

Implementierung externer Lagermodelle im MKS Programm MSC Adams

Diplomarbeit

zur Erlangung des
akademischen Grades eines Diplomingenieurs
an der Technischen Universität Graz
Studienrichtung Wirtschaftsingenieurwesen - Maschinenbau

Betreuer:

Dipl.-Ing. Peter Wimmer
Kompetenzzentrum „Das virtuelle Fahrzeug“

Begutachter:

Ao.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Peter Dietmaier
Institut für Baumechanik
TU Graz

vorgelegt von:

Josef Matthias Schmid

Graz, August 2010

Kurzfassung

Für die Ermittlung des Schwingungsverhaltens von Fahrzeugen anhand von Mehrkörpersystem (MKS)-Simulationen ist die qualitativ richtige Abbildung von Elastomer- und Hydrolagern von entscheidender Bedeutung. Diese Abbildung ist mit den standardmäßigen Lagern der MKS Programme nur bedingt möglich. Daher wurden in dieser Diplomarbeit die Möglichkeiten untersucht, externe Lagermodelle, welche als Simulink Modelle vorliegen, in das MKS Programm MSC Adams zu integrieren.

Dafür wurden die Eigenschaften der unterschiedlichen Lagermodelle und der Aufbau des standardmäßigen Lagerelements in MSC Adams untersucht und die für die Implementierung des externen Lagermodells notwendigen Modifikationen eruiert. Des Weiteren wurden die Kopplungsvarianten zwischen den beiden Programmen verglichen und bewertet.

Im Rahmen der Diplomarbeit wurde festgestellt, dass die „C-Code Import“ Methode, bei welcher das Lagermodell in einen Programm Code umgewandelt und in das MKS Programm eingefügt wird, sich für die Verwendung externer Lagermodelle in MKS-Simulationen am besten eignet.

Abstract

To determine the vibration behavior of vehicles on the basis of multi-body system (MBS) simulations, the qualitatively correct mapping of elastomer and hydraulic mounts are from decisive importance. This mapping of standard mounts in the MBS programs is only feasible to a limited extend. Within this thesis the possibilities to integrate external models of mounts, which were existent as Simulink models, into the MBS program MSC Adams were investigated.

Therefore, the characteristics of the investigated mount models and the construction of the standard mount elements in MSC Adams were examined and the necessary modifications for the implementation of the external mount models were determined. Furthermore the variations of couplings between both programs were compared and evaluated.

The results showed that the ‘C-Code Import’ method, in which the mount model is converted into a program code and then inserted in the MBS program, suits best for the use of external mount models in MBS simulation.

EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Graz, am

Datum

.....

Unterschrift

STATUTORY DECLARATION

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources / resources, and that I have explicitly marked all material which has been quoted either literally or by content from the used sources.

Graz,

date

.....

signature

Danksagung

An dieser Stelle möchte ich mich bei all jenen bedanken, die mich während dem Verfassen meiner Diplomarbeit mit Rat, Tat und Freundschaft begleitet haben.

Bei den beiden Mitarbeitern des Kompetenzzentrums „Das virtuelle Fahrzeug“ in Graz, Herrn Dipl