung an den VAT untersucht.

Dabei wird, wie schon in Kapitel 10.2.1, der EPS-Motor (Abb. 104, Punkt 3150, rot markiert) mit einer Einheitslast angeregt und die Beschleunigungen werden an den Anbindungspunkten des LEGs am VAT (Punkte 3012 bis 3015) ausgewertet. Für die Berechnung wird hierzu das komplette Fahrzeugmodell mit VAT, Lenksystem und Karosserie verwendet.

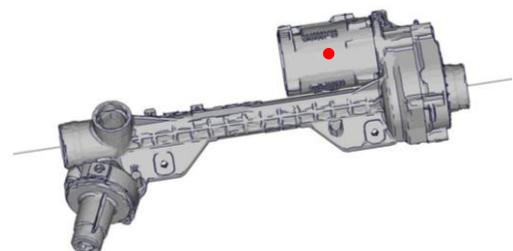


Abb. 104: Anregung EPS-Motor am Punkt 3150

Tabelle 27: Lagervariationen FZ-LEG-2

Variante		translatorische Lagersteifigkeit	rotatorische Lagersteifigkeit
Referenz		kein Lager zwischen LEG und VAT	kein Lager zwischen LEG und VAT
Modell 250		250 [N/mm]	50000 [Nmm/rad]
Modell 2500		2500 [N/mm]	500000 [Nmm/rad]
Modell 5000		5000 [N/mm]	1000000 [Nmm/rad]
Modell 10000		10000 [N/mm]	2000000 [Nmm/rad]

Hierfür wird wiederum auf die in Kapitel 10.2 eingeführte Kennzahl K zurückgegriffen, um eine klare Tendenz der unterschiedlichen Lager auf einen Blick zu erhalten:

$$K = \int_{f_0}^{f_{\max}} a(f) df .$$

11.2.1 Beschleunigungsbetrachtung mit elastischen Lagern

Der zu Beginn betrachtete Anbindungspunkt befindet sich links oben am VAT (3012). Hierbei ist bei den Modellen 250 bis 2500 eine Verringerung der Beschleunigung in X-Richtung zu erkennen (siehe Abb. 105). Die Verbesserung durch Isolation beginnt bei diesen Kurven bei etwa 240 Hz und hält bis etwa 550 Hz an. Im Frequenzbereich 350 bis 420 Hz ist die Beschleunigung des Modells 2500 jedoch in etwa gleich der Referenz. Die Kurven der Modelle 5000 und 10000 sind teilweise weit über der Referenz, aber auch manchmal weit unter der Referenzkurve. Diese Modelle zeigen folglich ein etwas schlechteres Verbesserungspotential.

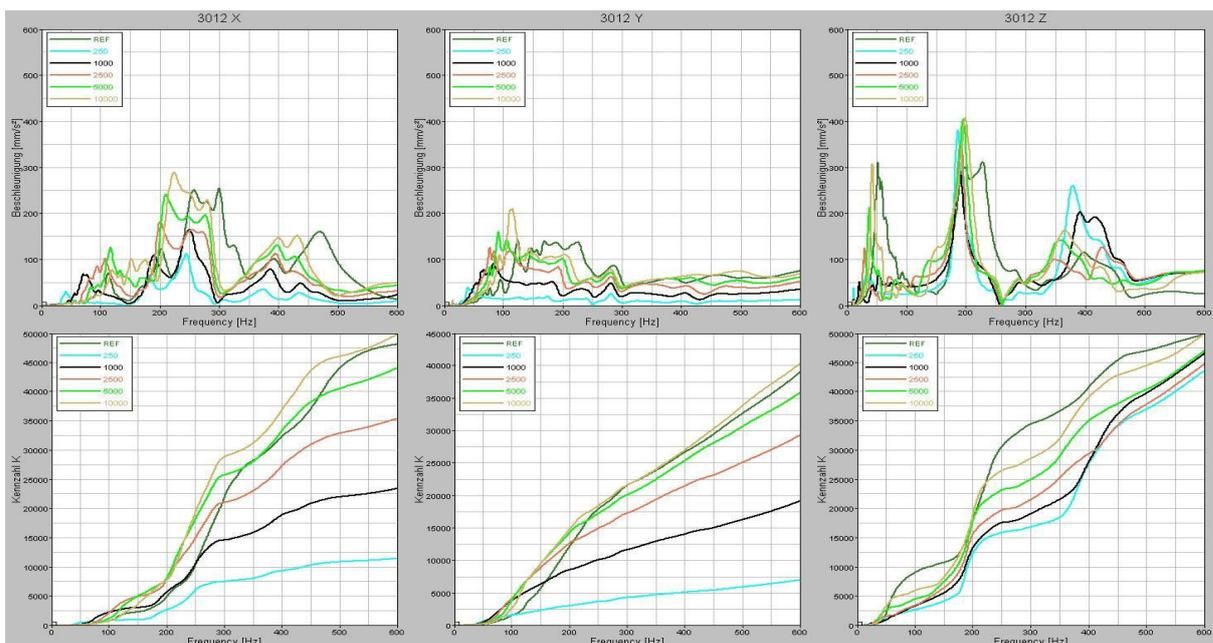


Abb. 105: Verbesserungspotential FZ-LEG-2: Beschleunigung links oben

In Y-Richtung beginnt die Beschleunigungsverbesserung durch die elastischen Lager bei allen Modellen zwischen 50 und 150 Hz. Jedoch bleibt nur bei den Modellen 250 bis 2500 die Verbesserung über den kompletten restlichen Frequenzbereich erhalten.

Die Z-Richtung ist nun die auffälligste Auswertungsrichtung. Hier wird das erste Maximum bei etwa 50 Hz besonders gut isoliert, jedoch bildet sich bei etwa 190 Hz ein neues Maximum, das die Referenz übersteigt. Dieser Peak ist besonders kritisch, da sich der Cavity Mode des Reifens auch bei 200 Hz befindet. Zusätzlich entstehen aber ebenfalls nochmal bei 350 bis 450 Hz neue Maxima, die höher als die Referenz sind. Demzufolge ist die Isolation in Z-Richtung wenig erfolgreich.

Zusammenfassend ist in X- und Y-Richtung bei Lagern, die eine Steifigkeit zwischen 250 und 2500 N/mm aufweisen, eine deutliche Beschleunigungsreduzierung zu erkennen. Jedoch ist die Z-Richtung durch die erhöhten Beschleunigungsmaxima als kritisch anzusehen. Diese negativen Erscheinungen in Z-Richtung können auch nicht durch relativ steife Lager vermieden werden (siehe Modell 10000).

Der rechte obere VAT-Anbindungspunkt (3013) zeigt in X-Richtung auch ein hohes Verbesserungspotential (siehe Abb. 106). Hier beginnt die Beschleunigungsverbesserung bei etwa 150 Hz und ist bei allen Modellen zu sehen. Die Kurven der beiden steifen Modelle (5000 und 10000) liegen jedoch ab 350 Hz relativ nahe bei der Referenzkurve.

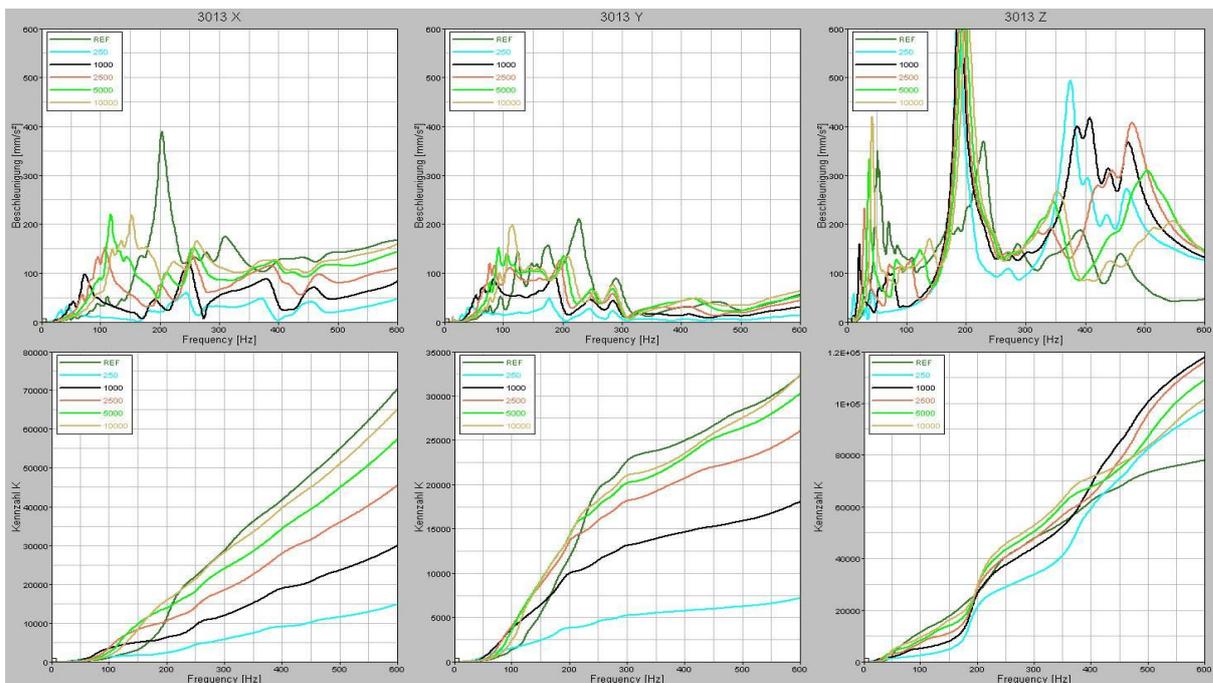


Abb. 106: Verbesserungspotential FZ-LEG-2: Beschleunigung rechts oben

Die Beschleunigung in Y-Richtung des Knotens 3013 ist der des Knotens 3012 sehr ähnlich.

Die Beschleunigungsverbesserung beginnt bei allen Modellen zwischen 50 und 150 Hz. Die reduzierte Beschleunigung hält jedoch nur bei den Modellen 250 bis 2500 über einen großen Frequenzbereich an. Bei Betrachtung der Kennzahl K wird das Verbesserungspotential durch die weite Spreizung zwischen der Referenz und dem Modell 250 deutlich. Dabei zeigt sich auch auch, dass die Modelle 5000 und 10000 nahe bei der Referenz liegen.

In Z-Richtung treten bei diesem Knoten noch höhere Maxima auf als beim Knoten 3012. Der erste Peak wird bei den Modellen 250 bis 2500 wieder reduziert, aber die Beschleunigung bei dem zweiten Maxima bei etwa 190 Hz hat sich sogar verdoppelt. Weiterhin sind bei den Modellen 250 bis 2500 hohe Beschleunigungen ab 350 Hz zu erkennen.

Am Knoten 3013 ist dementsprechend in X- und Y-Richtung wie schon beim Knoten 3012 ein hohes Verbesserungspotential zu erkennen, dass bei den Modellen 250 bis 2500 besonders ausgeprägt ist. Die Z-Richtung ist wiederum als sehr kritisch anzusehen.

Nun werden noch die beiden unteren Anbindungspunkte betrachtet. Der linken Knoten (3014, siehe Abb. 107) weist in X-Richtung ab etwa 230 Hz eine starke Beschleunigungsverbesserung bei allen Modellen auf.

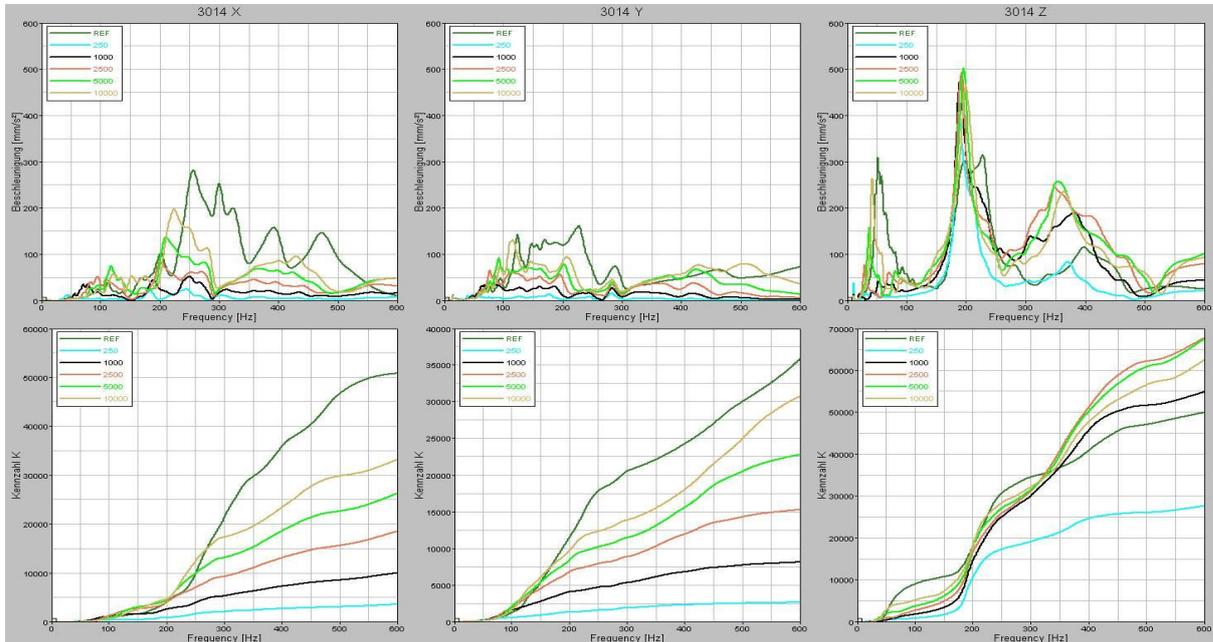


Abb. 107: Verbesserungspotential FZ-LEG-2: Beschleunigung links unten

Die Y-Richtung verhält sich ähnlich wie die X-Richtung. Ab etwa 120 Hz zeigt sich eine Verbesserung durch die Lager, wobei die Modelle 5000 und 10000 bei 300 Hz die Referenzkurve wieder überschreiten. Folglich ist die Beschleunigungsverbesserung bei den Modellen 250 bis 2500 über den Frequenzbereich ab 100 Hz besonders gut.

In Z-Richtung erscheinen wieder die schon bei Knoten 3012 beschriebenen Maxima. Deshalb ist hier kein Verbesserungspotential zu sehen, außer bei der Kurve des weichsten Modells. Diese übersteigt die Referenz nach dem Peak bei 190 Hz nur noch ganz leicht.

Zusammenfassend ist bei diesem Knoten wieder ein großes Verbesserungspotential in X- und Y- Richtung besonders bei den Modellen 250 bis 2500 erkennbar. In Z-Richtung ist jedoch nur eine leichte Verbesserung bei Verwendung sehr weicher Lager möglich.

Bei dem letzten betrachteten Knoten rechts unten (3015) ist wieder ein großes Verbesserungspotential bei allen Modellen in X-Richtung ab 150 Hz (siehe Abb. 108) zu sehen, welches sich bei allen Varianten über den restlichen Frequenzbereich fortsetzt.

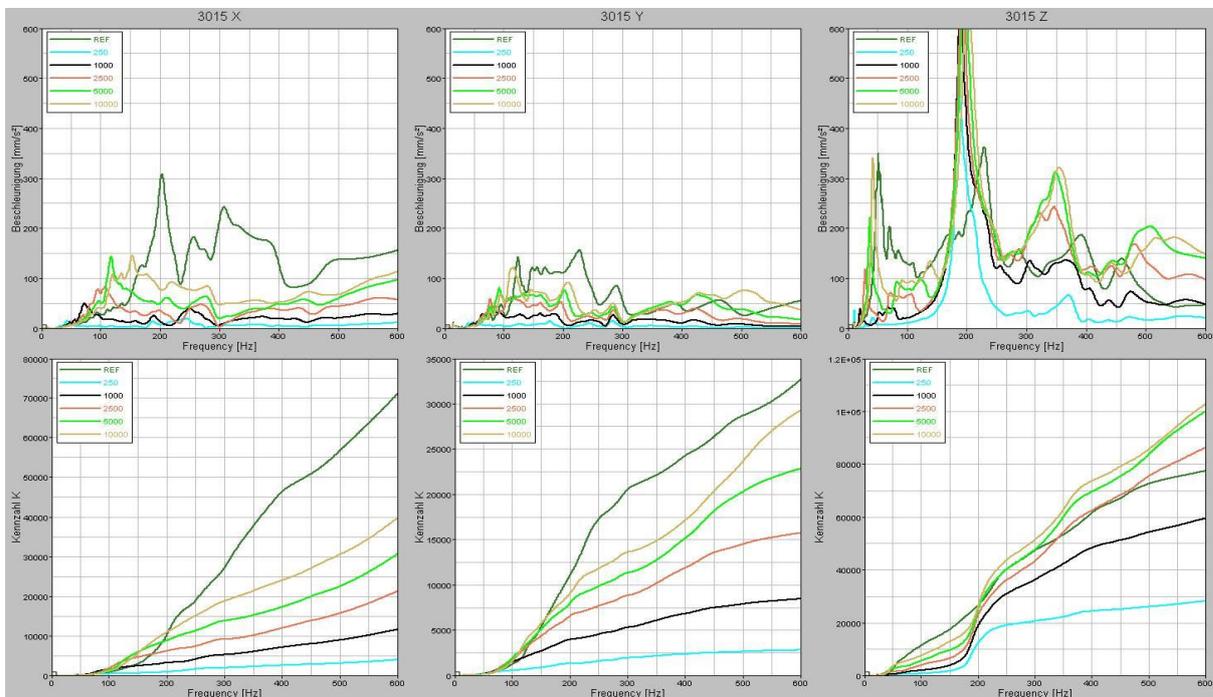


Abb. 108: Verbesserungspotential FZ-LEG-2: Beschleunigung rechts unten

In Y-Richtung ist ab 120 Hz eine Beschleunigungsverringering zu sehen, wobei die Modelle 5000 und 10000 ab 320 Hz die Referenzkurve überschreiten. Folglich ist besonders bei den Modellen 250 bis 2500 eine große Verbesserung nachweisbar.

In Z-Richtung erscheint nun der stark erhöhte Peak bei 190 Hz, der schon am Knoten 3013 mit dieser hohen Beschleunigung aufgetreten ist. Weiterhin ist bei den beiden Modellen mit den weichsten Lagern 250 und 1000 ab 200 Hz eine Verbesserung im Vergleich zur Referenzkurve zu sehen.

Zusammenfassend kann für alle Knotenpunkte ein ähnliches Verbesserungspotential je nach Raumrichtung aufgezeigt werden, welches in nachfolgender Tabelle noch einmal



übersichtlich dargestellt wird.

Tabelle 28: Verbesserungspotenzial FZ-LEG-2

Verbesserungspotenzial	3012	3013	3014	3015
X-Richtung	sehr gut	sehr gut	sehr gut	sehr gut
Y-Richtung	sehr gut	sehr gut	sehr gut	sehr gut
Z-Richtung	schlecht	schlecht	schlecht	schlecht

11.2.2 Modalanalyse

Für ein besseres Verständnis der vorangegangenen Berechnungen wird nun wieder, wie bereits in Kapitel 10.2.2, eine Modalanalyse für die Referenz, das Modell 250 und das Modell 10000 durchgeführt. Die Modalanalyse wird wieder für den VAT mit LEG berechnet, also ohne Karosserie und restliches Lenksystem. In Tabelle 29 sind die Moden und Eigenfrequenzen bis 300 Hz ab dem siebten Mode aufgelistet. Die farbige Darstellung markiert wiederum die gleichen Eigenschwingformen der unterschiedlichen Modelle.

Auffallend ist, dass der Mode 7 bei der Referenz und dem VAT-LEG-10000 und der Mode 10 des VAT-LEG-250 die erste gleiche Schwingform ausführen. Diese Schwingform wird dominiert von der Bewegung des EPS-Motors in Z-Richtung. Die Schwingungen bei dem VAT-LEG-250 der Moden 7 bis 12 sind wieder die sechs starrkörperähnlichen LEG-Schwingungen in alle Raumrichtungen.

Tabelle 29: Modalanalyse VAT-LEG-REF, VAT-LEG-10000 und VAT-LEG-250 des FZ-LEG-2

Moden	VAT-LEG-REF [Hz]	VAT-LEG-10000 [Hz]	VAT-LEG-250 [Hz]
7	57	50	15
8	92	90	35
9	115	97	38
10	144	118	56
11	153	126	60
12	170	145	64
13	219	183	90
14	232	208	150
15	254	224	190
16	272	251	194
17	285	257	205
18		279	233
19		293	244
20		298	254
21			261
22			287

Bei Betrachtung des VAT-LEG-REF, dem Referenzmodell mit steifer LEG-Anbindung, und des VAT-LEG-10000 wird deutlich, dass auch hier beim VAT-LEG-10000 wie bei dem FZ-LEG-4 Frequenzverschiebungen in niedrigere Frequenzen auftreten. Dies ist wiederum mit der Theorie aus Kapitel 5.1 zu erklären, die besagt, dass die Eigenfrequenzen $\omega_0 = \sqrt{\frac{K}{M}}$ bei Steifigkeitsreduzierung sinken.

In Abbildung 109 ist die Modenverteilung dargestellt, die die Neubildung von Moden und die Verschiebung von Moden in niedrigere Frequenzbereiche durch den Einbau elastischer Lager bestätigt, da der VAT-LEG-250 32 Eigenwerte und die Referenz nur 28 Eigenwerte von 0 bis 600 Hz aufweisen.

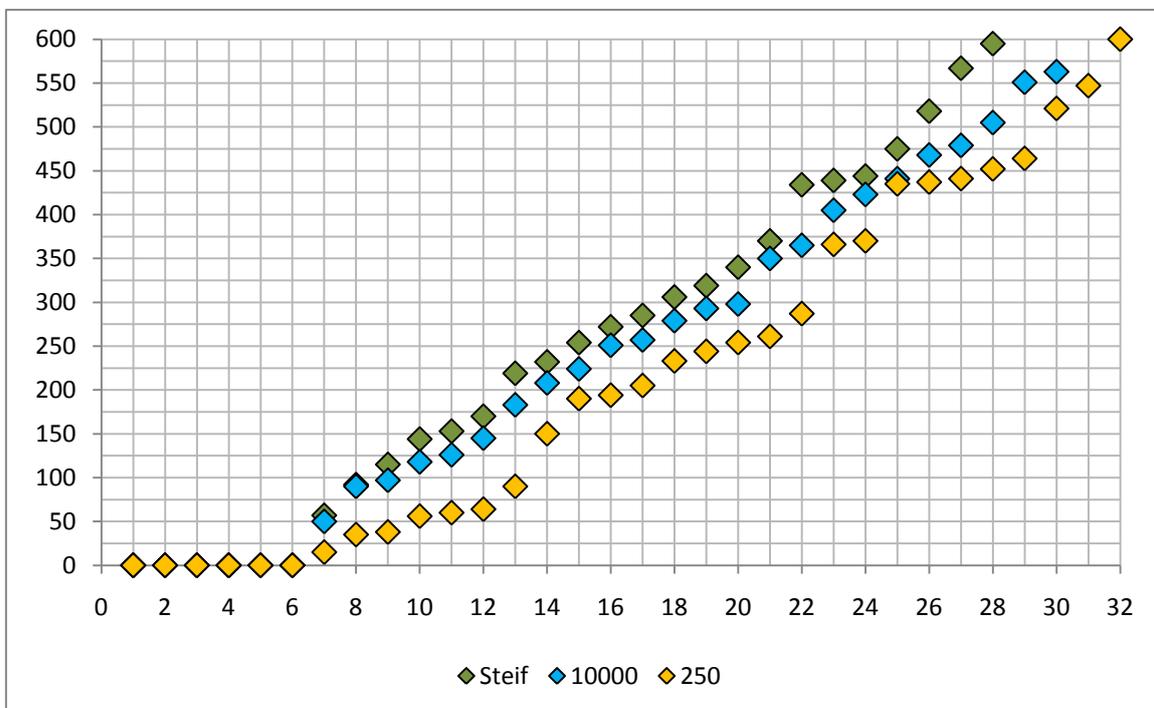


Abb. 109: Modenverteilung

Weiterhin ist die Frequenz des Modes 22 beim VAT-LEG-250, also beim weichsten Modell, höher als die Frequenz des Modes 18 (gleiche Schwingform, in Tabelle 29 fett umrahmt) beim VAT-LEG-10000. Bei Betrachtung dieser Moden wird wieder ähnliches sichtbar wie bei der Modalanalyse des FZ-LEG-4 in Kapitel 10.2.2, bei der die VAT-Schwingform beim steiferen Modell durch eine zusätzliche Schwingform des LEGs verstärkt wurde. Hier tritt jedoch zusätzlich zu der bei beiden gleiche LEG-Schwingform beim VAT-LEG-10000 noch eine verstärkende VAT-Schwingform auf (siehe Abb. 110), wodurch die Eigenfrequenz sinkt.

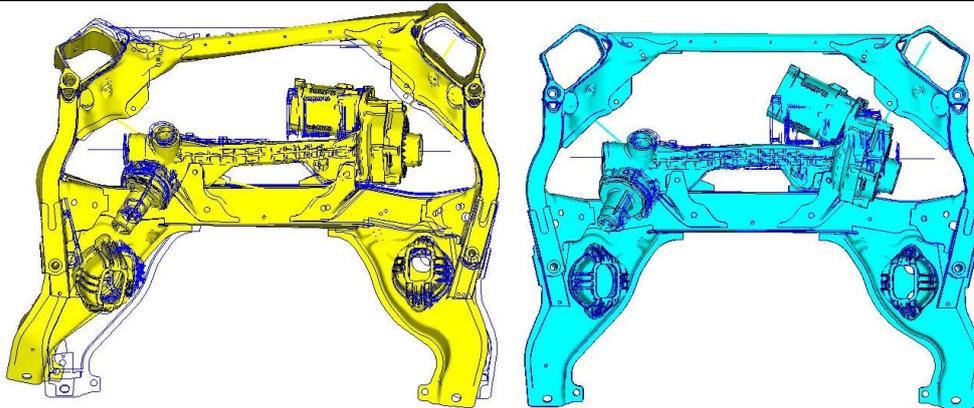


Abb. 110: VAT-LEG-10000: Mode 18 (links-gelb); VAT-LEG-250: Mode 22 (rechts-hellblau)

Außerdem wird durch die Modalanalyse deutlich, wie stark die Lager das Schwingverhalten des Systems beeinflussen, da besonders der VAT-LEG-250 nur noch wenige gemeinsame Schwingformen mit der Referenz besitzt.

11.2.3 Betriebsschwingformen

Da bei der Untersuchung des Verbesserungspotentials die Z-Richtung besonders auffällig ist, werden stellvertretend für alle vier Knoten die Betriebsschwingformen in Z-Richtung des Knotens 3013 für die Referenz, das Modell 250 und das Modell 10000 betrachtet.

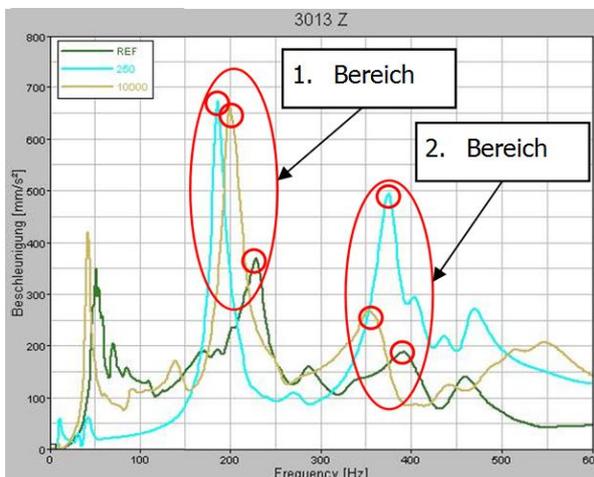
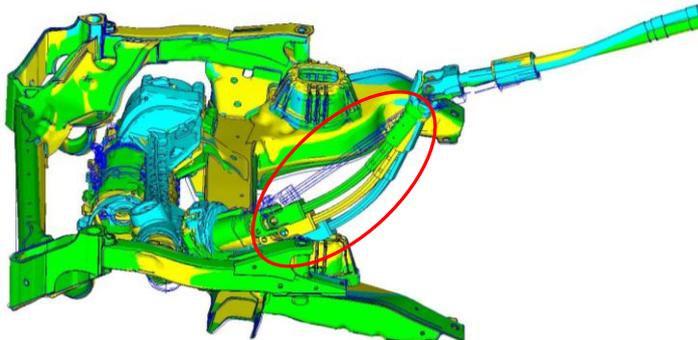


Abb. 111: Verbesserungspotential FZ-LEG-2: Auffällige Bereiche für die Betrachtung der Betriebsschwingformen

Dabei wird ersichtlich, dass die Peaks nicht bei einer Eigenfrequenz der VAT-LEG-Modelle auftreten. Auffällig bei der Betrachtung dieser Schwingform ist jedoch, dass das LEG, der VAT und besonders die LS stark schwingen (siehe Abb. 112). Die Betriebsschwingform setzt sich also aus den Schwingungen dieser drei Komponenten zusammen.

In Abbildung 111 sind die Bereiche dargestellt, deren Betriebsschwingformen analysiert werden.

Im ersten Bereich (siehe Abb. 111) wird nun die Referenz bei 229 Hz, das Modell 10000 bei 200 Hz und das Modell 250 bei 186 Hz untersucht.



grün: Referenz bei 229 Hz

gelb: Modell 10000 bei 200 Hz

hellblau: Modell 250 bei 186 Hz

Abb. 112: Betriebsschwingform Bereich 1

Deshalb wurden die Eigenschwingformen des VATs mit LEG und LS (VAT-LEG-LS) in Verbindung mit den unterschiedlichen Lagern zwischen VAT und LEG analysiert. Hiermit lassen sich diese Betriebsschwingformen mit ihren hohen Beschleunigungen erklären. Das VAT-LEG-LS-System hat:

- mit dem elastischen Lager 250 bei 188 Hz,
- mit dem Lager 10000 bei 191 Hz und
- mit starr verbundenem VAT und LEG bei 236 Hz

eine Eigenfrequenz mit ähnlicher Eigenschwingform (siehe Abb. 113).

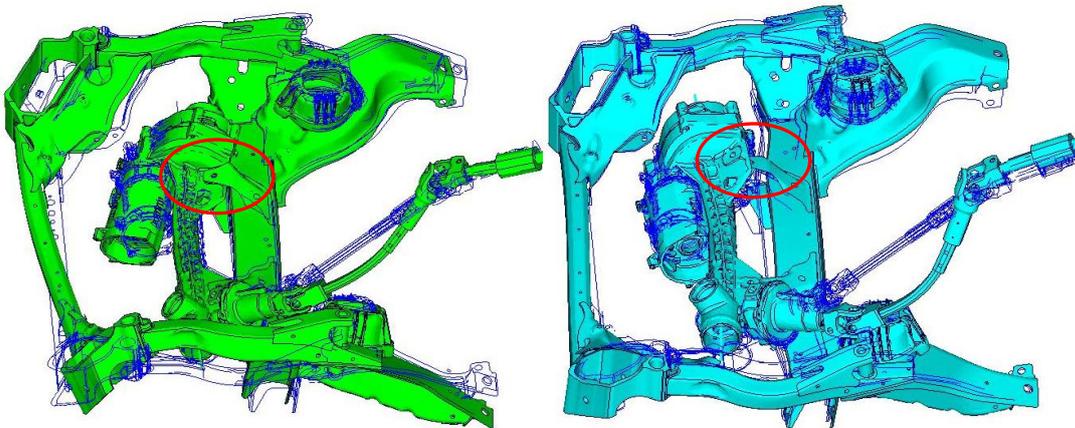


Abb. 113: Eigenschwingform des VAT-LEG-LS-REF bei 236 Hz (links), Eigenschwingform des VAT-LEG-LS-250 bei 188 Hz (rechts)

Bei diesen Eigenschwingformen fällt besonders auf, dass das LEG mit elastischen Lagern an den LEG-Anbindungspunkten (siehe Abb. 113, rot markiert) im Vergleich zur Referenz stark in Z-Richtung schwingt. Durch diese Bewegung in Z-Richtung ergibt sich der auffällige spitze Peak bei der Beschleunigung der Modelle 250 bis 10000 bei 190 Hz.

Im zweiten Bereich (siehe Abb. 111) schwingt bei allen drei Modellen besonders das LEG. Hier zeigt sich der Einfluss der reduzierten dynamischen Steifigkeit an den Anhebungsblechen wieder deutlich. Die dynamische Steifigkeit liegt hier bei dem Modell 250 nur bei etwa 400 N/mm. Dadurch kann besonders bei diesem Modell die Anhebungsblase

stark mitschwingen (siehe Abb. 114, rot markiert). Diese Erscheinung lässt sich auch bei Modell 10000 in stark abgeschwächter Form wiedererkennen.

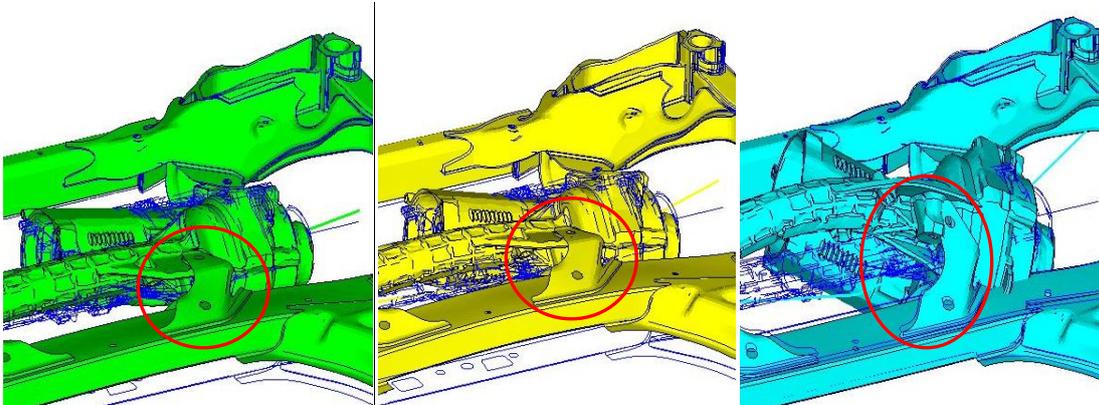


Abb. 114: Bereich 2, links – Referenz bei 391 Hz, Mitte - Modell 10000 bei 353 Hz, rechts - Modell 250 bei 375 Hz

Folglich ist die Beschleunigung beim Referenzmodell am kleinsten, da hier die Steifigkeit des Anhebungsblechs auch am höchsten ist.

11.3 Dynamische Steifigkeiten

Als Randbedingungen bei der Einführung der elastischen Lager gelten auch bei diesem Fahrzeugmodell die dynamischen Steifigkeiten der Motor-, Zugstreben- und Querlenkerlageranbindungspunkte. Im Gegensatz zu dem FZ-LEG-4 sind bei diesem Fahrzeug keine Zielwerte für die dynamischen Steifigkeiten vorgegeben. Der Abfall der dynamischen Steifigkeit an diesen Punkten sollte jedoch möglichst gering sein. Diese Berechnungen werden wiederum mit dem kompletten Fahrzeugmodell durchgeführt.

11.3.1 Motorlager, Zugstrebe und Querlenker

Bei Betrachtung des Motorlagers (3172/3173) in X-Richtung (siehe Abb. 115) ist kein großer Einfluss der elastischen Lager erkennbar. Das Minimum der Referenz bei 110 Hz und etwa 12800 N/mm wird erst bei etwa 550 Hz von Modell 250 bis 2500 unterschritten. Folglich wird der Einfluss der Lager in dieser Richtung als akzeptabel für die Wirkung der Motorlager betrachtet.

In Y-Richtung ist die dynamische Steifigkeit der Modelle mit elastischer Lagerung zwischen 110 und 360 Hz als kritisch anzusehen, da die dynamische Steifigkeit dieser Modelle hier bis zu 2600 N/mm niedriger ist als die der Referenz. Ab 360 Hz liegen die Kurven der Modelle mit elastischen Lagern entweder über oder nur leicht unter der Referenz.

Bei den Motorlagern ist der Einfluss der elastischen Lager in Z-Richtung am größten. Besonders auffällig ist der Frequenzbereich zwischen 100 und 400 beziehungsweise 500 Hz,

da sich die Modelle mit Lagern häufig weit unter der dynamischen Steifigkeit der Referenz befinden.

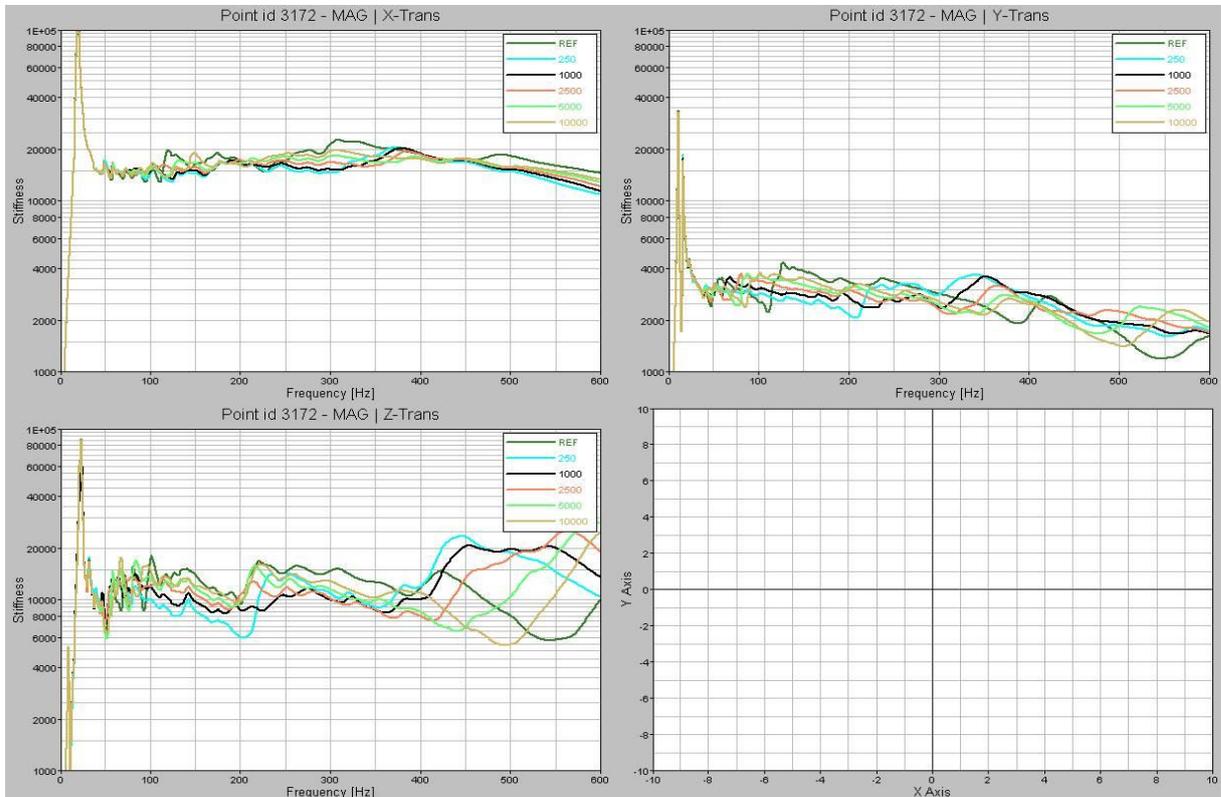


Abb. 115: Dynamische Steifigkeit 3172 des FZ-LEG-2

An den Zugstrebenlageranbindungspunkten (3024/3025) sind in allen Richtungen schwächere Einflüsse der Lager zu erkennen (siehe Abb. 116).

In X-Richtung ist der Einfluss der Lager gering, außer im Frequenzbereich zwischen 140 und 180 Hz, sowie zwischen 210 und 240 Hz. Hier sind alle Modelle mit Lager um etwa 1500 bis 2500 N/mm schwächer als die Referenz. Im relevanten Frequenzbereich von 100 bis 300 Hz weisen die Minima im Bereich von 140 bis 180 Hz die niedrigste Steifigkeit auf.

In Y- Richtung sind die dynamischen Steifigkeiten nur im Frequenzbereich 120 bis 220 Hz bedeutend niedriger als die Referenz. Das Minimum liegt in Y-Richtung mit etwa 160 Hz je nach Kurve bei der gleichen Frequenz wie in der X-Richtung. Ansonsten gibt es keine starken Unterschreitungen der Referenzkurve.

Die Z-Richtung des Punktes 3024 ist komplett unbedenklich, da die unterschiedlichen elastischen Lager an diesen Punkten keine starken Abweichungen von der dynamischen Steifigkeit der Referenz verursachen.

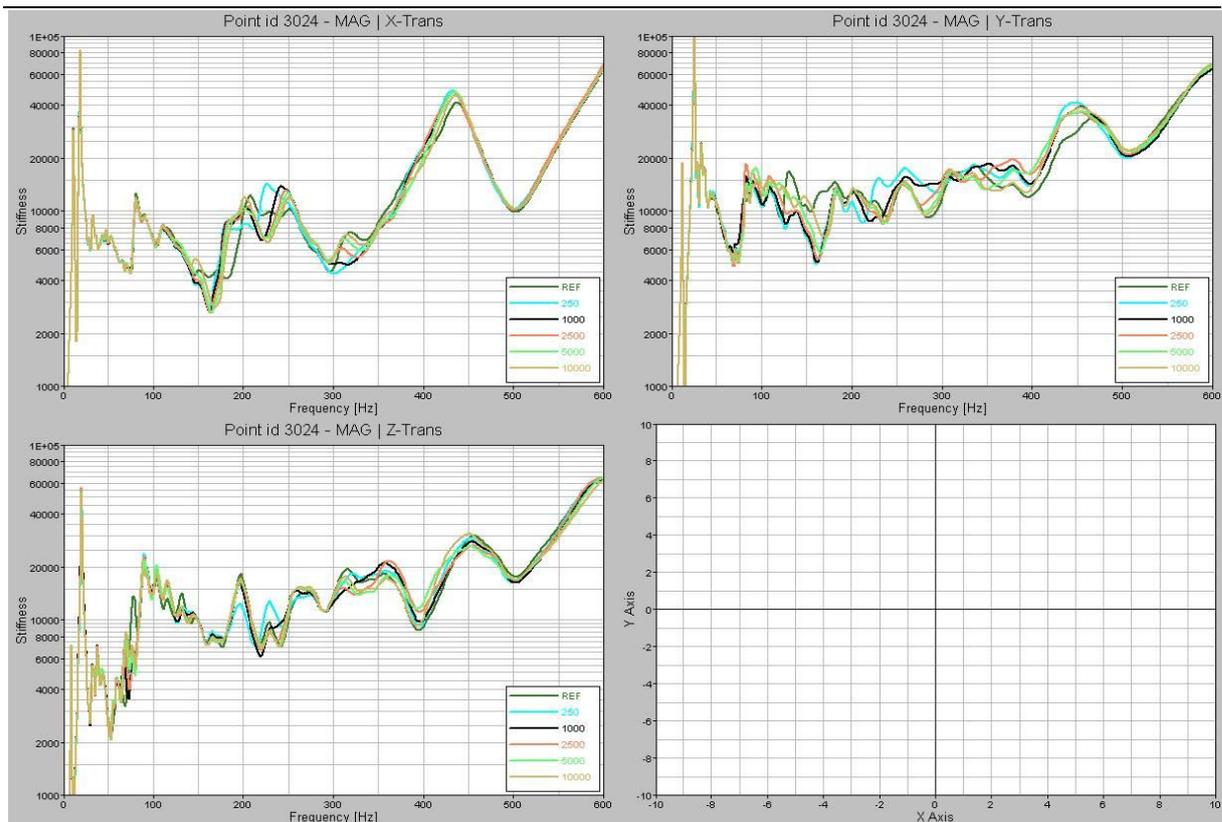


Abb. 116: Dynamische Steifigkeit 3024 des FZ-LEG-2

An den Querlenkeranbindungen (3026/3027) treten wieder stärkere Abweichungen durch die elastischen Lager auf (siehe Abb. 117). In X-Richtung zeigt sich ab etwa 170 Hz eine Schwächung von bis zu 3000 N/mm, die sich über den restlichen Frequenzbereich fortsetzt. Diese Schwächung befindet sich jedoch zwischen den relevanten 100 bis 300 Hz auf einem hohen Steifigkeitsniveau von über 13500 N/mm.

In Y-Richtung ist ein deutliches Sinken der dynamischen Steifigkeit im Vergleich zur Referenz zu sehen. Dies beginnt ab etwa 160 Hz. Bei etwa 200 bis 230 Hz ist bei den Modellen 2500 bis 5000 noch einmal eine Erhöhung der Steifigkeit über die Referenz zu erkennen. Alle anderen Modelle mit elastischen Lagern sinken ab etwa 200 Hz kritisch unter die Referenz. Der Steifigkeitsabfall hier erreicht bei 280 Hz zwischen der Referenz und Modell 250 26,4 kN, was als sehr kritisch anzusehen ist.

In Z-Richtung ist ab 70 Hz durch die elastischen Lager eine reduzierte dynamische Steifigkeit zu beobachten, die sich fast komplett über den restlichen Frequenzbereich zieht. Nur beim Modell 250 übersteigt die dynamische Steifigkeitskurve die der Referenz bei etwa 220 und 430 Hz. Die Schwächung beträgt bis zu 7000 N/mm und ist folglich kleiner als in Y-Richtung.

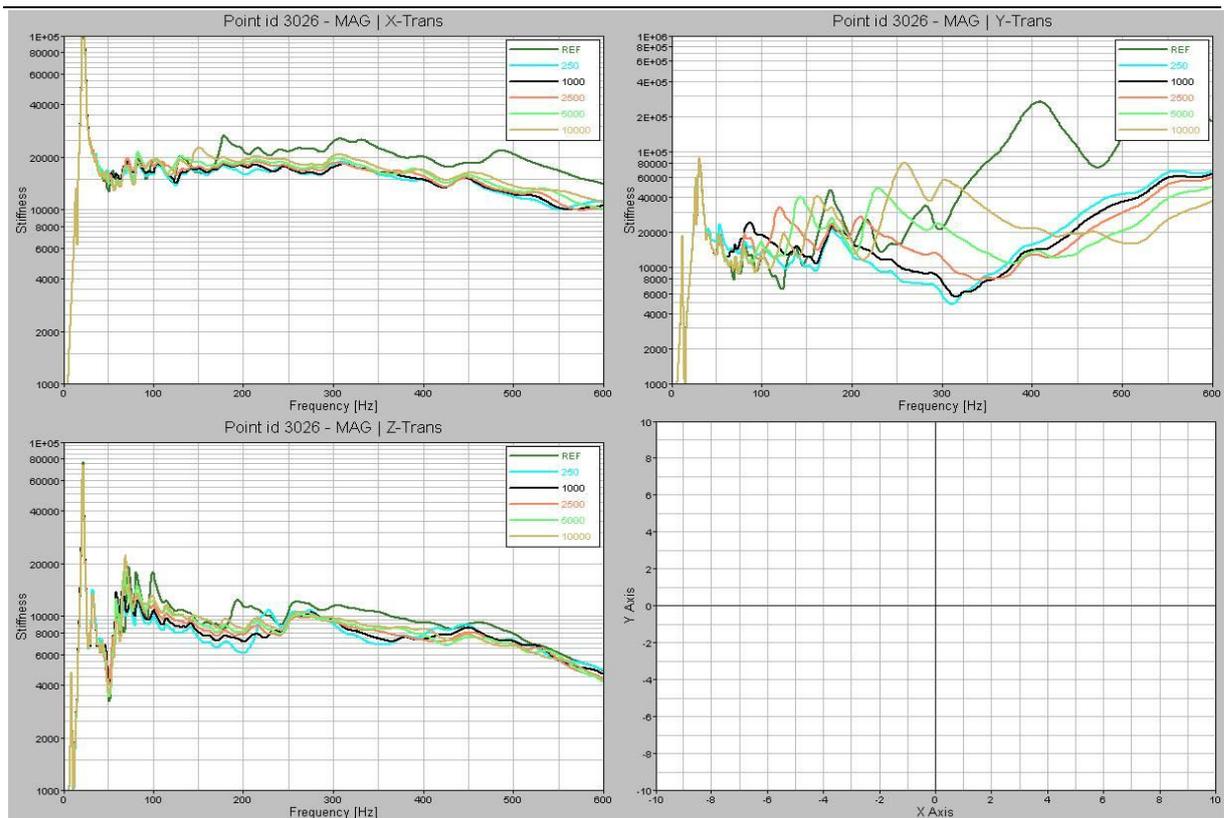


Abb. 117: Dynamische Steifigkeit 3026 des FZ-LEG-2

Nach Betrachtung dieser dynamischen Steifigkeiten wird klar, dass die elastischen Lagerungen einen großen Einfluss auf die Querlenkeranbindung in Y-Richtung und auf die Motorlageranbindungen in Z-Richtung haben. Folglich verändern die Lager das Schwingungsverhalten des VAT-LEG-Systems auch beim FZ-LEG-2.

11.3.2 LEG-Anbindungspunkte am VAT

Für eine gute Isolation ist wiederum ein hoher Steifigkeitssprung zwischen VAT-Anbindung und elastischem Lager nötig. Dafür wird nun, wie schon bei dem FZ-LEG-4, die dynamische Steifigkeit an den Anbindungspunkten des LEGs am VAT betrachtet. Die dynamische Steifigkeit der Referenz, des Modells ohne elastischer Lagerung, spielt hier jedoch keine Rolle, da die dynamische Steifigkeit nur für die Beurteilung der Isolationswirkung von Lagern relevant ist. Da sich die dynamischen Steifigkeiten links und rechts nicht stark unterscheiden, werden wieder nur die linken Anbindungspunkte am VAT betrachtet.

Bei dem VAT-Anbindungspunkt links oben (3012) ist eine starke Abhängigkeit der dynamischen Steifigkeit vom verwendeten elastischen Lager erkennbar (siehe Abb. 118). Dabei beträgt der Steifigkeitsabfall bei 300 Hz in X-Richtung etwa 17 kN/mm, in Y-Richtung 16 kN/mm und auch in Z-Richtung 12 kN/mm. Folglich ist die dynamische Steifigkeit in X-

und Y-Richtung ähnlich.

In X-Richtung befinden sich die dynamischen Steifigkeiten der Modelle mit elastischer Lagerung zwischen 1,8 und 21 kN/mm und in Y-Richtung zwischen 1,9 und 26 kN/mm.

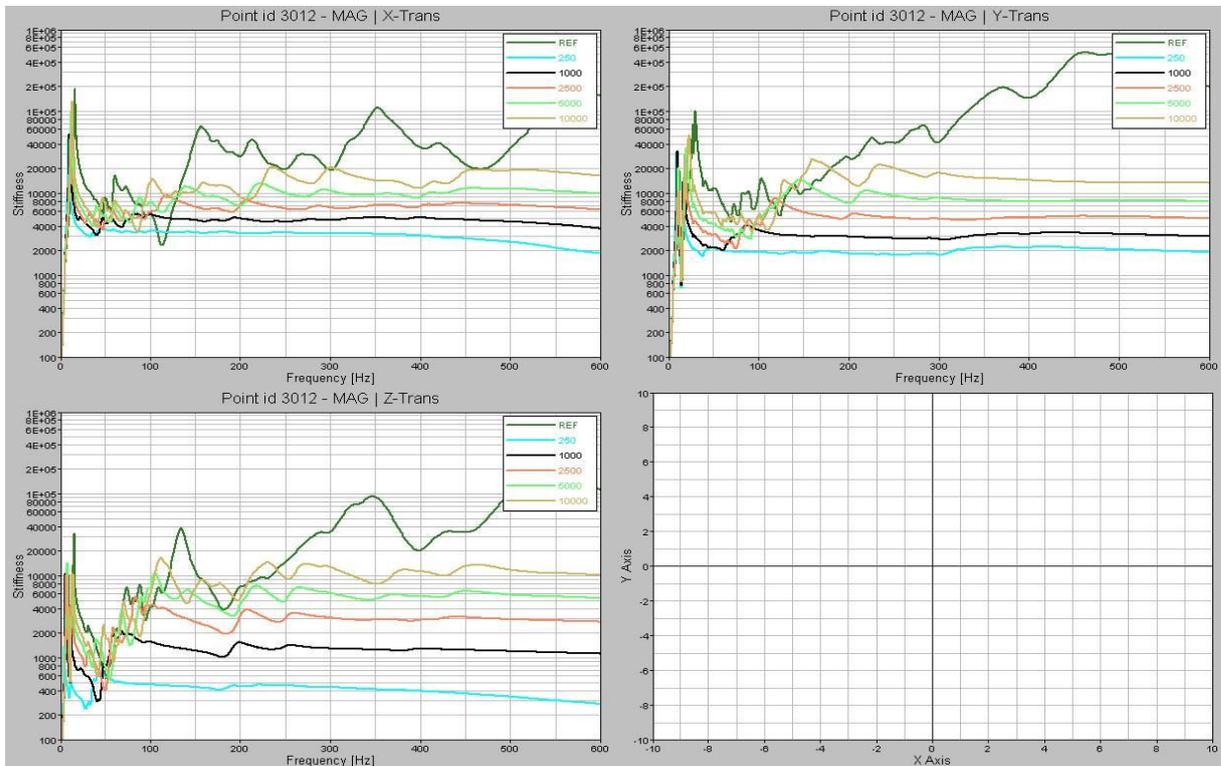


Abb. 118: Dynamische Steifigkeit 3012 des FZ-LEG-2

Im Gegensatz zur X- und Y-Richtung ist der Bereich der dynamischen Steifigkeiten in der Z-Richtung mit 270 N/mm bis 17 kN/mm sehr viel niedriger.

Auffallend ist auch das Verschwinden der Peaks ab etwa 250 Hz. Diese Erscheinung trat bereits beim VAT-LEG-System mit elastisch gelagertem LEG auf und wurde deshalb im Kapitel 11.1.4, Betriebsschwingformen, genauer untersucht.

An dem unteren linken VAT-Anbindungspunkt (3014) wird deutlich, dass der Steifigkeitsverlauf unterschiedlich zu dem oberen Anbindungspunkt ist, da die Peaks auch bei höheren Frequenzen nicht verschwinden (siehe Abb. 119). Hierbei zeigt sich unter anderem, dass besonders die steifen Lagervarianten starke dynamische Steifigkeitsschwankungen aufweisen.

Der Steifigkeitsabfall bei 280 Hz beträgt in X-Richtung 18 kN, in Y-Richtung 42 kN und in Z-Richtung 15 kN. Folglich besteht in allen drei Richtungen ein großer Steifigkeitsabfall zwischen den Lagervarianten.

Die dynamischen Steifigkeiten der Modelle mit elastischen Lagern liegen in X-Richtung im

Bereich von 11 kN/mm bis 46,5 kN/mm, in Y-Richtung im Bereich von 6 kN/mm bis 96,5 kN/mm und in Z-Richtung mit 800 N/mm bis 28,5 kN/mm wieder um einiges niedriger.

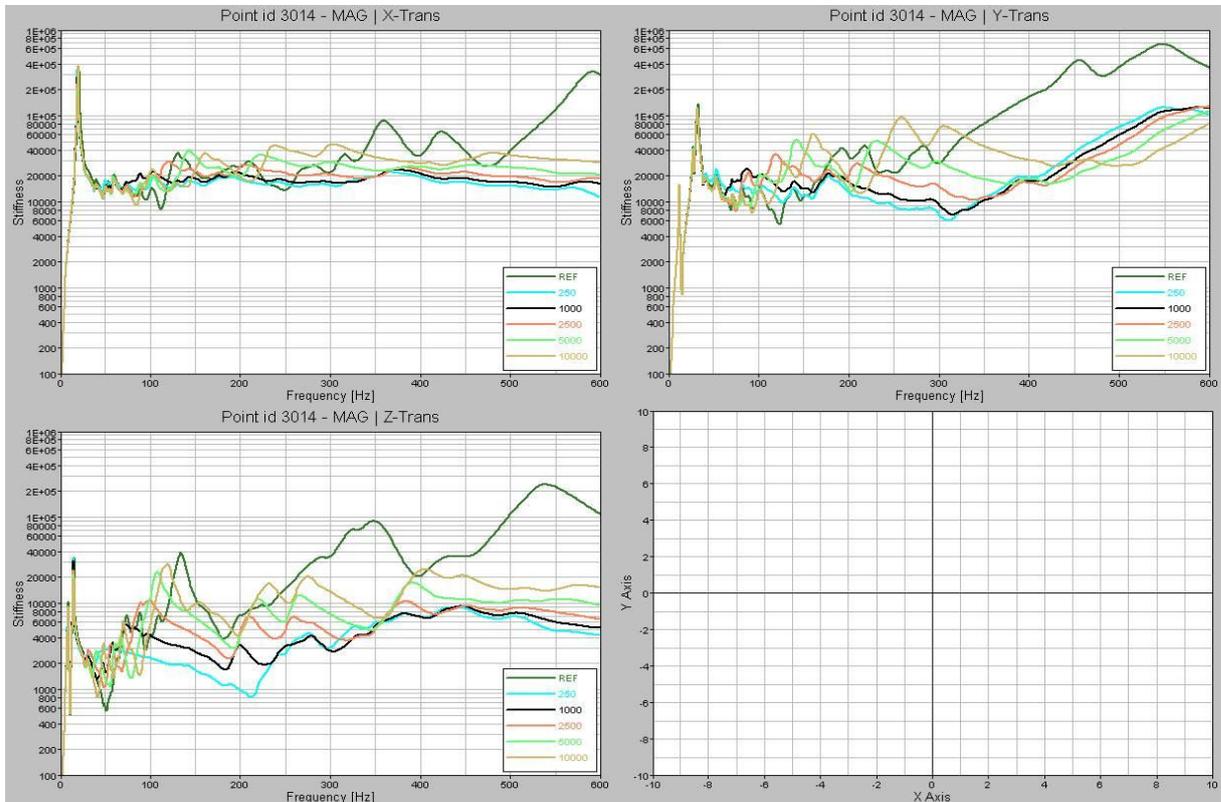


Abb. 119: Dynamische Steifigkeit 3014 des FZ-LEG-2

Eine weitere Auffälligkeit kann in Y-Richtung ab etwa 430 Hz betrachtet werden. Ab dieser Frequenz weist das Modell 10000 eine niedrigere dynamische Steifigkeit auf als das Modell 250. Dieses Phänomen wird in dem nachfolgenden Kapitel 11.3.3 Betriebschwingformen untersucht.

Die dynamischen Steifigkeitsbereiche und der Steifigkeitsabfall der Anbindungspunkte in Abhängigkeit der Raumrichtung sind in nachfolgender Tabelle noch einmal zusammengefasst.

Tabelle 30: Zusammenfassung der dynamischen Steifigkeiten an den VAT-Anbindungspunkten

Steifigkeitsbereich	3012 [kN/mm]	3014 [kN/mm]
X-Richtung	1,8-21	9-46,5
Y-Richtung	1,9-26	6-96,5
Z-Richtung	0,2-18	0,8-28,5
Steifigkeitsabfall	(bei 300 Hz)	(bei 280 Hz)
X-Richtung	17	18
Y-Richtung	15	42
Z-Richtung	12	15

Dabei wird deutlich, dass die oberen Anbindungspunkte eine niedrigere dynamische Steifigkeit als die unteren Anbindungspunkte aufweist, dass die dynamische Steifigkeit in Z-Richtung die niedrigste ist und dass eine starke Lagerabhängigkeit der dynamischen Steifigkeit besteht. Diese verringerten Steifigkeiten entstehen aufgrund der Steifigkeitsreduzierung der LEG-Anbindungslaschen am VAT durch den Einbau der elastischen Lager (siehe Kapitel 11.1.3 und 11.1.4).

11.3.3 Betriebsschwingformen

Wie beim FZ-LEG-4 werden auch für die dynamischen Steifigkeiten des FZ-LG-2 einige Betriebsschwingformen in auffälligen Frequenzbereichen betrachtet (siehe Abb. 120).

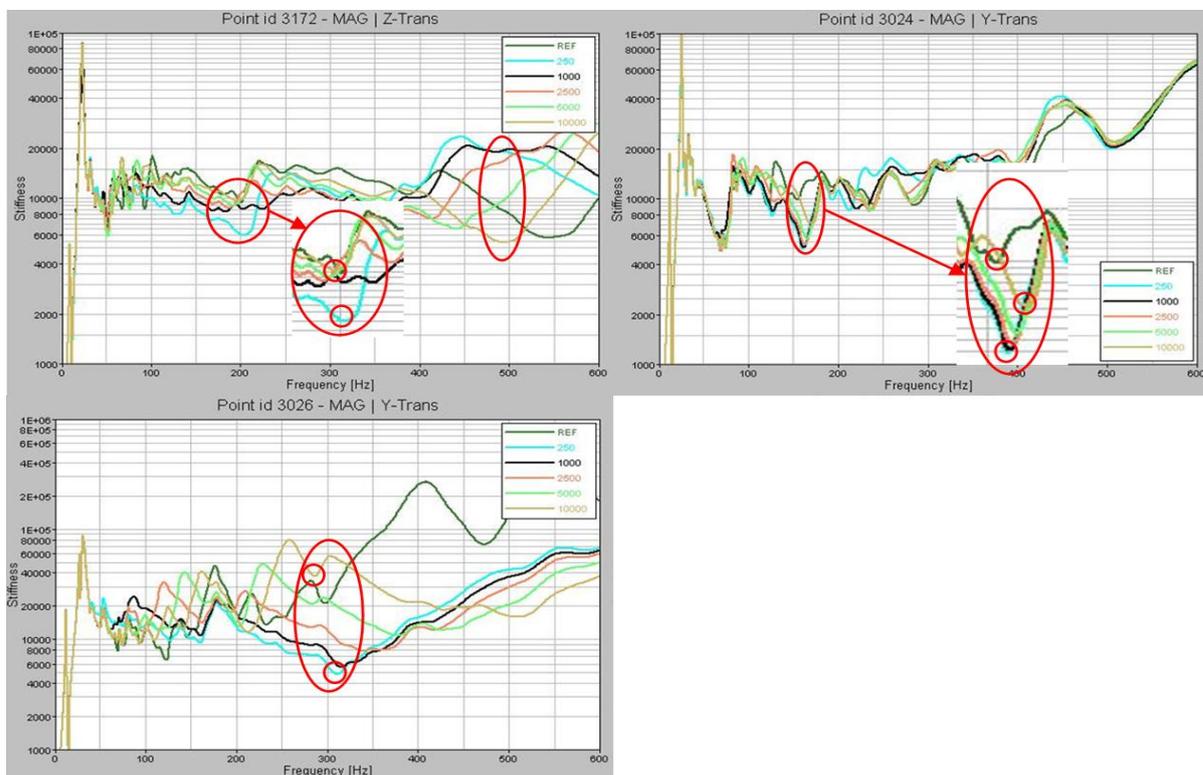


Abb. 120: Betriebsschwingformanalyse an 3172 (oben links), an 3024 (oben rechts) und an 3026 (unten links)

Zuerst wird der Motorlageranbindungspunkt 3172 betrachtet. Hierbei werden das Modell 10000 bei 195 Hz und das Modell 250 bei 203 Hz genauer untersucht. Beim Modell 250 ist das LEG stark entkoppelt vom VAT und schwingt deshalb nur leicht (siehe Abb. 121, hellblau). Der VAT kann dadurch seine Schwingform ungehindert ausführen.

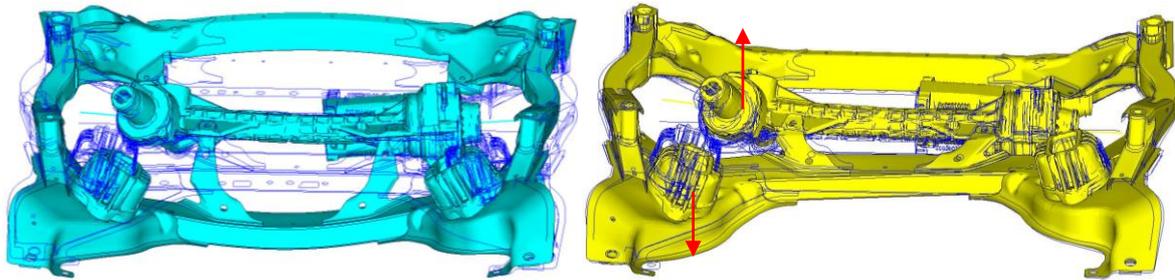


Abb. 121: Betriebsschwingform (3172) des Modells 250 bei 203 Hz (hellblau) und des Modells 10000 bei 195 Hz (gelb)
Beim Modell 10000 schwingt das LEG phasenversetzt zum VAT (siehe rote Pfeile in Abb. 121, rechts), wodurch sich beide Schwingungen gegenseitig hemmen.

Bei der dynamischen Steifigkeit des Punktes 3172 ist weiterhin auffällig, dass bei 494 Hz genau das Gegenteil geschieht. Hier ist die Steifigkeit des Modells 250 um etwa 13,5 kN/mm höher als die Steifigkeit des Modells 10000. Bei Betrachtung des Modells 250 wird deutlich, dass der VAT nur leicht und das LEG fast nicht schwingt, da es die blauen Linien des unverformten Modells verdeckt (siehe Abb. 122, links, rot markiert). Da sich bei dem System VAT-LEG mit elastischem Lager 250 im Frequenzbereich von 441 bis 521 Hz keine Eigenmoden mit dominierender VAT-Schwingung befinden, weist die Betriebsschwingung keine starke VAT-Schwingung auf. Außerdem wird durch die weiche elastische Lagerung auch kein Körperschall an das LEG übertragen, welcher die in diesem Frequenzbereich vorkommenden LEG-Schwingformen anregen könnte.

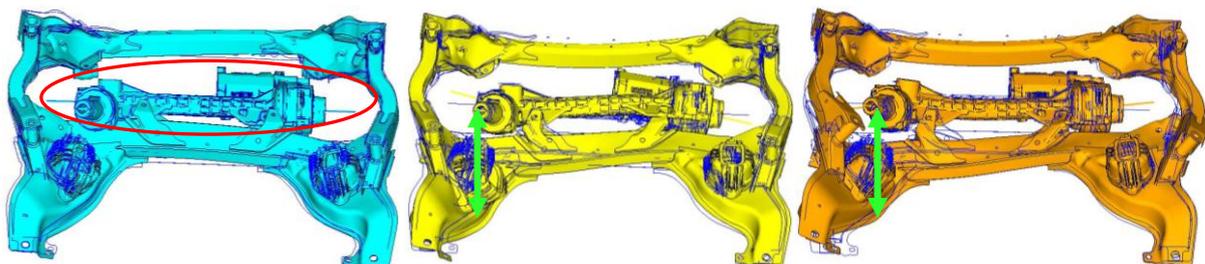


Abb. 122: Betriebsschwingformen (3172) bei 494 Hz (Modell 250-hellblau, Modell 10000-gelb), Mode 28 des VAT-LEG-10000 (orange)

Beim Modell 10000 wird bei 494 Hz der Mode 28 des VAT-LEG-10000 angeregt (siehe Abb. 122, Mitte). Der Eigenmode 28 des VAT-LEG-10000 zeigt eine deutliche Z-Bewegung (grüner Pfeil in Abb. 122, rechts) an den Motorlagern. Dieser Eigenmode schwächt die dynamische Steifigkeit bei 494 Hz stark.

Beim Punkt 3024 ist in Y-Richtung ein deutlicher Tiefpunkt bei etwa 160 Hz bei allen Modellkurven und der Referenzkurve zu erkennen (siehe Abb. 120). Hierbei zeigt sich eine starke Reduzierung der dynamischen Steifigkeit von der grünen Referenzkurve zur gelben

Kurve des Modells 10000. Weiterhin lassen sich bei beiden Varianten die ähnlichen Betriebsschwingformen (siehe Abb. 123) nachweisen, welche vom 11. Eigenmode des VAT-LEGs (siehe Abb. 123, orange) und des VAT-LEG-10000 dominiert werden.

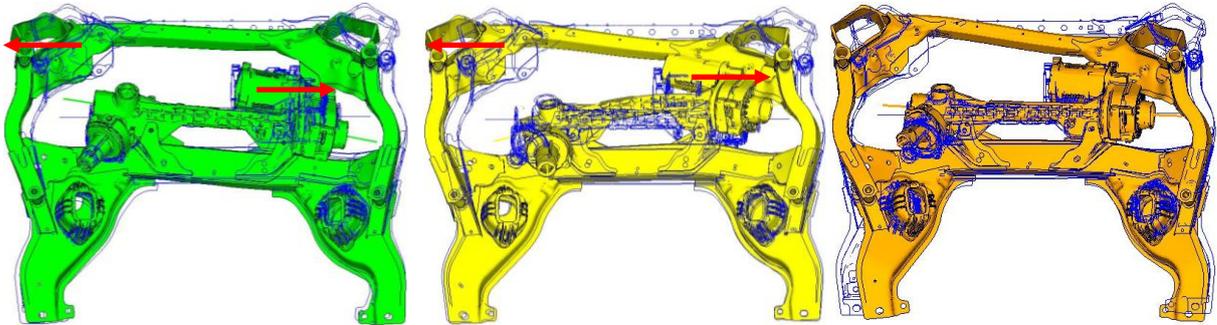


Abb. 123: Betriebsschwingformen der Referenz (154 Hz-links), des Modells 10000 (169 Hz-Mitte); Mode 11 des VAT-LEGs (rechts)

Die dynamische Steifigkeit des Modells 10000 ist etwas geringer als die Referenz, da durch das elastische Lager die gegenphasige Schwingung (Tilgereffekt, siehe Kapitel 5.3) von LEG und VAT bei dem Modell 10000 durch die Entkopplung nicht mehr so stark übertragen wird.

Weiterhin ist die dynamische Steifigkeit des Modells 250 am geringsten, da hier sogar zwei Eigenschwingformen die Frequenzantwort beeinflussen. Zum Einen schwingt der Querträger stark in Z-Richtung. Diese Schwingung wird durch den Eigenmode 14 (siehe Abb. 124) ausgelöst.

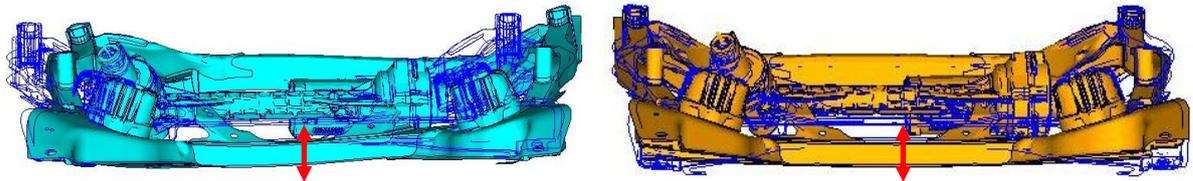


Abb. 124: Betriebsschwingform: Modell 250 bei 161 Hz (links); Mode 14 des VAT-LEG-250 (rechts)

Zum Anderen schwingen das Querrohr und die Lagerböcke stark in Y-Richtung (siehe Abb. 125). Diese Schwingung wird durch den Eigenmode 15 des VAT-LEG-250 hervorgerufen.

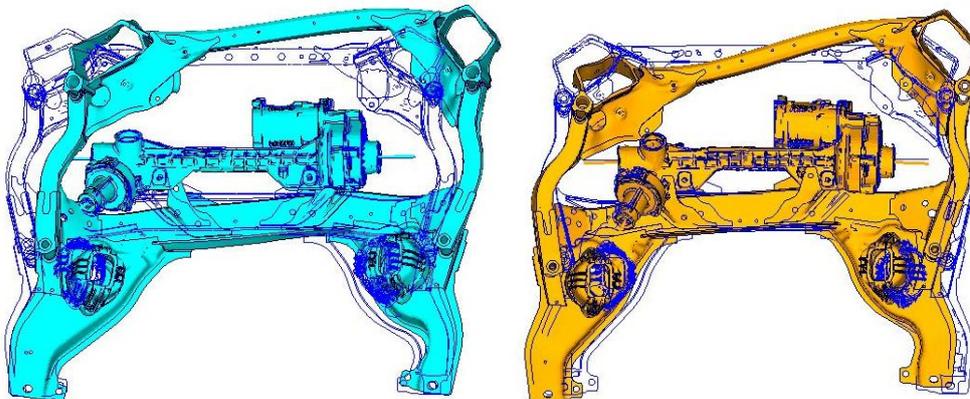


Abb. 125: Betriebsschwingform: Modell 250 bei 161 Hz (links); Mode 15 des VAT-LEG-250 (rechts)

Folglich ist die dynamische Steifigkeit beim Modell 250 am niedrigsten, da zwei Eigenmoden das System schwächen.

Bei der dynamischen Steifigkeit in Y-Richtung am Knoten 3026 im Bereich um 300 Hz ist ein sehr großer Steifigkeitsunterschied zwischen den Modellen 10000 und 250 (siehe Abb. 120) vorhanden. Die Ursache dieser großen Differenz wird wiederum mit Hilfe der Betriebsschwingformen ermittelt (siehe Abb. 126).

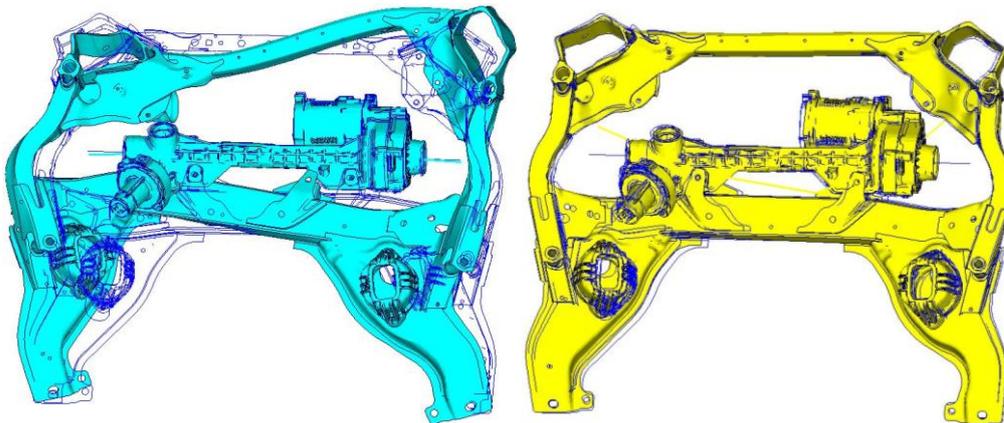


Abb. 126: Betriebsschwingform: Modell 250 bei 311 Hz (hellblau); Modell 10000 bei 286 Hz (gelb)

Dabei wird die schwingungshemmende Wirkung des LEGs als zusätzliche, träge Masse besonders deutlich. Das LEG schwingt hier phasenverschoben und durch die relativ steife Verbindung beim Modell 10000 wird diese phasenverschobene Schwingung des LEGs gut an den VAT übertragen und löscht dadurch die VAT-Schwingung teilweise aus. Bei dem Modell 250 fällt dieser Effekt weg. Folglich führt das LEG beim FZ-LEG-2 durch die zusätzliche Masse teilweise zu einer besonders guten schwingungshemmenden Wirkung (Tilgereffekt siehe Kapitel 5.3), die jedoch durch die Isolation des LEGs verloren geht.

11.4 Variation von LEG- und VAT-Steifigkeiten

Wie schon zuvor beim FZ-LEG-4 werden auch die LEG-Steifigkeiten und die VAT-Anbindungssteifigkeiten variiert, um das Isolationsverhalten der Lager im Gesamtfahrzeugmodell auf unterschiedliche Einflüsse zu untersuchen.

11.4.1 VAT-Versteifung

Die Anbindungen des VATs für das LEG werden, wie in Abbildung 127 orange markiert, variiert. Hierbei wird der E-Modul von 70000 auf 100000 und schließlich auf 210000 N/mm² hochgesetzt. Dabei werden alle Varianten außer die Referenz mit dem Lager x1,5/y5/z2,5 berechnet.

In den Grafiken repräsentieren:

- die grünen Kurven die Referenz mit steif verbundenem LEG
- die schwarzen Kurven (x1,5/y5/z2,5) die Variante mit elastischem Lager ohne E-Modulveränderung
- die pinken Kurven die Variante mit elastischem Lager und Erhöhung des VAT-E-Moduls auf 100000 N/mm² (E100-x1,5/y5/z2,5) und
- die gelben Kurven die Variante mit elastischem Lager und Erhöhung des VAT-E-Moduls auf 210000 N/mm² (E210-x1,5/y5/z2,5).

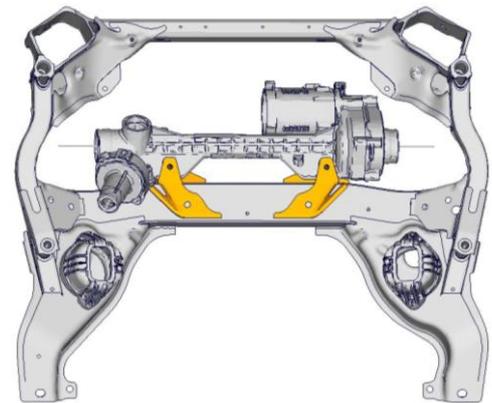


Abb. 127: Versteifungsbereich am VAT

Zunächst wird die dynamische Steifigkeit des oberen linken Anbindungspunktes (3012) betrachtet (siehe Abb. 128). In X- und Y-Richtung wird für die Varianten mit E-Modulerhöhung eine Erhöhung der dynamischen Steifigkeit erzielt. Bei 250 Hz beträgt die Steifigkeitserhöhung von x1,5/y5/z2,5 zu E210-x1,5/y5/z2,5 in X-Richtung 1740 N/mm und in Y-Richtung 3224 N/mm.

Dahingegen verändert sich die dynamische Steifigkeit in Z-Richtung nur sehr gering. Die E-Modulvariation wirkt sich folglich wenig auf die Z-Richtung aus. Weiterhin bleiben die Verläufe der Kurven bei E-Modulvariation gleich. Da an den anderen Anbindungsknoten ähnliche Ergebnisse auftreten, wird auf diese Darstellung verzichtet.

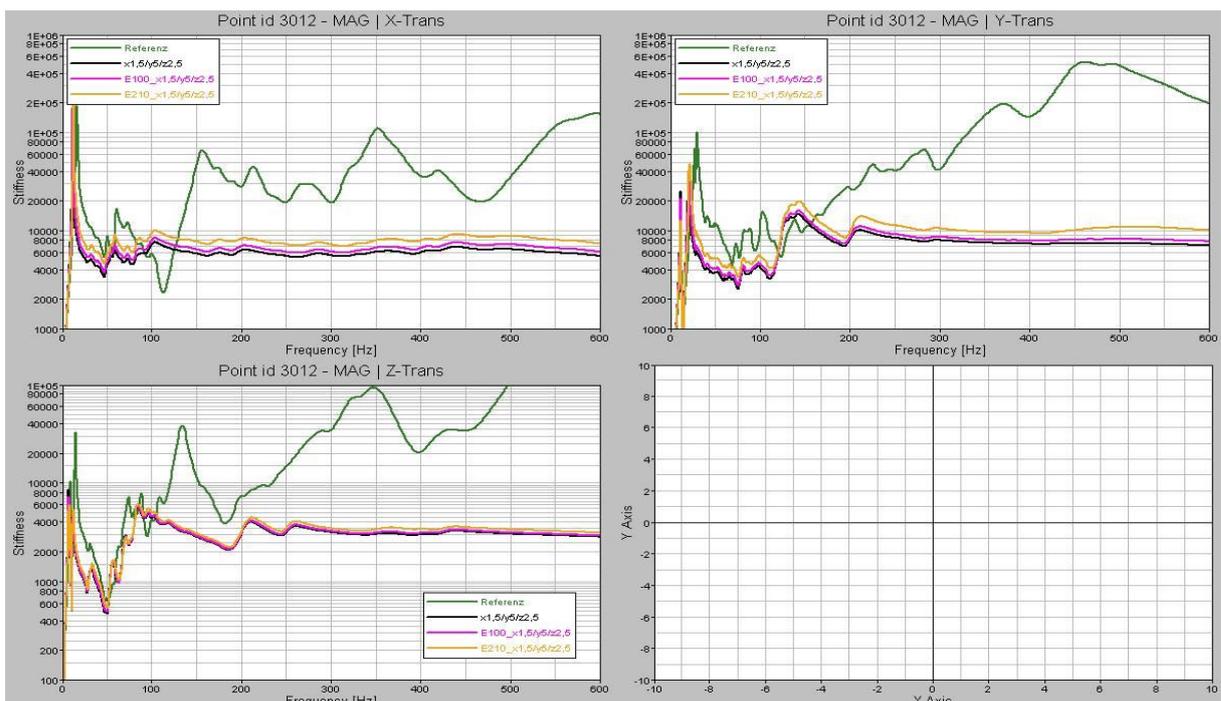


Abb. 128: Dynamische Steifigkeit links oben bei VAT-Versteifung

Zur Untersuchung der Auswirkung der Steifigkeitserhöhung wird die Beschleunigung an diesem Anbindungsknoten bei EPS-Motoranregung betrachtet (siehe Abb. 129).

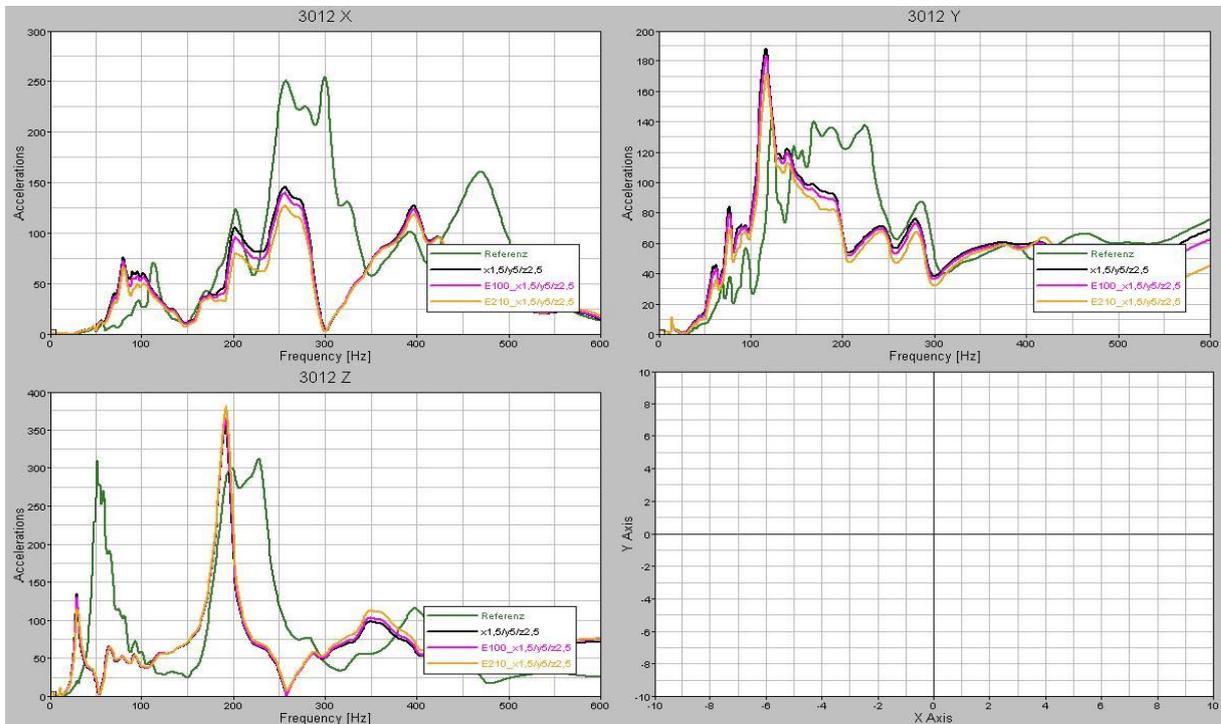


Abb. 129: Beschleunigung links oben bei VAT-Versteifung

Da die dynamischen Steifigkeiten besonders in X- und Y-Richtung erhöht sind, sinkt die Beschleunigung in diesen beiden Raumrichtungen etwas. Jedoch führt die Versteifung der LEG-Anbindung nicht zu einer großen Verbesserung, sie könnte aber zur Feinabstimmung des VAT-LEG-Systems durchaus sinnvoll sein.

11.4.2 LEG-Versteifung

Weiterhin wurden die Auswirkungen einer LEG-Versteifung betrachtet. Die Modalanalyse für die hier verwendeten LEGs befindet sich in Kapitel 11.1.1. Wie zuvor bezeichnen:

- die grünen Kurven die Referenz mit steif verbundenem LEG
- die schwarzen Kurven (x1,5/y5/z2,5) die Variante mit elastischem Lager ohne E-Modulveränderung
- die pinken Kurven die Variante mit elastischem Lager und Erhöhung des LEG-E-Moduls auf 100000 N/mm² (E100-x1,5/y5/z2,5) und
- die gelben Kurven die Variante mit elastischem Lager und Erhöhung des LEG-E-Moduls auf 210000 N/mm² (E210-x1,5/y5/z2,5).

Zunächst fällt bei Betrachtung der dynamischen Steifigkeit am vorderen Anbindungspunkt

(3012) auf, dass sich das Steifigkeitsniveau nicht verändert (siehe Abb. 130). Jedoch verändert sich, wie schon bei FZ-LEG-4 festgestellt, der Verlauf der Steifigkeit etwas.

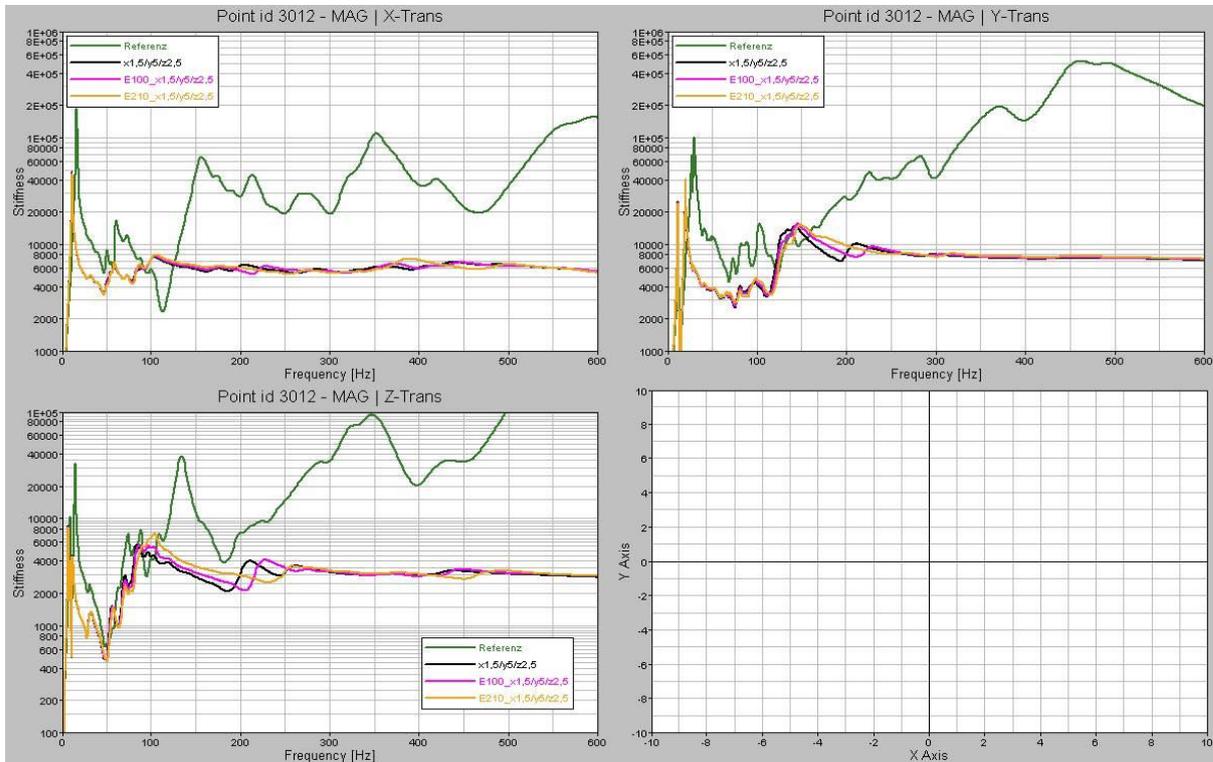


Abb. 130: Dynamische Steifigkeit links oben bei LEG-Versteifung

Um nun die direkte Auswirkung der LEG-Versteifung auf die VAT-Anbindungsstellen, also die Entkopplungswirkung, zu erkennen, wird die Beschleunigung des vorderen Anbindungspunktes bei EPS-Motorschwerpunktanregung betrachtet (siehe Abb. 131).

An diesem Punkt zeigt sich, dass die LEG-Versteifung eine positive Auswirkung auf die Beschleunigungen hat. Beispielsweise sind in X-Richtung bei E210-x1,5/y5/z2,5 die Peaks zwischen 150 bis 350 Hz reduziert beziehungsweise nicht mehr vorhanden.

In Y-Richtung wird das globale Maximum bei etwa 120 Hz von x1,5/y5/z2,5 zu E210-x1,5/y5/z2,5 reduziert. Jedoch ist die Auswirkung in dieser Raumrichtung im Vergleich zu den anderen beiden Raumrichtungen gering.

Besonders interessant ist die Z-Richtung. Hier wurde bei der Untersuchung des Verbesserungspotentials durch elastische Lagerungen (Kapitel 11.2) vor allem der Peak um 200 Hz als kritisch angesehen. Dieser Peak verringert sich durch die LEG-Versteifung und schiebt sich in höhere Frequenzbereiche, am stärksten beim E210-x1,5/y5/z2,5.

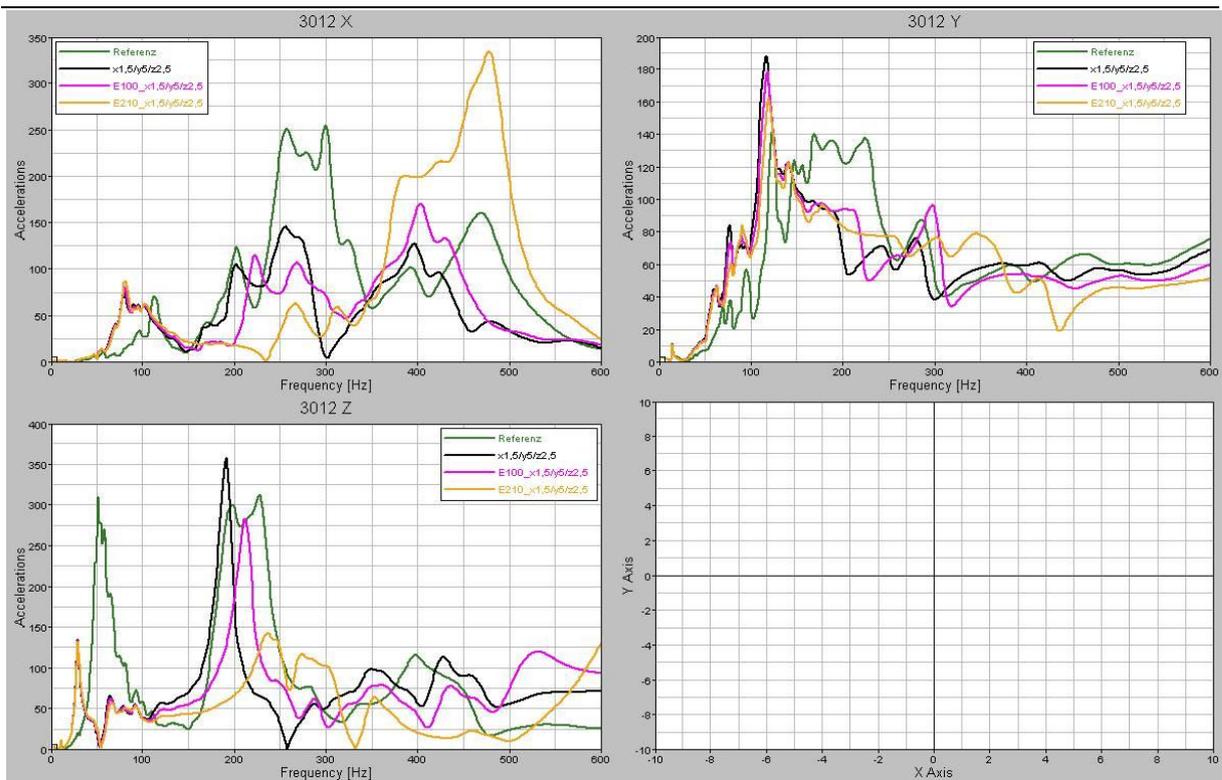


Abb. 131: Beschleunigung links oben bei LEG-Versteifung

Zusammenfassend steckt in der LEG-Versteifung ein hohes Potential für die Beschleunigungsreduzierung und die Verbesserung des kritischen 200-Hz-Peaks in Z-Richtung bei der Verwendung der elastischen Lagerungen zwischen VAT und LEG.

11.4.3 Betriebsschwingformen

Da speziell das Verhalten der Beschleunigungen in Z-Richtung bei versteiftem LEG eine starke Verbesserung zeigt, werden im Bereich von 150 bis 250 Hz die Betriebsschwingformen der nachfolgend markierten Varianten betrachtet.

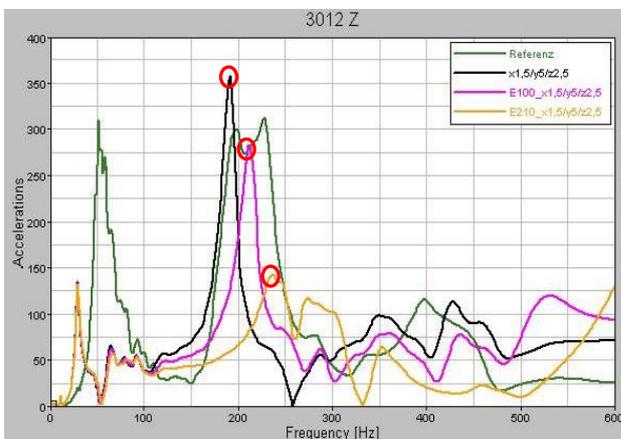


Abb. 132: Betriebsschwingformanalyse an 3012 bei LEG-Versteifung

Wie schon in Kapitel 11.2.3 festgestellt wurde, setzt sich die Betriebsschwingform am Knoten 3012 in Z-Richtung bei etwa 200 Hz (siehe Abb. 132) aus einer LEG-, VAT- und LS-Schwingung zusammen. Hier wird jedoch die VAT- und LS-Schwingung durch die Übertragung von Körperschall über das LEG angeregt.

Wie bei den Eigenfrequenzen des LEGs (siehe Kapitel 11.1.1) lässt sich durch die E-Modul-Erhöhung des LEGs auch die LS-LEG-Schwingform in höhere Frequenzbereiche schieben. Folglich befindet sich nun die LS-LEG-Schwingform des Modells E210-x1,5/y5/z2,5 nicht mehr bei 190 Hz, sondern bei der höheren Frequenz 236 Hz. Weiterhin wird in diesem Frequenzbereich die LS nicht mehr so stark angeregt (siehe Abb. 133, rechts), weshalb sich die LEG- und VAT-Schwingformen nur noch abgeschwächt gegenseitig verstärken können. Schließlich wird nun weniger Körperschall vom LEG auf die LS und den VAT übertragen, was sich positiv auf die Akustik und den Fahrkomfort auswirkt.

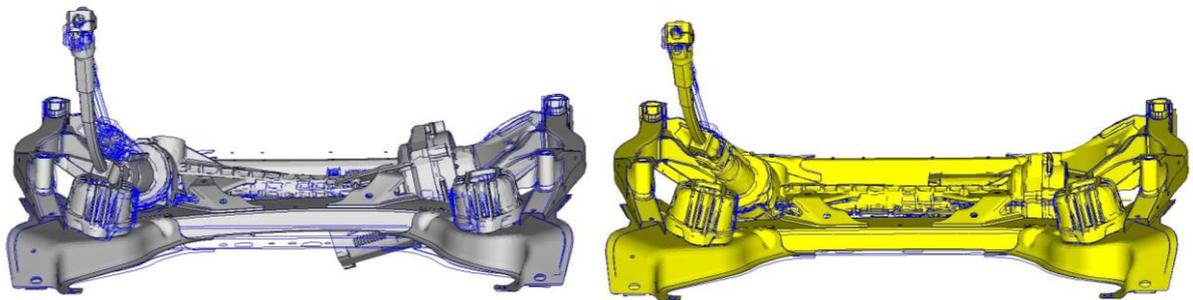


Abb. 133: Betriebsschwingform: x1,5/y5/z2,5 bei 190 Hz (grau-links); E210-x1,5/y5/z2,5 bei 236 Hz

Es wäre folglich sinnvoll diese Eigenfrequenz in einen höheren Frequenzbereich zu schieben, unter anderem auch weil hier der Cavity Mode des Reifens liegt.



12 Auswertung der Berechnungen

Die in Kapitel 10 und 11 gesammelten Erkenntnisse wurden nun für Variantenrechnungen mit unterschiedlichen elastischen Lagern verwendet, um möglichst niedrige Beschleunigungsergebnisse und gleichzeitig möglichst hohe dynamische Steifigkeiten am VAT zu erreichen. Die frequenzabhängigen Berechnungsergebnisse für die Beschleunigungsübertragung und die dynamischen Steifigkeiten mit den in diesen nachfolgenden Kapiteln gewählten elastischen Lagern können dem Anhang 9 bis 12 entnommen werden.

12.1 Geeignete Steifigkeiten für die elastischen Lager des FZ-LEG-4

Für das FZ-LEG-4 haben sich zwei unterschiedliche elastische Lager für die vorderen und hinteren Anbindungsstellen des LEGs am VAT als geeignet herausgestellt.

Die Y-Lagersteifigkeit der vorderen elastischen Lager wurde möglichst hoch auf 10000 N/mm gesetzt, da diese Steifigkeit in Y-Richtung am kritischen Peak bei 230 Hz die besten Ergebnisse erzielt (siehe Abb. 90). Folglich wird die X-Richtung, in der bei möglichst niedrigen Steifigkeiten die niedrigsten Beschleunigungen erzielt werden, auf 7000 N/mm gesetzt, da das Verhältnis von X/Y nicht viel größer als 2/3 sein sollte, da ein größeres Verhältnis in der Lagerumsetzung nicht erreicht werden kann. Für die Z-Richtung der vorderen Lager wird eine niedrige Steifigkeit gewählt, da das Isolationspotential in Z-Richtung besonders groß ist und die dynamische Steifigkeit der Motorlager von den vorderen Anbindungspunkten nicht sonderlich beeinflusst wird.

Für die Steifigkeiten der hinten eingebauten elastischen Lager sollten die X-Steifigkeiten wieder möglichst niedrig sein, da das Verbesserungspotential hier durch Verwendung weicher Lager sehr hoch ist. In Y-Richtung wäre aber eine möglichst hohe Lagersteifigkeit geeignet, da hier besonders die dynamische Steifigkeit der Y-Richtung des Querlenkeranbindungspunktes (3026/3027) durch die Verwendung elastischer Lager negativ beeinflusst wird. Weiterhin sollte das Verhältnis 2/3 zwischen X/Y eingehalten werden. Deshalb wurde nun für die Y-Richtung 6000 N/mm gewählt, da diese Steifigkeit den Zielwert der dynamischen Steifigkeit an 3026/3027 annähernd erreicht. Für die X-Richtung ergibt sich deshalb durch das vorgeschriebene Verhältnis eine Steifigkeit von 4000 N/mm. Für die Steifigkeit des elastischen Lagers in Z-Richtung wird aufgrund des relativ hohen

Verbesserungspotentials 2000 N/mm gewählt. Hierbei ergibt sich ein guter Kompromiss zwischen der Beschleunigungsverbesserung und der Verschlechterung der dynamischen Steifigkeit. Jedoch müssen hierbei die Auswirkungen auf die Motorakustik geprüft werden, da die Zielwerte der dynamischen Steifigkeit nicht erreicht werden.

Die Steifigkeiten dieses Ergebnisses und die Steifigkeitsergebnisse der elastischen Lager aus den weiterentwickelten Optimierungsberechnungen mit automatischer Variation der Startwerte (Optimiert-1; Optimiert-2) sind in nachfolgender Tabelle 31 aufgeführt. Dabei fällt auf, dass sich die Lager „Ergebnis“ und „Optimiert-1“ sehr ähnlich sind.

Tabelle 31: Lagervorschläge für das FZ-LEG-4

vorne (3012/3013)	Ergebnis [N/mm]	Optimiert-1 [N/mm]	Optimiert-2 [N/mm]
X	7000	7000	3000
Y	10000	7000	3000
Z	1000	2500	2000
hinten (3014/3015)			
X	4000	4500	6000
Y	6000	7500	9000
Z	2000	3000	1000

Da für das FZ-LEG-4 drei Lagervorschläge existieren, wird die Beschleunigungsübertragung an den VAT bei Einbau dieser Lager noch einmal vergleichsweise am hinteren linken LEG-Anbindungspunkt des VATs (3014) betrachtet (siehe Abb. 134). Hierbei steht:

-  für die Referenz mit am VAT starr angebundenem LEG
-  für Ergebnis (siehe Tabelle 31)
-  für Optimiert-1 (siehe Tabelle 31)
-  für Optimiert-2 (siehe Tabelle 31)

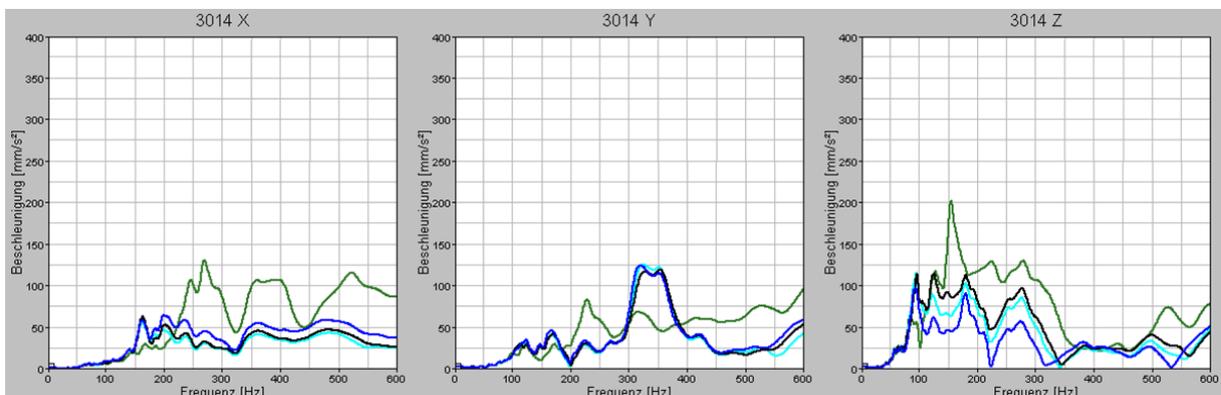


Abb. 134: Beschleunigung an 3014 der Ergebnisse des FZ-LEG-4

Es wird deutlich, dass das Beschleunigungsverhalten der drei Lager ähnlich ist, besonders



zwischen der hellblauen Ergebnis-Kurve und der schwarzen Optimiert-1-Kurve. Die blaue Optimiert-2-Kurve ist in X-Richtung schlechter und in Z-Richtung besser als die beiden anderen Kurven. Jedoch ist beispielsweise das Minimum der dynamischen Steifigkeit des Motorlageranbindungspunktes auch etwas niedriger als bei den anderen beiden Modellen.

Da sich die dynamischen Steifigkeiten recht ähnlich sind, werden die Isolationsfaktoren und Zielwerte für die dynamische Steifigkeit nur für das Ergebnislager ermittelt.

12.2 Geeignete Steifigkeiten für die elastischen Lager des FZ-LEG-2

Für das FZ-LEG-2 erweist sich die Verwendung von gleichen elastischen Lagern an allen Anbindungsstellen des LEGs am VAT als am geeignetsten (siehe Tabelle 32), da alle Anbindungsstellen ein ähnliches Verbesserungspotential durch elastische Lager aufweisen.

Tabelle 32: Lagervorschläge für das FZ-LEG-2

FZ-LEG-2	
oben und unten (3012-3014)	Ergebnis [N/mm]
X	2500
Y	4000
Z	2500

Für die X-Richtung des elastischen Lagers wurde die Steifigkeit 2500 N/mm gewählt. Diese Steifigkeit sollte für eine gute Isolation möglichst niedrig sein. Jedoch wird diese Steifigkeitswahl durch das wie schon im vorigen Kapitel beschriebene Verhältnis zwischen X/Y begrenzt, da für die Y-Richtung eine Steifigkeit von 4000 N/mm benötigt wird. Diese Y-Steifigkeit ergibt sich aus der dynamischen Steifigkeit der Querlenkerlageranbindungspunkte (siehe Abb. 117). Hierbei liefert diese Steifigkeit noch eine dynamische Steifigkeit nahe der Referenz. In Z-Richtung wird wiederum eine etwas niedrigere Steifigkeit von 2500 N/mm gewählt. Bei einer steiferen Lagervariante würde der 200-Hz-Peak in der Übertragungsfunktion eine noch höhere Beschleunigung aufweisen. Eine niedrigere Steifigkeit wurde in Z-Richtung nicht gewählt, da ansonsten die Peaks der Beschleunigungsübertragung zwischen 350 und 450 Hz zu hoch wären (siehe Abb. 105).

12.3 Isolationsfaktoren für FZ-LEG-4

Für die elastischen Lager „Ergebnis“ aus Tabelle 31 werden nun die Isolationsverhältnisse



$I = \frac{K_{dyn}}{K_{Lager}}$ in die drei Raumrichtungen an den vier Anbindungspunkten ermittelt. Für die

Ermittlung der Isolationsverhältnisse werden die Mittelwerte der dynamischen Steifigkeiten von 100 bis 600 Hz verwendet (siehe Tabelle 33).

Tabelle 33: Mittelwerte der dynamischen Steifigkeiten des FZ-LEG-4

Dynamische Steifigkeit	3012 (vorne links)	3013 (vorne rechts)	3014 (hinten links)	3015 (hinten rechts)
X [N/mm]	37200	31000	25400	26200
Y [N/mm]	28000	27700	62800	60200
Z [N/mm]	7800	8200	8000	8000

Damit können nun die Isolationsverhältnisse in Tabelle 34 berechnet werden.

Tabelle 34: Isolationsverhältnisse des FZ-LEG-4

Lagersteifigkeit	3012	3013	Lagersteifigkeit	3014	3015
X (7000 N/mm)	5,3	4,4	X (4000 N/mm)	6,4	6,6
Y (10000 N/mm)	2,8	2,8	Y (6000 N/mm)	10,5	10,0
Z (1000 N/mm)	7,8	8,2	Z (2000 N/mm)	4,0	4,0

Bei Vergleich der Isolationsverhältnisse fällt auf, dass sich diese stark voneinander unterscheiden und nicht zwangsläufig deutet das höchste Isolationsverhältnis auf das beste Ergebnis hin. So weist zum Beispiel die X-Richtung mit dem Isolationsverhältnis 6,4 am Knoten 3014 eine höhere Beschleunigungsverbesserung als die Y-Richtung mit dem höheren Isolationsverhältnis 10,5 auf. Folglich ist aus diesen Verhältnissen kein allgemeingültiger Isolationsfaktor erkennbar. Jedoch sollte ein Fahrzeug mit gleichem LEG-Lagerprinzip untersucht werden, um eventuell allgemeine Isolationsfaktoren für Fahrzeuge mit diesem LEG-Lagerkonzept zu ermitteln.

12.4 Isolationsfaktoren für FZ-LEG-2

Für den Vorschlag der elastischen Lager des FZ-LEG-2 (siehe Kapitel 12.2, Tabelle 32) werden die Isolationsverhältnisse, wie schon im vorangegangenen Kapitel, für die drei Raumrichtungen an den Anbindungspunkten ermittelt.

Für die Ermittlung der Isolationsverhältnisse werden wiederum die Mittelwerte der dynamischen Steifigkeiten von 100 bis 600 Hz gebildet (siehe Tabelle 35).

Tabelle 35: Mittelwerte der dynamischen Steifigkeiten des FZ-LEG-2

Dynamische Steifigkeit	3012 (links oben)	3013 (rechts oben)	3014 (links unten)	3015 (rechts unten)
X [N/mm]	7200	7300	21200	19300
Y [N/mm]	7000	7000	31000	35500
Z [N/mm]	3100	3200	6700	7000



Mit diesen dynamischen Steifigkeiten und den Steifigkeiten der elastischen Lager können nun

die Isolationsverhältnisse $I = \frac{K_{dyn}}{K_{Lager}}$ gebildet werden (siehe Tabelle 36).

Tabelle 36: Isolationsverhältnisse des FZ-LEG-2

Lagersteifigkeit	3012	3013	3014	3015
X (2500 N/mm)	2,9	2,9	8,5	7,7
Y (4000 N/mm)	1,8	1,8	7,8	8,9
Z (2500 N/mm)	1,2	1,3	2,7	2,8

Hierbei wird wiederum ersichtlich, wie stark sich die Verhältnisse voneinander unterscheiden. Weiterhin zeigt sich, dass sie den Isolationsverhältnissen des FZ-LEG-4 (siehe Tabelle 34) nicht ähnlich sind. Folglich können daraus nicht ein oder mehrere allgemeingültige Isolationsfaktoren abgeleitet werden.

Die unterschiedlichen Ergebnisse der beiden Fahrzeuge sollten nun in anderen Fahrzeugen mit dem gleichen LEG-Lagerprinzip mit Hilfe der numerischen Optimierung der Lagersteifigkeiten untersucht werden. Somit könnten die Isolationsfaktoren entweder bestätigt werden oder die Vermutung, dass keine allgemeinen Isolationsfaktoren bestimmt werden können, würde sich erhärten.



13 Zusammenfassung und Ausblick

Die wichtigsten Erkenntnisse aus den Untersuchungen dieser Arbeit werden abschließend noch einmal zusammengefasst. Die Erkenntnisse des FZ-LEG-4 und des FZ-LEG-2 werden hierfür gegenübergestellt.

Schon beim Verbesserungspotential aufgrund elastischer Lager wird ersichtlich, dass sich die elastischen Lager je nach Fahrzeug unterschiedlich auswirken. Dabei weist das FZ-LEG-4 an den vorderen Anbindungspunkten (3012/3013) nur in Z-Richtung etwas Verbesserungspotential auf. An den hinteren Anbindungspunkten (3014/3015) ist besonders in X- aber auch in Z-Richtung ein gutes Verbesserungspotential zu sehen. Da jeweils die hinteren beiden und die vorderen beiden Anbindungsstellen ein ähnliches Verbesserungspotential aufweisen, werden für die beiden Lager vorne die gleichen elastischen Lager und für die beiden Lager hinten die gleich elastischen Lager empfohlen. Dies mindert auch die Kosten, da nur zwei verschiedene Lager entwickelt werden müssten. Da aber das Verbesserungspotential vorne relativ gering ist, wäre es auch interessant, ob der Einbau von elastischen Lagern an nur den beiden hinteren Anbindungspunkten genügen würde.

Bei dem FZ-LEG-2 hingegen zeigen alle LEG-Anbindungspunkte am VAT ein ähnliches Verbesserungspotential. Dies ist in X- und Y-Richtung besonders gut. Die Z-Richtung ist jedoch als sehr kritisch anzusehen, da sie nicht nur ein schlechtes Verbesserungspotential aufweist, sondern weil sich an allen Anbindungspunkten eine hohe Beschleunigungsspitze bei der Beschleunigung um 200 Hz bildet, die von einer Lenksäulen Anregung durch das LEG verursacht wird. Die Frequenz dieser Beschleunigungsspitze ist besonders ungünstig, da bei 200 Hz auch der Cavity Mode der Reifen liegt. Da an den Anbindungspunkten ein ähnliches Verbesserungspotential durch die elastischen Lager zu erkennen ist wird die Verwendung von gleichen Lagern empfohlen. Dies hat auch wieder einen Kostenvorteil.

Als Randbedingung für die Verwendung der elastischen Lager gilt, dass die dynamischen Steifigkeiten an den Motor-, Querlenker- und Zugstrebenlageranbindungspunkten vorgegebene Zielwerte erreichen müssen, beziehungsweise dass die dynamischen Steifigkeiten bei fehlender Zielwertvorgabe nicht stark abfallen sollten. Beim FZ-LEG-4 werden die Zielwerte der dynamischen Steifigkeiten in Y- und Z-Richtung an den Motorlageranbindungspunkten mit elastischen Lagern nicht erreicht und die Zielwerte der Querlenkeranbindungspunkte in Y-Richtung werden je nach Lagerwahl unterschritten.



Das FZ-LEG-2 zeigt ähnlich wie das FZ-LEG-4 mit elastischen Lagern an den Motorlageranbindungspunkten in Y- und Z-Richtung einen Abfall der dynamischen Steifigkeit. Der Querlenkerlageranbindungspunkt weist einen starken Abfall der dynamischen Steifigkeit in Y-Richtung auf. Folglich wirken sich auch die elastischen Lager bei dem FZ-LEG-2 auf die dynamischen Steifigkeiten der Motor- und Querlenkerlageranbindungsstellen aus. Dies resultiert aus der nun frei schwingenden Masse des LEGs, die die Werte negativ beeinflusst. Die dynamischen Steifigkeiten der Zugstrebenlageranbindungspunkte sind bei beiden Fahrzeugen als unkritisch zu sehen.

Des Weiteren wurden die Steifigkeiten der LEG-Anbindungsstellen am VAT und die der LEG über das E-Modul erhöht. Dabei stellte sich für das FZ-LEG-4 heraus, dass die dynamischen Steifigkeiten an den Anbindungsstellen bereits höher als nötig sind. Für die Funktion der eingebauten Lager wären niedrigere dynamische Steifigkeiten ausreichend, weshalb eine Versteifung der Anbindungsstellen am VAT uneffektiv ist. Bei der LEG-Versteifung über die E-Modulerhöhung stellte sich bei diesem Fahrzeug heraus, dass die Versteifung sogar einen negativen Einfluss auf die Beschleunigungsübertragung vom VAT zum LEG hat. Folglich ist bei diesem Fahrzeug auch die LEG-Versteifung nicht sinnvoll. Bei dem FZ-LEG-4 ist die beste Stellgröße die Variation der elastischen Lagersteifigkeiten selbst.

Beim FZ-LEG-2 hingegen zeigte die Versteifung der LEG-Anbindungsstellen am VAT über eine E-Modulerhöhung eine Verbesserung, die jedoch nicht sehr groß ist und folglich nur für eine Feinabstimmung des VATs geeignet sein könnte. Die Versteifung der LEG durch E-Modulerhöhung in Kombination mit elastischen Lagern zeigte bei diesem Fahrzeug jedoch eine große Verbesserung. Durch diese Versteifung wird an den Anbindungsstellen der kritische Beschleunigungspeak in Z-Richtung bei 200 Hz in höhere Frequenzen geschoben und gleichzeitig stark verringert. Mit dieser LEG-Versteifung hätte das FZ-LEG-2 vermutlich ein besseres Verbesserungspotential durch die elastischen Lager als das FZ-LEG-4. Also ist bei diesem Fahrzeug die LEG-Versteifung eine geeignete Stellgröße zu Verbesserung der Wirkung der elastischen Lager. Außerdem zeigt, wie beim FZ-LEG-4, auch die Variation der Lagersteifigkeiten selbst einen großen Einfluss auf das Isolationsvermögen der elastischen Lager.

Schließlich wurde für beide Fahrzeuge eine Optimierung in Nastran bei Variation der Lagersteifigkeiten durchgeführt. Da bei dieser Optimierung sehr viele lokale Optima auftreten, war die Optimierung für das FZ-LEG-2 uneffektiv. Für das FZ-LEG-4 lieferte die



Optimierung auch kein optimales Ergebnis, aber verschiedene Erkenntnisse. Um ein gutes Ergebnis bei der Optimierung des FZ-LEG-4 zu erhalten, müssen sehr viele Optimierungen mit sehr vielen unterschiedlichen Startwerten berechnet werden. Durch die lange Rechenzeit eines Iterationsschrittes ist dies jedoch schwierig umzusetzen. Außerdem ist die Zielfunktion ungenau, da zwölf Beschleunigungswerte (drei Beschleunigungen an vier Anbindungspunkten 3012-3015) zu einem Zielwert zusammengefasst werden müssen. Wenn die Berechnungszeit noch weiter reduziert werden könnte, folglich viele Optimierungen gerechnet werden können und eine andere Möglichkeit der Zielfunktionsdefinition verwendet werden kann, dann wäre die Optimierung der Lager mit Hilfe eines Optimierungsverfahrens wesentlich effektiver.

Weiterhin wurden in dieser Arbeit die bestmöglichen Lager ermittelt, die für weitere Berechnungen und für Erprobungen verwendet werden sollten. Die Ergebnisse sind für beide Fahrzeuge in Tabelle 37 noch einmal übersichtlich dargestellt.

Tabelle 37: Ergebnisse

Lagersteifigkeiten				
	FZ-LEG-4 [N/mm]		FZ-LEG-2 [N/mm]	
	vorne (3012-3014)	hinten (3012-3014)	oben und unten (3012-3014)	
X	7000	4000	2500	
Y	10000	6000	4000	
Z	1000	2000	2500	
Mittelwerte der dynamischen Steifigkeiten (Isolationsverhältnisse)				
	FZ-LEG-4 [N/mm]		FZ-LEG-2 [N/mm]	
	vorne (3012-3014)	hinten (3012-3014)	oben (3012-3013)	unten (3014-3015)
X	34100 (ca. 4,9)	25800 (ca. 6,5)	ca. 7300 (ca. 2,9)	ca. 20300 (ca. 8,1)
Y	27900 (ca. 2,8)	61500 (ca. 10,3)	ca. 7000 (ca. 1,8)	ca. 33300 (ca. 8,3)
Z	8000 (ca. 8,0)	8000 (ca. 4,0)	ca. 3200 (ca. 1,3)	ca. 6900 (ca. 2,8)

Die Werte, die für die dynamischen Steifigkeiten ermittelt wurden, sind Mittelwerte die über den untersuchten Frequenzbereich berechnet wurden. Sie dürfen nicht als Zielwerte gesehen werden, da beispielsweise der VAT des FZ-LEG-4 bereits höhere dynamische Steifigkeiten aufweist, als für die elastischen Lager wirklich benötigt werden.

Die Ermittlungen der Lagersteifigkeiten und der Isolationsverhältnisse sollten nun zusätzlich an anderen Fahrzeugen mit vier und zwei LEG-Lagerungen mit Hilfe der Optimierung berechnet werden. Dabei kann herausgefunden werden, ob die Isolationsverhältnisse variieren oder für die Fahrzeuge mit gleichem LEG-Lagerkonzept allgemeingültig sind. Weiterhin müssen die Ergebnisse in der Praxis mit Hilfe von Versuchen validiert werden.



14 Abkürzungsverzeichnis

APA	-	Achsparell
EPS	-	Electric Power Steering
FE	-	Finite Elemente
FEM	-	Finite Elemente Methode
FZ-LEG-2	-	Fahrzeug mit zwei LEG-Anbindungsstellen am VAT
FZ-LEG-4	-	Fahrzeug mit vier LEG-Anbindungsstellen am VAT
LEG	-	Lenkgetriebe
LS	-	Lenksäule
RBE	-	Rigid Body Element
VAT	-	Vorderachsträger



15 Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Verwendete Software.....	38
Tabelle 2: Verwendete Einheiten	38
Tabelle 3: Anzahl der Knoten, Elemente und der Berechnungsgröße der Fahrzeugmodelle FZ- LEG-4 und FZ-LEG-2.....	38
Tabelle 4: Verwendete Materialien.....	38
Tabelle 5: 1-D Elemente und Hilfselemente	39
Tabelle 6: Schalen- und Volumenelemente.....	40
Tabelle 7: Format der PBUSH-Property Card [17].....	40
Tabelle 8: Verwendete Parameter in Nastran [17].....	41
Tabelle 9: Vergleich modale mit direkter Frequenzantwortanalyse [15].....	42
Tabelle 10: Lastfälle bei den Berechnungen.....	43
Tabelle 11: Steifigkeiten des elastischen Lagers $x_{1,5}/y_5/z_{2,5}$	46
Tabelle 12: LEG-Varianten	46
Tabelle 13: Eigenfrequenzen der LEG-Varianten.....	47
Tabelle 14: Eigenfrequenzen des LEGs, VATs und des VAT-LEGs.....	48
Tabelle 15: Lagervariationen des VAT-LEGs mit elastischen Lagern	51
Tabelle 16: Lagervariationen FZ-LEG-4.....	53
Tabelle 17: Verbesserungspotenzial FZ-LEG-4.....	59
Tabelle 18: Modalanalyse VAT-LEG-REF, VAT-LEG-10000 und VAT-LEG-250 des FZ-LEG-4	60
Tabelle 19: Zielwerterreichung der dynamischen Steifigkeiten des FZ-LEG-4	72
Tabelle 20: Zusammenfassung der dynamischen Steifigkeiten an den VAT- Anbindungspunkten.....	74
Tabelle 21: Bezeichnungen bei der Auswertung der LEG-Versteifung	81
Tabelle 22: Optimierung	85
Tabelle 23: LEG-Varianten	88
Tabelle 24: Eigenfrequenzen der LEG-Varianten.....	89
Tabelle 25: Eigenfrequenzen des LEGs, VATs und VATs mit LEG	89
Tabelle 26: Lagervariationen des VAT-LEGs mit elastischen Lagern	93
Tabelle 27: Lagervariationen FZ-LEG-2.....	97
Tabelle 28: Verbesserungspotenzial FZ-LEG-2.....	101
Tabelle 29: Modalanalyse VAT-LEG-REF, VAT-LEG-10000 und VAT-LEG-250 des FZ-LEG-2101	
Tabelle 30: Zusammenfassung der dynamischen Steifigkeiten an den VAT-	



Anbindungspunkten.....	110
Tabelle 31: Lagervorschläge für das FZ-LEG-4	121
Tabelle 32: Lagervorschläge für das FZ-LEG-2	122
Tabelle 33: Mittelwerte der dynamischen Steifigkeiten des FZ-LEG-4	123
Tabelle 34: Isolationsverhältnisse des FZ-LEG-4.....	123
Tabelle 35: Mittelwerte der dynamischen Steifigkeiten des FZ-LEG-2	123
Tabelle 36: Isolationsverhältnisse des FZ-LEG-2.....	124
Tabelle 37: Ergebnisse	127



16 Abbildungsverzeichnis

Abb. 1: Positionen der elastischen Lager zwischen dem VAT und LEG an zwei unterschiedlichen Fahrzeugen	1
Abb. 2: Übertragungspfad des Rollgeräusches über das LEG und den VAT an die Karosserie	2
Abb. 3: Übertragungspfad des durch den EPS-Motor über das LEG und den VAT an die Karosserie übertragenen Störgeräusch	2
Abb. 4: Luftschallanregung [4]	4
Abb. 5: Körperschallanregung [4]	4
Abb. 6: Fahrgeräusch [3]	5
Abb. 7: Außen-/Innengeräuschverteilung beim Fahrzeug [3]	6
Abb. 8: Geräuschquellen E-Motor [3]	7
Abb. 9: Relevante Übertragungspfade ins Fahrzeug	7
Abb. 10: Matrizenbesetzung vor und nach der gemischten Kondensation [7]	16
Abb. 11: Einfluss der Steifigkeit auf das Übertragungsverhalten	19
Abb. 12: Einfluss der Masse auf das Übertragungsverhalten	19
Abb. 13: Einfluss der Dämpfung auf das Übertragungsverhalten	20
Abb. 14: Elastische Isolation bei starrem Fundament [9]	21
Abb. 15: Abhängigkeit der Isolation vom Verlustfaktor [8]	23
Abb. 16: Elastische Isolation bei elastischem Fundament [9]	24
Abb. 17: Schwingerkette mit zwei Freiheitsgraden. Schwingungstilger [10]	29
Abb. 18: LEG: EPS (APA) [11]	32
Abb. 19: LEG des FZ-LEG-4 (links); LEG des FZ-LEG-2 (rechts)	33
Abb. 20: Beschreibung des VATs vom FZ-LEG-4	33
Abb. 21: Beschreibung des VATs vom FZ-LEG-2	34
Abb. 22: Lenksystem mit VAT (FZ-LEG-4)	35
Abb. 23: Lenksystem mit VAT (FZ-LEG-2)	35
Abb. 24: Karosserie FZ-LEG-4	36
Abb. 25: Karosserie FZ-LEG-2	36
Abb. 26: Hauptachsensystem im Fahrzeug	37
Abb. 27: CROD-Elemente	39
Abb. 28: CBAR-Elemente	39
Abb. 29: CBUSH-Element	39
Abb. 30: Starrkörper RBE2	39



Abb. 31: CONM2-Punktmasse.....	39
Abb. 32: CELAS2-Element	39
Abb. 33: Schalenelemente	40
Abb. 34: Volumenelemente	40
Abb. 35: Eignung des Superelementes	45
Abb. 36: LEG mit RBE-Versteifung	46
Abb. 37: Mode 7 des LEGs mit Gehäusebiegung (links) und Rotation (roter Pfeil; rechts) .	47
Abb. 38: Mode 8 des LEGs mit rot eingezeichneter EPS-Motorschwerpunktbe- wegung	47
Abb. 39: VAT-LEG: Mode 12 (links) , LEG: Mode 8 (rechts).....	49
Abb. 40: VAT-LEG: Mode 12 (links), VAT: Mode 10 (rechts).....	49
Abb. 41: Knoten am VAT (FZ-LEG-4)	50
Abb. 42: Dynamische Steifigkeit vorne links (3012) der Berechnungsmodelle VAT, VAT-LEG und VAT-LEG-x1,5/y5/z2,5	50
Abb. 43: Dynamische Steifigkeit vorne links (3012) der Berechnungsmodelle VAT, VAT-LEG und VAT-LEG mit verschiedenen Lagervarianten	52
Abb. 44: Betriebsschwingformen (3012) der Modelle VAT, VAT-LEG und VAT-LEG- x1,5/y5/z2,5	52
Abb. 45: Betriebsschwingformen: VAT bei 168 Hz (grau-links) und der der VAT-LEG- x1,5/y5/z2,5 bei 195 Hz (hellblau-rechts)	53
Abb. 46: Anregung EPS-Motor am Punkt 3150	53
Abb. 47: Verbesserungspotential FZ-LEG-4: Beschleunigung vorne links	55
Abb. 48: Verbesserungspotential FZ-LEG-4: Beschleunigung vorne rechts	56
Abb. 49: Verbesserungspotential FZ-LEG-4: Beschleunigung hinten links.....	57
Abb. 50: Verbesserungspotential FZ-LEG-4: Beschleunigung hinten rechts	58
Abb. 51: Beschleunigungssprung bei elastischem Lager.....	59
Abb. 52: Modenverteilung	61
Abb. 53: Mode 12 des VAT-LEG-250	61
Abb. 54: VAT-LEG-1000: Mode 8 (links-gelb) und VAT-LEG-250: Mode 13 (rechts-hellblau)	62
Abb. 55: Verbesserungspotential FZ-LEG-4: Auffällige Bereiche für die Betrachtung der Betriebsschwingformen.....	63
Abb. 56: Betriebsschwingform: Referenz (grün), Modell 250 (hellblau); Stellen der Betriebsschwingformbetrachtung (rechts).....	63
Abb. 57: Stellen der Betriebsschwingformbetrachtung (3013)	64



Abb. 58: Betriebsschwingform bei 174 Hz des Modells 250 (links); Eigenschwingform 8 des LEGs (rechts) 64

Abb. 59: Betriebsschwingform der Referenz bei 266 Hz (links); LEG: Mode 10, VAT: Mode 10 (rechts) 65

Abb. 60: Betriebsschwingform von Modell 10000 bei 222 Hz (links); VAT: Mode 9 (rechts) 65

Abb. 61: Stellen der Betriebsschwingformbetrachtung an 3012 66

Abb. 62: Betriebsschwingform: Modell 250 bei 528 Hz (hellblau), Modell 10000 bei 544 Hz (gelb), unverformter Ausgangszustand (dunkelblau); Modell 10000 vergrößert (rechts) 66

Abb. 63: Stellen der Betriebsschwingformbetrachtung an 3014 67

Abb. 64: Betriebsschwingform von Modell 250 bei 313 Hz (links); LEG: Mode 11 (rechts).. 67

Abb. 65: Betriebsschwingform der Referenz bei 316 Hz (links) und Mode 17 des VAT-LEG-REF (rechts) 68

Abb. 66: Betriebsschwingform der Referenz bei 316 Hz (links) und Mode 18 des VAT-LEG-REF (rechts) 68

Abb. 67: Betriebsschwingform der Referenz bei 316 Hz (links) und Mode 19 des VAT-LEG-REF (rechts) 68

Abb. 68: Dynamische Steifigkeit 3172 des FZ-LEG-4..... 70

Abb. 69: Dynamische Steifigkeit 3024 des FZ-LEG-4..... 71

Abb. 70: Dynamische Steifigkeit 3026 des FZ-LEG-4..... 71

Abb. 71: Dynamische Steifigkeit 3012 des FZ-LEG-4..... 73

Abb. 72: Dynamische Steifigkeit 3014 des FZ-LEG-4..... 74

Abb. 73: Betriebsschwingformanalyse an 3172 (links), Betriebsschwingformanalyse an 3026 (rechts) 75

Abb. 74: Betriebsschwingformen bei 363 Hz..... 75

Abb. 75: VAT-LEG-10000: Mode 20 (links) und Mode 21 (rechts) 76

Abb. 76: VAT-LEG-10000: Mode 22 (links) und Mode 23 (rechts) 76

Abb. 77: Betriebsschwingform: Modell 250 bei 237 Hz (hellblau), Modell 10000 bei 215 Hz (gelb)..... 76

Abb. 78: Betriebsschwingformanalyse an 3014 in Y-Richtung 77

Abb. 79: Betriebsschwingform vom Modell 250 bei 237 Hz..... 77

Abb. 80: Betriebsschwingform vom Modell 10000 bei 237 Hz 77

Abb. 81: Versteifungsbereich am VAT 78



Abb. 82: Dynamische Steifigkeit vorne links bei VAT-Versteifung	79
Abb. 83: Beschleunigung vorne links bei VAT-Versteifung	79
Abb. 84: Beschleunigung und dynamische Steifigkeit bei E-Modulabsenkung an LEG- Anbindungsstellen am VAT	81
Abb. 85: Dynamische Steifigkeit vorne links bei LEG-Versteifung	82
Abb. 86: Beschleunigung vorne links bei LEG-Versteifung	82
Abb. 87: Betriebsschwingformanalyse an 3012 bei LEG Versteifung	83
Abb. 88: Betriebsschwingformen: x1,5/y5/z2,5 bei 194 Hz (grau), E100-x1,5/y5/z2,5 bei 202 Hz (violett)	83
Abb. 89: Betriebsschwingformen: x1,5/y5/z2,5 bei 2404 Hz (grau), E210-x1,5/y5/z2,5 bei 289 Hz (gelb).....	84
Abb. 90: Wirkung der elastischen Lager auf 3012/3013	87
Abb. 91: LEG mit RBE-Versteifung	88
Abb. 92: Eigenmode 1 des LEGs.....	89
Abb. 93: VAT-LEG: Mode 21 (links); LEG: Mode 11 (rechts).....	90
Abb. 94: VAT-LEG: Mode 21 (links); VAT: Mode 13 (rechts).....	90
Abb. 95: Knoten am VAT (FZ-LEG-2)	91
Abb. 96: linke obere und untere Anbindungsflasche für das LEG	91
Abb. 97: Dynamische Steifigkeit links oben (3012) der Berechnungsmodelle VAT, VAT-LEG und VAT-LEG-x1,5/y5/z2,5.....	92
Abb. 98: Dynamische Steifigkeit links unten (3012) der Berechnungsmodelle VAT, VAT-LEG und VAT-LEG-x1,5/y5/z2,5.....	92
Abb. 99: Dynamische Steifigkeit links oben (3012) der Berechnungsmodelle VAT, VAT-LEG und VAT-LEG mit verschiedenen Lagervarianten	93
Abb. 100: Betrachtung der Betriebsschwingformen (3012) der Modelle VAT, VAT-LEG und VAT-LEG-x1,5/y5/z2,5; VAT mit LEG-Anbindungsflaschen (rechts).....	94
Abb. 101: links: Betriebsschwingform vom VAT bei 122 Hz; rechts: blau-unverformt (3012/1), grau-VAT (122 Hz, 3012/2), grün VAT-LEG (58 Hz, 3012/0).....	95
Abb. 102: Betriebsschwingformen; VAT-LEG bei 115 Hz (links - grün) und VAT-LEG- x1,5/y5/z2,5 bei 76 Hz (rechts - blau).....	95
Abb. 103: Betriebsschwingformen: links: VAT bei 430 Hz (grau); rechts: VAT-LEG bei 436 Hz (grün) und VAT-LEG-x1,5/y5/z2,5 bei 430 Hz (blau).....	96
Abb. 104: Anregung EPS-Motor am Punkt 3150	96



Abb. 105: Verbesserungspotential FZ-LEG-2: Beschleunigung links oben..... 97

Abb. 106: Verbesserungspotential FZ-LEG-2: Beschleunigung rechts oben 98

Abb. 107: Verbesserungspotential FZ-LEG-2: Beschleunigung links unten 99

Abb. 108: Verbesserungspotential FZ-LEG-2: Beschleunigung rechts unten100

Abb. 109: Modenverteilung102

Abb. 110: VAT-LEG-10000: Mode 18 (links-gelb); VAT-LEG-250: Mode 22 (rechts-hellblau)
.....103

Abb. 111: Verbesserungspotential FZ-LEG-2: Auffällige Bereiche für die Betrachtung der
Betriebsschwingformen.....103

Abb. 113: Eigenschwingform des VAT-LEG-LS-REF bei 236 Hz (links), Eigenschwingform des
VAT-LEG-LS-250 bei 188 Hz (rechts).....104

Abb. 112: Betriebsschwingform Bereich 1.....104

Abb. 114: Bereich 2, links – Referenz bei 391 Hz, Mitte - Modell 10000 bei 353 Hz, rechts -
Modell 250 bei 375 Hz105

Abb. 115: Dynamische Steifigkeit 3172 des FZ-LEG-2.....106

Abb. 116: Dynamische Steifigkeit 3024 des FZ-LEG-2.....107

Abb. 117: Dynamische Steifigkeit 3026 des FZ-LEG-2.....108

Abb. 118: Dynamische Steifigkeit 3012 des FZ-LEG-2.....109

Abb. 119: Dynamische Steifigkeit 3014 des FZ-LEG-2.....110

Abb. 120: Betriebsschwingformanalyse an 3172 (oben links), an 3024 (oben rechts) und an
3026 (unten links).....111

Abb. 121: Betriebsschwingform (3172) des Modells 250 bei 203 Hz (hellblau) und des
Modells 10000 bei 195 Hz (gelb).....112

Abb. 122: Betriebsschwingformen (3172) bei 494 Hz (Modell 250-hellblau, Modell 10000-
gelb), Mode 28 des VAT-LEG-10000 (orange)112

Abb. 123: Betriebsschwingformen der Referenz (154 Hz-links), des Modells 10000 (169 Hz-
Mitte); Mode 11 des VAT-LEGs (rechts).....113

Abb. 124: Betriebsschwingform: Modell 250 bei 161 Hz (links); Mode 14 des VAT-LEG-250
(rechts)113

Abb. 125: Betriebsschwingform: Modell 250 bei 161 Hz (links); Mode 15 des VAT-LEG-250
(rechts)113

Abb. 126: Betriebsschwingform: Modell 250 bei 311 Hz (hellblau); Modell 10000 bei 286 Hz
(gelb).....114



Abb. 127: Versteifungsbereich am VAT	115
Abb. 128: Dynamische Steifigkeit links oben bei VAT-Versteifung	116
Abb. 129: Beschleunigung links oben bei VAT-Versteifung	116
Abb. 130: Dynamische Steifigkeit links oben bei LEG-Versteifung	117
Abb. 131: Beschleunigung links oben bei LEG-Versteifung	118
Abb. 132: Betriebsschwingformanalyse an 3012 bei LEG-Versteifung	118
Abb. 133: Betriebsschwingform: $x_{1,5}/y_5/z_{2,5}$ bei 190 Hz (grau-links); E210- $x_{1,5}/y_5/z_{2,5}$ bei 236 Hz	119
Abb. 134: Beschleunigung an 3014 der Ergebnisse des FZ-LEG-4	121



17 Quellen

- [1] BMW AG (Hrsg.) (2010). Unternehmen. Online im Internet: URL: http://www.bmwgroup.com/d/nav/index.html?../0_0_www_bmwgroup_com/home/home.html&source=overview (Stand: 22.10.2010)
- [2] Henn, H., Sinambari, Gh., Fallen, M. (2008). Ingenieurakustik. 4. Auflage, Wiesbaden: Vieweg + Teubner
- [3] Zeller, P. (Hrsg.) (2009). Handbuch Fahrzeugakustik. Wiesbaden: Vieweg + Teubner Verlag
- [4] Geberit Vertriebs GmbH & Co KG (Hrsg.) (2005). Geberit Leitfaden Schallschutz in der Sanitärtechnik. Online im Internet: URL: http://www4.geberit.com/at/de/engineering/_pdf/Schallschutzleitfaden.pdf (Stand: 28.10.2010)
- [5] Prof. Grätsch, T. (2010). Finite Elemente in der Dynamik. Skript zur Vorlesung, HAW Hamburg
- [6] Link, M. (1989). Finite Elemente in der Statik und Dynamik. 2. Auflage, Stuttgart: B. G. Teubner
- [7] Gasch, R., Knothe, K. (1989). Strukturdynamik. Band 2, Berlin: Springer-Verlag
- [8] Prof. Ihlenburg, F. (2009/2010). Computational Acoustics. Skript zur Vorlesung, HAW Hamburg
- [9] Möser, M. (2009). Technische Akustik. Berlin: Springer-Verlag
- [10] Hollburg, U. (2002). Maschinendynamik. Oldenburg: Oldenburg Wissenschaftsverlag
- [11] ZF Lenksysteme GmbH (Hrsg.) (2009). ZF-Servolectric. Online im Internet: URL: http://www.zf-lenksysteme.com/upload/edit_2/2322_34412/Servolectric_D_09.pdf (Stand: 22.10.2010)
- [12] Reißig, N. (2010). Lx – akustische Stellschrauben. Präsentation vom 11.05.2010 bei der BMW AG
- [13] Heil, M. (2010). VorstellungDA_Michael_Heil. Präsentation vom 15.10.2011 bei der BMW AG
- [14] Schmitzer, M. (2010). 2010-10-15_Auflösung Zielkonflikt Akustik Fahrdynamik. Präsentation vom 15.10.2010 bei der BMW AG



-
- [15] MSC.Software Corporation. (2010). Nastran Handbuch. Dynamic Analysis User`s Guide. Santa Ana
 - [16] MSC.Software Corporation. (2010). Nastran Handbuch. Design Sensitivity and Optimization User`s Guide. Santa Ana (USA)
 - [17] MSC.Software Corporation. (2010). Nastran Handbuch. Quick Reference Guide. Santa Ana (USA)
 - [18] MSC.Software Corporation. (2010). Nastran Handbuch. Superelement User`s Guide. Santa Ana (USA)
 - [19] CDH AG (Hrsg.). AMLS. Online im Internet: URL: <http://www.cdh-ag.com/de/cdh-software.html> (Stand: 22.02.2011)

Anhang

1	CBUSH.....	1
2	Relevante Knoten am FZ-LEG-4	2
3	Relevante Knoten am FZ-LEG-2	3
4	Eingabedatei Modalanalyse.....	4
5	Eingabedatei Frequenzantwortberechnung.....	5
6	Eingabedatei Betriebsschwingformen.....	7
7	Eingabedatei Superelementberechnung	8
8	Eingabedatei Optimierung	9
9	Ergebnisse FZ-LEG-4 mit Lagervorschlägen – Beschleunigung am VAT	14
10	Ergebnisse FZ-LEG-4 mit Lagervorschlägen – Dynamische Steifigkeiten.....	15
11	Ergebnisse FZ-LEG-2 mit Lagervorschlag – Beschleunigung am VAT.....	17
12	Ergebnisse FZ-LEG-2 mit Lagervorschlag – Dynamische Steifigkeiten	18

1 CBUSH

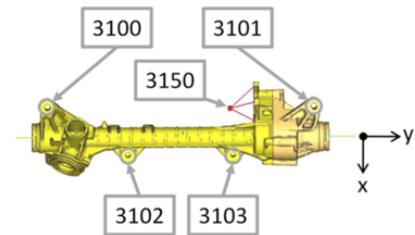
```
$-----
$.. Verbindung zwischen Vorderachstraeger und Lenkgetriebe
$-----
$..
$.. Lenkgetriebe vorne(links) und Vorderachstraeger vorne(links)
CBUSH 500001 500000 3100 3012 0
      .5000000
$
$.. Lenkgetriebe vorne(rechts) und Vorderachstraeger vorne(rechts)
CBUSH 500011 500000 3101 3013 0
      .5000000
$
$.. Lenkgetriebe hinten(links) und Vorderachstraeger hinten(links)
CBUSH 500021 500000 3102 3014 0
      .5000000
$
$.. Lenkgetriebe hinten(rechts) und Vorderachstraeger hinten(rechts)
CBUSH 500031 500000 3103 3015 0
      .5000000
$
$-----
$.. PBUSH_VAT_LEG
PBUSH 500000K 2500. 2500. 2500. 500000. 500000. 500000.
      B 0. 0. 0. 0. 0. 0.
      GE 0.105
      RCV 1.0000001.0000001.0000001.0000000
```

2 Relevante Knoten am FZ-LEG-4

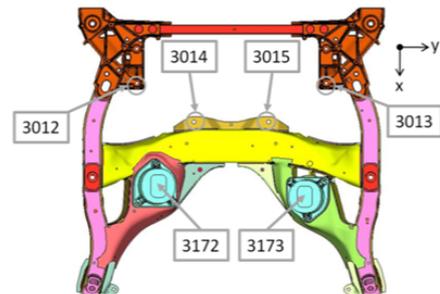
3150	EPS-Motor
3100	LEG vorne links
3101	LEG vorne rechts
3102	LEG hinten links
3103	LEG hinten rechts

3012	VAT vorne links
3013	VAT vorne rechts
3014	VAT hinten links
3015	VAT hinten rechts
3172	Motorlager links
3173	Motorlager rechts

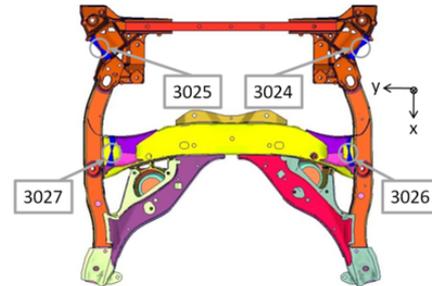
3024	Zugstrebe links
3025	Zugstrebe rechts
3026	Querlenker links
3027	Querlenker rechts



Knoten LEG (FZ-LEG-4)



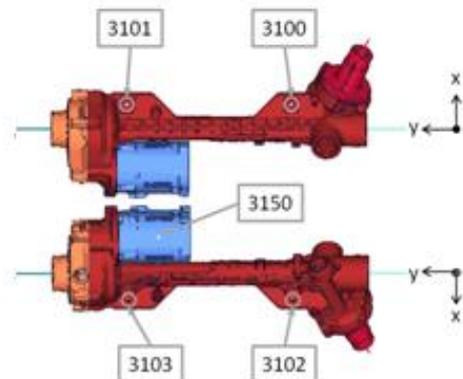
Knoten VAT (FZ-LEG-4) oben



Knoten VAT (FZ-LEG-4) unten

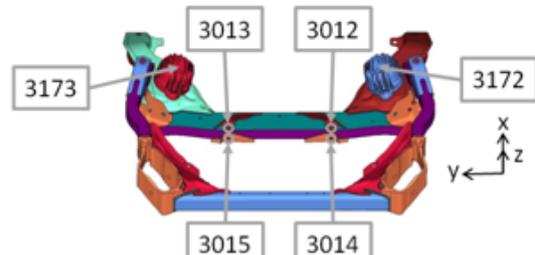
3 Relevante Knoten am FZ-LEG-2

3150	EPS-Motor
3100	LEG links oben
3101	LEG rechts oben
3102	LEG links unten
3103	LEG rechts unten



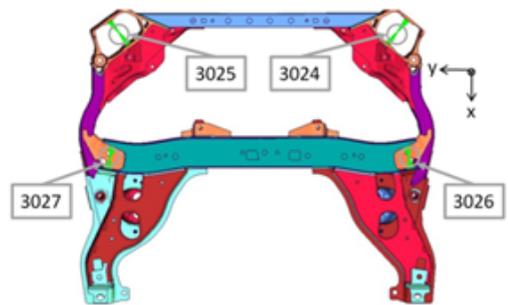
Knoten LEG (FZ-LEG-2)

3012	VAT links oben
3013	VAT rechts oben
3014	VAT links unten
3015	VAT rechts unten
3172	Motorlager links
3173	Motorlager rechts



Knoten VAT (FZ-LEG-2)

3024	Zugstrebe links
3025	Zugstrebe rechts
3026	Querlenker links
3027	Querlenker rechts



Knoten VAT (FZ-LEG-2) unten

4 Eingabedatei Modalanalyse

```
$_GREAT_FILES_
NASTRAN SYSTEM(151)=1
$-----
$-----
$   NASTRAN EXECUTIVE CONTROL SECTION
$-----
SOL 103
TIME 999999
DIAG 8,13,5
GEOMCHECK NONE
$
CEND
$
$-----
$   NASTRAN CASE CONTROL SECTION
$-----
$
ECHO = NONE
$
SUBCASE 10031
  METHOD = 100
  DISPLACEMENT(PLOT) = ALL
$
$-----
$   NASTRAN BULK DATA SECTION
$-----
$
BEGIN BULK
$
$
EIGRL      100      0.      900.
$
PARAM      AUTOSPC      YES
PARAM      MAXRATIO      1.+9
PARAM      SNORM      45.
PARAM      PRGPST      no
PARAM      GRDPNT      0
PARAM      NEWSEQ      -1
PARAM      TINY      0.0
PARAM      POST      -1
PARAM      AMLS      YES
$
$INCLUDE  '*.*'
$
ENDDATA
```

5 Eingabedatei Frequenzantwortberechnung

```
$_GREAT_FILES_
NASTRAN SYSTEM(151)=1
$-----
$-----
$   NASTRAN EXECUTIVE CONTROL SECTION
$-----
$ Frequenzantwortanalyse
SOL 111
TIME 999999
DIAG 8,13,5
GEOMCHECK NONE
$
CEND
$
$-----
$   NASTRAN CASE CONTROL SECTION
$-----
$
ECHO = NONE
$
$ Set für die Beschleunigungsbetrachtungen
SET 200 = 3100,3101,3102,3103,3150,3012,3013,3014,3015
$
$ Sets für die Betrachtung der dynamischen Steifigkeiten
SET 300 = 3024,3025,3026,3027,3172,3173
SET 400 = 3012,3013,3014,3015
$
NSM=1
MPC=1
$
$ Anziehen des Superelementes
K2GG = KAAX
M2GG = MAAX
B2GG = BAAX
K42GG = K4AAX
$
$ Lastfälle
SUBCASE 10021
  METHOD = 100
  FREQUENCY = 20
  DLOAD = 21
  SDAMPING = 40
  ACCELERATION(SORT2,PUNCH,PHASE) = 200
$
.
.
.
$-----
$   NASTRAN BULK DATA SECTION
$-----
$
BEGIN BULK
$
$ Modalanalyse
EIGRL          100          0.    900.0
$
```

```

PARAM    AUTOSPC    YES
PARAM    MAXRATIO   1.+9
PARAM    SNORM      45.
PARAM    PRGPST     no
PARAM    GRDPNT     0
PARAM    NEWSEQ     -1
PARAM    TINY       0.0
PARAM    AMLS       YES
$
$ Lastdefinition
DLOAD    21         1.0      1.0  100000
RLOAD2   100000    100001
DAREA    100001    3150      1      1.0
$
.
.
$ Frequenzbereich- und Dämpfungsdefinition
FREQ1    20         0.0      1.0      601
TABLED1  110000
          0.0        1.0      600.0     1.0     ENDT
$
TABDMP1  40
          0.0        0.06     600.0     0.06     ENDT
$
INCLUDE  '*.*.
$
ENDDATA

```

6 Eingabedatei Betriebsschwingformen

```
$_GREAT_FILES_
NASTRAN SYSTEM(151)=1
$-----
$-----
$   NASTRAN EXECUTIVE CONTROL SECTION
$-----
SOL 111
TIME 999999
DIAG 8,13,5
GEOMCHECK NONE
$
CEND
$-----
$   NASTRAN CASE CONTROL SECTION
$-----
ECHO = NONE
$
NSM=1
MPC=1
$
SUBCASE 10031
  METHOD = 100
  FREQUENCY = 20
  DLOAD = 31
  SDAMPING = 40
  DISPLACEMENT(SORT2,PUNCH,PHASE) = ALL
$-----
$   NASTRAN BULK DATA SECTION
$-----
BEGIN BULK
$
EIGRL      100      0.    400.0
$
PARAM      AUTOSPC      YES
PARAM      MAXRATIO     1.+9
PARAM      SNORM        45.
PARAM      PRGPST       no
PARAM      GRDPNT       0
PARAM      NEWSEQ       -1
PARAM      TINY         0.0
PARAM      POST         -1
PARAM      AMLS         YES
$
DLOAD      31      1.0    1.0  100000
RLOAD2     100000  100001      110000
DAREA      100001  3150      1      1.0
$
FREQ       20      251.    166.    173.    182.    265.
TABLED1    110000
           0.0      1.0    600.0    1.0    ENDT
TABDMP1    40
           0.0      0.06   600.0    0.06   ENDT
$
INCLUDE '*. *'
$
ENDDATA
```

7 Eingabedatei Superelementberechnung

```
$_GREAT_FILES_
NASTRAN SYSTEM(151)=1
$-----
$-----
$   NASTRAN EXECUTIVE CONTROL SECTION
$-----
SOL 103
TIME 999999
DIAG 8,13,5
$
CEND
$-----
$   NASTRAN CASE CONTROL SECTION
$-----
ECHO = NONE
$
EXTSEOUT(STIFFNESS,
          MASS,
          DAMPING,
          K4DAMP,
          EXTBULK,
          EXTID=10,
          DMIGPCH)
$
NSM = 1
$
SUBCASE 1
  METHOD = 100
$
$-----
$   NASTRAN BULK DATA SECTION
$-----
BEGIN BULK
$
EIGRL      100      0.    900.0
$
PARAM     AUTOSPC     YES
PARAM     MAXRATIO    1.+9
PARAM     SNORM       45.
PARAM     PRGPST      no
PARAM     GRDPNT      0
PARAM     NEWSEQ      -1
PARAM     TINY        0.0
PARAM     AMLS        YES
PARAM     AMLSCMP     YES
$
ASET1     123456     1000     1001     1002     1003     1004     1005
ASET1     123456     1900     1901     1902     190321454085     5300
ASET1     123456     5000     5001     5002     5003
$
$1234567$1234567$1234567$1234567$1234567
SPOINT   50000001     Thru50010001
QSET1    50000001     Thru50010001
$
INCLUDE  'F10_VBG6_TMB_EF-00-V002_ges_ren_neu.nas'
INCLUDE  'F10_BBG_TMB_NSML1-00-V006.nas'
$
ENDDATA
```

8 Eingabedatei Optimierung

```
$_GREAT_FILES_
NASTRAN SYSTEM(151)=1
$-----
$-----
$   NASTRAN EXECUTIVE CONTROL SECTION
$-----
SOL 200
TIME 999999
DIAG 8,13,5
GEOMCHECK NONE
$
CEND
$-----
$   NASTRAN CASE CONTROL SECTION
$-----
TITLE = LG-Lager-Optimierung
ECHO = NONE
$
NSM=1
MPC=1
$
K2GG = KAAX
M2GG = MAAX
B2GG = BAAX
K42GG = K4AAX
$
$ Set für Steifigkeitsbewertung
SET 100 = 3024,3025,3026,3027,3172,3173
$
$ Set für Beschleunigungsbewertung
SET 200 = 3012,3013,3014,3015
$
DESOBJ(MIN)=50004
$
$ Zielfunktion Berechnung Beschleunigungssprung
$ Anregung EPS-Motor in X-Richtung
SUBCASE 10032
  ANALYSIS=MFREQ
  METHOD = 100
  FREQUENCY = 20
  DLOAD = 32
  SDAMPING = 40
  DESSUB = 32001
  ACCELERATION(SORT2,PUNCH,PHASE) = 200
$
$ Anregung EPS-Motor in Y-Richtung...
$ Anregung EPS-Motor in Z-Richtung...
$
$ Nebenbedingung dynamische Steifigkeit
$ Zugstrebe links in X-Richtung
SUBCASE 10041
  ANALYSIS=MFREQ
  METHOD = 100
  FREQUENCY = 20
  DLOAD = 41
  SDAMPING = 40
  DESSUB = 33000
  DISPLACEMENT(SORT2,PUNCH,PHASE) = 100
$
$ Zugstrebe links in Y-Richtung...
$ Zugstrebe links in X-Richtung...
$ Zugstrebe rechts... ...
$
```

```

$ Querlenker links in X-Richtung
SUBCASE 10061
  ANALYSIS=MFREQ
  METHOD = 100
  FREQUENCY = 20
  DLOAD = 61
  SDAMPING = 40
  DESSUB = 33006
  DISPLACEMENT(SORT2,PUNCH,PHASE) = 100
$
$ Querlenker links in Y-Richtung...
$ Querlenker links in Z-Richtung...
$ Querlenker rechts... ..
$
$ Motorlager links in X-Richtung
SUBCASE 10081
  ANALYSIS=MFREQ
  METHOD = 100
  FREQUENCY = 20
  DLOAD = 81
  SDAMPING = 40
  DESSUB = 33013
  DISPLACEMENT(SORT2,PUNCH,PHASE) = 100
$
$ Motorlager links in Y-Richtung...
$ Motorlager links in Z-Richtung...
$ Motorlager rechts... ..
$
$-----
$      NASTRAN BULK DATA SECTION
$-----
$ --Optimierung--
$-----
BEGIN BULK
$
$ Definition der Steifigkeiten der elastischen Lager als Design Variablen
DESVAR      1001  STIFF1   3000.   200.   1.E10   100.
DESVAR      1002  STIFF1   3000.   200.   1.E10   100.
DESVAR      1003  STIFF1   3000.   200.   1.E10   100.
DESVAR      1004  STIFF1   3000.   200.   1.E10   100.
DESVAR      1005  STIFF1   3000.   200.   1.E10   100.
DESVAR      1006  STIFF1   3000.   200.   1.E10   100.
$
DVPREL1     1020  PBUSH   500000      K1    200.  10000.
             1001      1.
DVPREL1     1030  PBUSH   500000      K2    200.  10000.
             1002      1.
DVPREL1     1040  PBUSH   500000      K3    200.  10000.
             1003      1.
DVPREL1     1050  PBUSH   500000      K4    200.   1.E10
             1001    200.
DVPREL1     1060  PBUSH   500000      K5    200.   1.E10
             1002    200.
DVPREL1     1070  PBUSH   500000      K6    200.   1.E10
             1003    200.
DVPREL1     1080  PBUSH   500001      K1    200.  10000.
             1004      1.
DVPREL1     1090  PBUSH   500001      K2    200.  10000.
             1005      1.
DVPREL1     1100  PBUSH   500001      K3    200.  10000.
             1006      1.

```

DVPREL1	1110	PBUSH	500001	K4	200.	1.E10
	1004	200.				
DVPREL1	1120	PBUSH	500001	K5	200.	1.E10
	1005	200.				
DVPREL1	1130	PBUSH	500001	K6	200.	1.E10
	1006	200.				

\$

\$ Beschleunigungen für die Berechnung des Beschleunigungssprung

DRESP1	50010AcclVTvl	FRACCL	1	MAX	3012
DRESP1	50020AcclVTvl	FRACCL	2	MAX	3012
DRESP1	50030AcclVTvl	FRACCL	3	MAX	3012
DRESP1	50040AcclVTvl	FRACCL	1	MAX	3013
DRESP1	50050AcclVTvl	FRACCL	2	MAX	3013
DRESP1	50060AcclVTvl	FRACCL	3	MAX	3013
DRESP1	50070AcclVTvl	FRACCL	1	MAX	3014
DRESP1	50080AcclVTvl	FRACCL	2	MAX	3014
DRESP1	50090AcclVTvl	FRACCL	3	MAX	3014
DRESP1	50100AcclVTvl	FRACCL	1	MAX	3015
DRESP1	50110AcclVTvl	FRACCL	2	MAX	3015
DRESP1	50120AcclVTvl	FRACCL	3	MAX	3015

\$

\$ Steifigkeit an VAT-Anbindung

DRESP1	40000StifVTvl	FRDISP	1		3024
DRESP1	40001StifVTvl	FRDISP	2		3024
DRESP1	40002StifVTvl	FRDISP	3		3024
DRESP1	40003StifVTvl	FRDISP	1		3025
DRESP1	40004StifVTvl	FRDISP	2		3025
DRESP1	40005StifVTvl	FRDISP	3		3025
DRESP1	40006StifVTvl	FRDISP	1		3026
DRESP1	40007StifVTvl	FRDISP	2		3026
DRESP1	40008StifVTvl	FRDISP	3		3026
DRESP1	40009StifVTvl	FRDISP	1		3027
DRESP1	40010StifVTvl	FRDISP	2		3027
DRESP1	40011StifVTvl	FRDISP	3		3027
DRESP1	40012StifVTvl	FRDISP	1		3172
DRESP1	40013StifVTvl	FRDISP	2		3172
DRESP1	40014StifVTvl	FRDISP	3		3172
DRESP1	40015StifVTvl	FRDISP	1		3173
DRESP1	40016StifVTvl	FRDISP	2		3173
DRESP1	40017StifVTvl	FRDISP	3		3173

\$

\$

\$ Zielfunktion

DRESP2	50004Beschleu	50200					
	DRESP2	50010	50020	50030	50040	50050	50060
		50070	50080	50090	50100	50110	50120

\$

\$ Berechnung der Zielfunktion

DEQATN 50200 $F_1(x_0, y_0, z_0, x_1, y_1, z_1, x_2, y_2, z_2, x_3, y_3, z_3) =$
 $(RSS(x_0, y_0, z_0) + RSS(x_1, y_1, z_1) +$
 $RSS(x_2, y_2, z_2) + RSS(x_3, y_3, z_3)) * 0.25)$

\$

\$ Dynamische Steifigkeitsgrenze (Verschiebung) an VAT-Anbindung

DCONSTR	33000	40000	0.000014	100.	300.
DCONSTR	33001	40001	0.000016	100.	300.
DCONSTR	33002	40002	0.0000125	100.	300.
DCONSTR	33003	40003	0.000014	100.	300.
DCONSTR	33004	40004	0.000016	100.	300.
DCONSTR	33005	40005	0.0000125	100.	300.
DCONSTR	33006	40006	0.0000125	100.	300.
DCONSTR	33007	40007	0.000004	100.	300.
DCONSTR	33008	40008	0.00001	100.	300.
DCONSTR	33009	40009	0.0000125	100.	300.
DCONSTR	33011	40010	0.000004	100.	300.
DCONSTR	33012	40011	0.00001	100.	300.

```

DCONSTR 33013 40012 0.0.000035 100. 600.
DCONSTR 33014 40013 0.0.000063 100. 600.
DCONSTR 33015 40014 0.0.000133 100. 600.
DCONSTR 33016 40015 0.0.000035 100. 600.
DCONSTR 33017 40016 0.0.000063 100. 600.
DCONSTR 33018 40017 0.0.000133 100. 600.
DCONSTR 32010 50010
DCONSTR 32020 50020
DCONSTR 32030 50030
DCONSTR 32040 50040
DCONSTR 32050 50050
DCONSTR 32060 50060
DCONSTR 32070 50070
DCONSTR 32080 50080
DCONSTR 32090 50090
DCONSTR 32100 50100
DCONSTR 32110 50110
DCONSTR 32120 50120

```

```

$
DCONADD 32001 32010 32040 32070 32100
DCONADD 32002 32020 32050 32080 32110
DCONADD 32003 32030 32060 32090 32120

```

```

$
$-----
$ --Eingaben für Frequenzanalyse und Model--
$-----

```

```

$
EIGRL 100 0. 900.0

```

```

$
PARAM AUTOSPC YES
PARAM MAXRATIO 1.+9
PARAM PRGPST no
PARAM GRDPNT 0
PARAM AMLS YES
PARAM RESVEC YES

```

```

$
$ Last EPS-Motorschwerpunkt in X
DLOAD 32 1.0 1.0 100010
RLOAD2 100010 100002 110000
DAREA 100002 3150 1 1.0

```

```

$
$ Last EPS-Motorschwerpunkt in Y...
$ Last EPS-Motorschwerpunkt in Z...
$
$ Last Zugstrebe links in X
DLOAD 41 1.0 1.0 100000
RLOAD2 100000 100001 110000
DAREA 100001 3024 1 1.0

```

```

$
$ Last Zugstrebe links in Y...
$ Last Zugstrebe links in Z...
$ Last Zugstrebe rechts... ...
$
$ Last Querlenker links in X
DLOAD 61 1.0 1.0 100090
RLOAD2 100090 100011 110000
DAREA 100011 3026 1 1.0

```

```

$
$ Last Querlenker links in Y...
$ Last Querlenker links in Z...
$ Last Querlenker rechts... ...
$

```

```

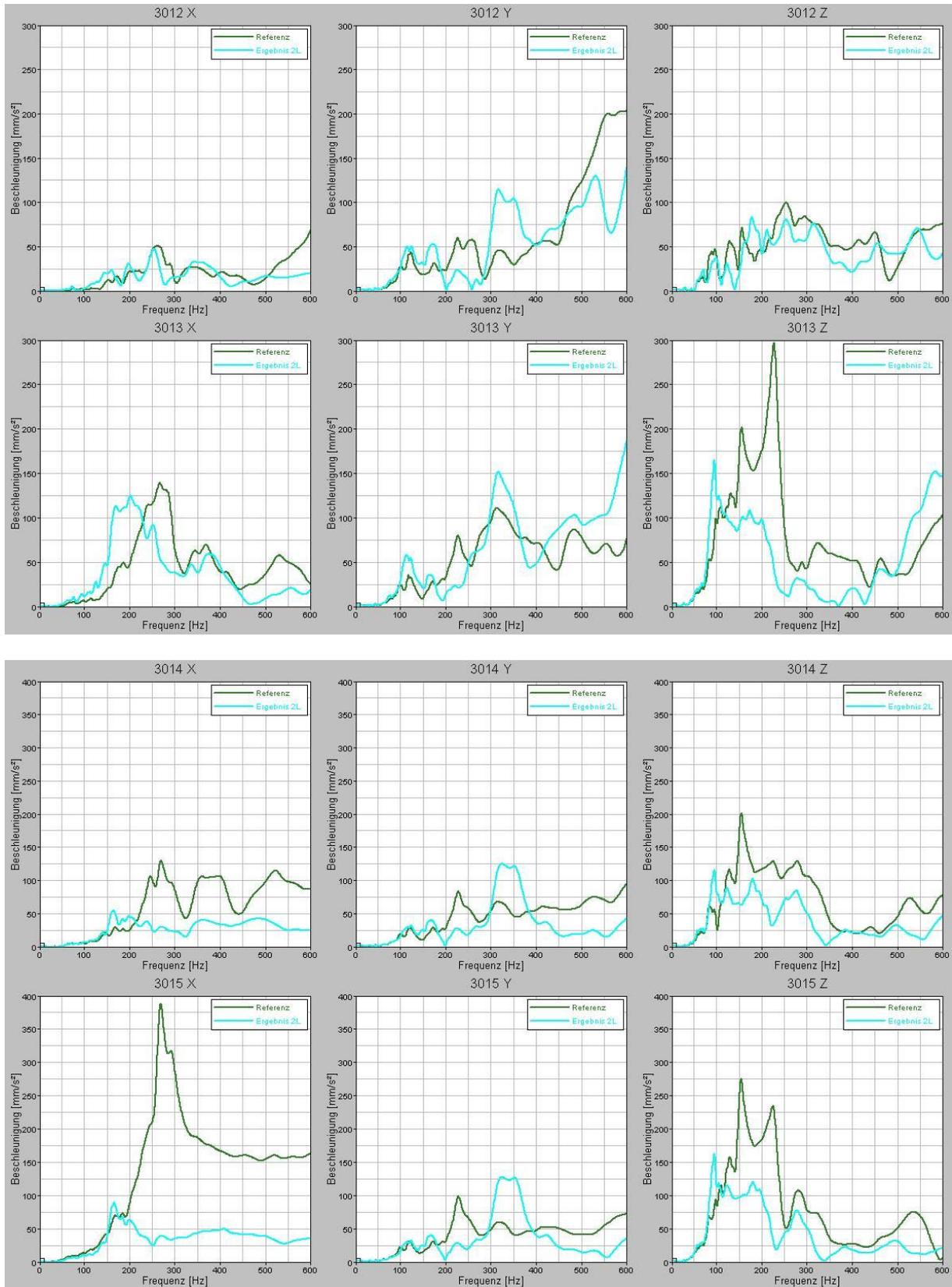
$ Last Motorlager links in X
DLOAD      81      1.0      1.0  100150
RLOAD2     100150  100017
DAREA      100017   3172      1      1.0  110000
$
$ Last Motorlager links in Y...
$ Last Motorlager links in Z...
$ Last Motorlager rechts... ...
$
FREQ1       20      5.0      5.0    120
TABLED1     110000
           5.0      1.0     600.0    1.0   ENDT
$
TABDMP1      40
           5.0     0.06    600.0    0.06  ENDT
$
INCLUDE '*,*'
$
DOPTPRM    DESMAX      20
$
ENDDATA

```

9 Ergebnisse FZ-LEG-4 mit Lagervorschlägen – Beschleunigung am VAT

— Referenz

— Ergebnis (vorne und hinten unterschiedliche Lager)

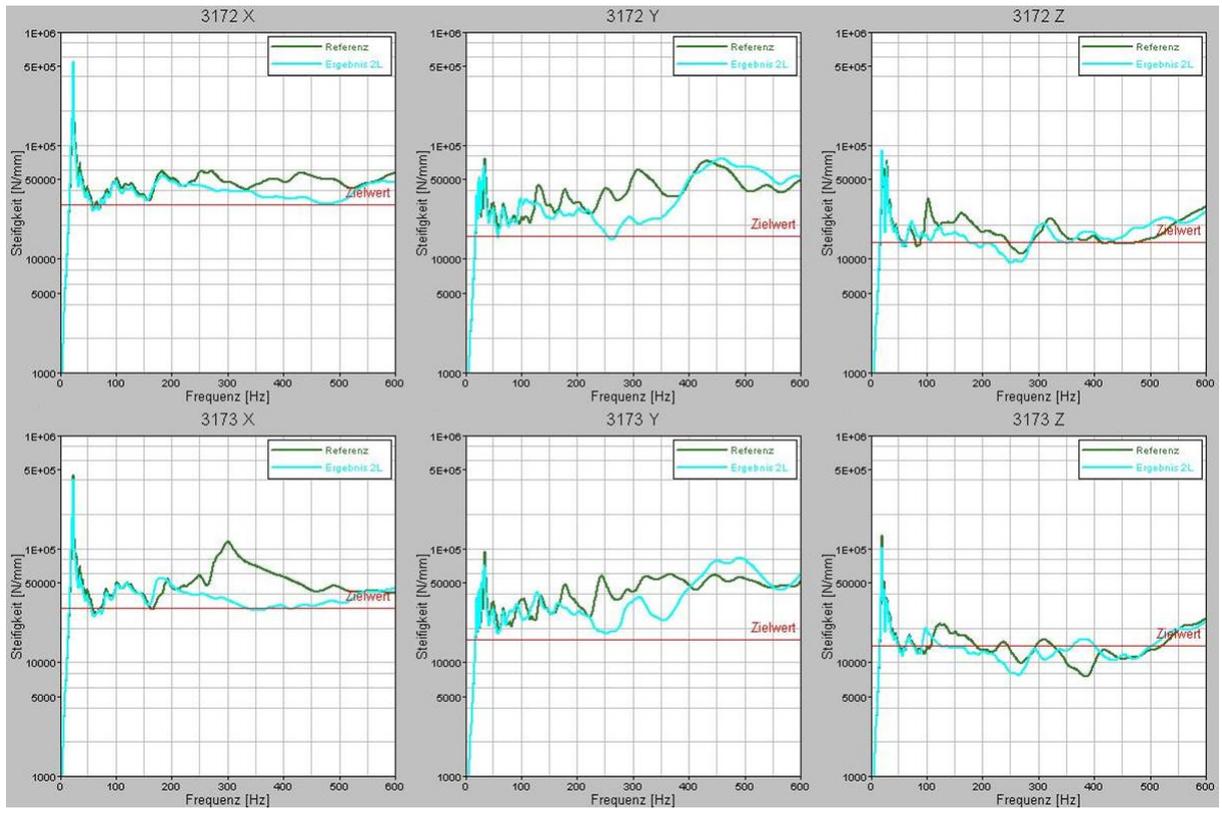


10 Ergebnisse FZ-LEG-4 mit Lagervorschlägen – Dynamische Steifigkeiten

Referenz

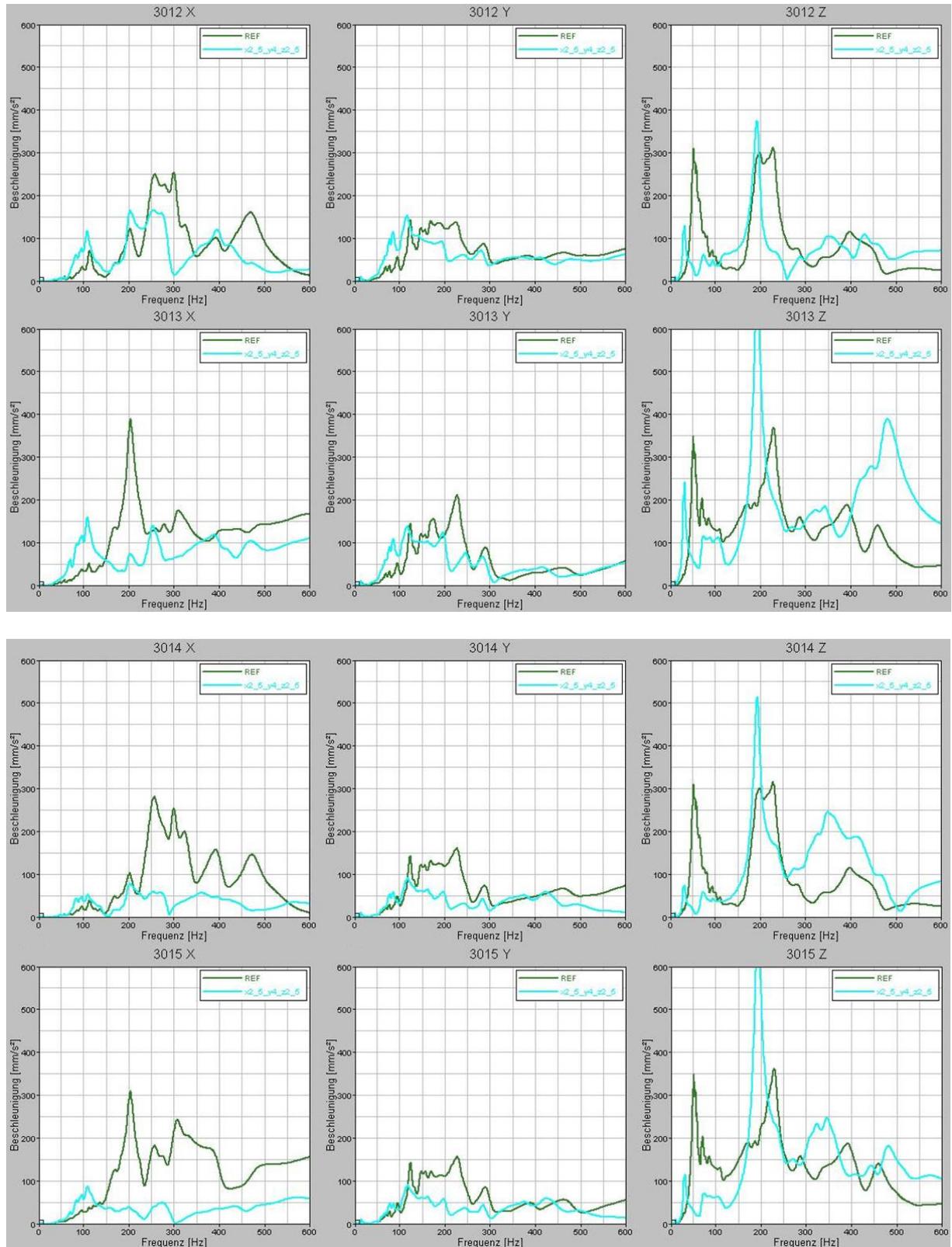
Ergebnis (vorne und hinten unterschiedliche Lager)



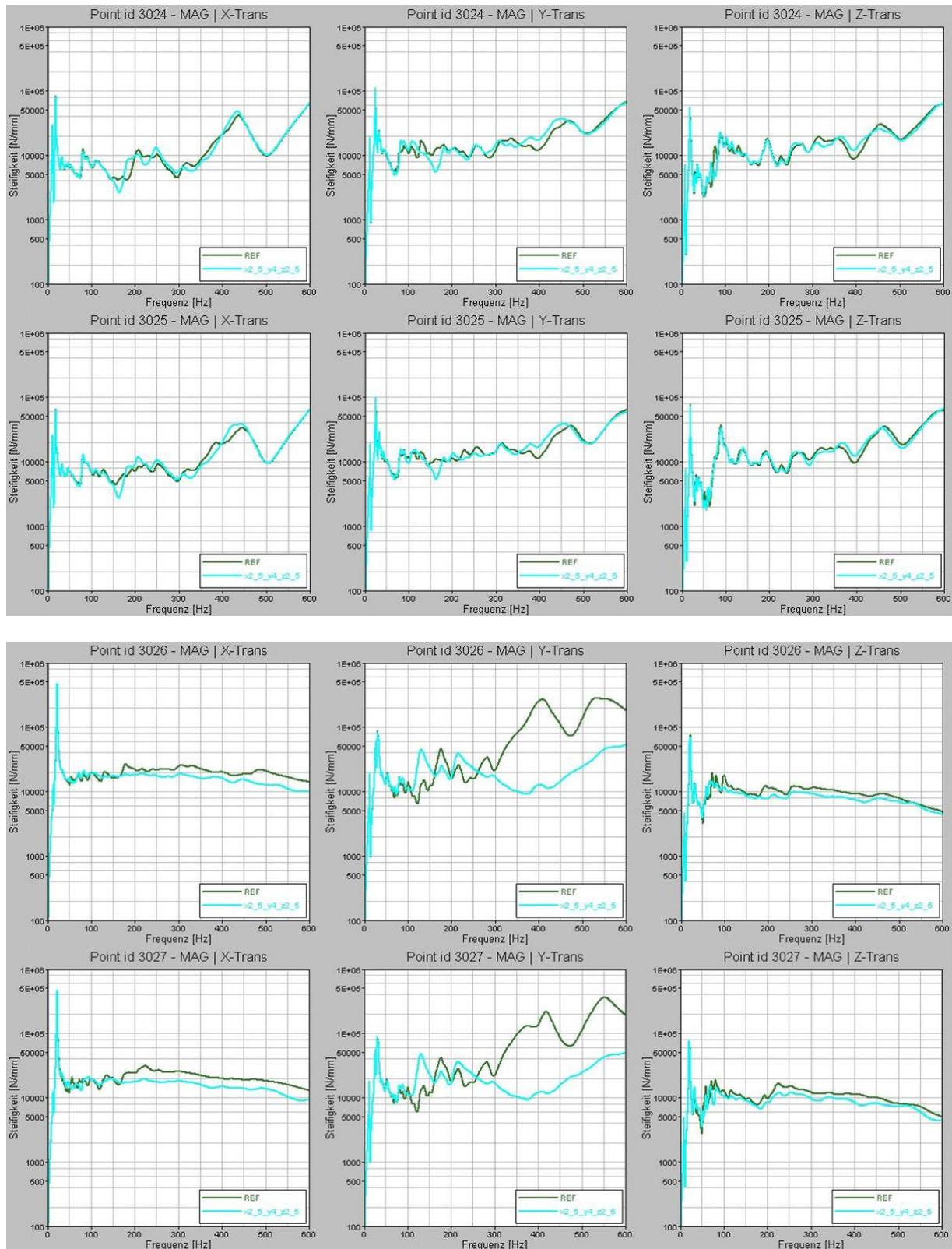


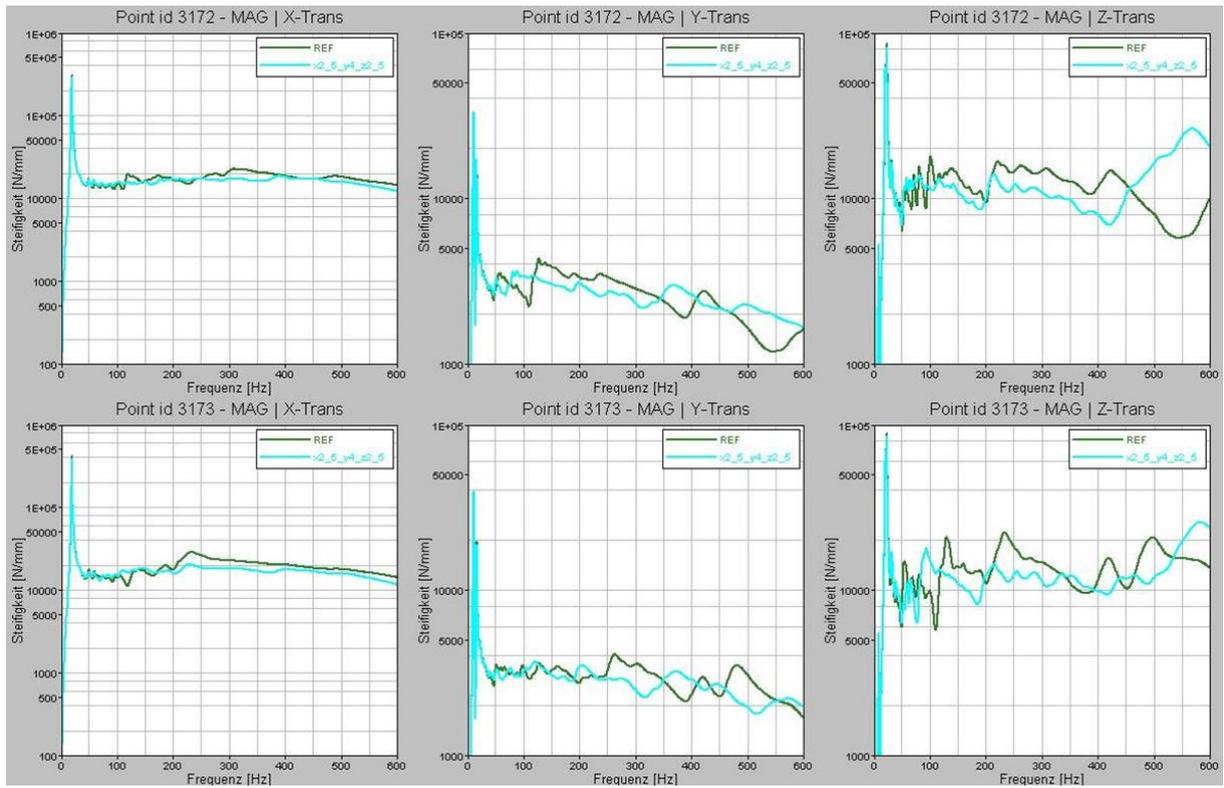
11 Ergebnisse FZ-LEG-2 mit Lagervorschlag – Beschleunigung am VAT

— REF
— x2,5/y4/z2,5



12 Ergebnisse FZ-LEG-2 mit Lagervorschlag – Dynamische Steifigkeiten







Formblatt **Erklärung zur selbständigen Bearbeitung einer ausgeführten Masterthesis**

Zur Erläuterung des Zwecks dieses Blattes:

§ 16 Abs. 5 der APSO-TI-BM lautet:

„Zusammen mit der Thesis ist eine schriftliche Erklärung abzugeben, aus der hervorgeht, dass die Arbeit – bei einer Gruppenarbeit die entsprechend gekennzeichneten Teile der Arbeit (§18 Absatz 1) – ohne fremde Hilfe selbständig verfasst und nur die angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt wurden. Wörtlich oder dem Sinn nach aus anderen Werken entnommene Stellen sind unter Angabe der Quellen kenntlich zu machen.“

Dieses Blatt mit der folgenden Erklärung ist nach Fertigstellung der Arbeit durch jede/n Kandidat/en/in auszufüllen und jeweils mit **Originalunterschrift** (keine Ablichtungen!) **als letztes Blatt des als Prüfungsexemplar der Masterthesis gekennzeichneten Exemplars einzubinden.**

Eine unrichtig abgegebene Erklärung kann - auch nachträglich - zur Ungültigkeit der Masterprüfung führen.

Erklärung

Hiermit versichere ich,

Name: Bischof Vorname: Karin

daß ich die vorliegende Masterthesis – bzw. bei einer Gruppenarbeit die entsprechend gekennzeichneten Teile der Arbeit – mit dem Thema

Ermittlung von akustischen Isolationsfaktoren der Anbindungsstellen des Vorderachsträgers zum Lenkgetriebe

ohne fremde Hilfe selbständig verfasst und nur die angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt habe. Wörtlich oder dem Sinn nach aus anderen Werken entnommene Stellen sind unter Angabe der Quellen kenntlich gemacht.

- die folgende Aussage ist bei Gruppenarbeiten auszufüllen und entfällt bei Einzelarbeiten -

Die Kennzeichnung der von mir erstellten und verantworteten Teile der Masterthesis ist erfolgt durch

Tannheim, 21. April 2011
Ort Datum

Karin Bischof

Unterschrift im Original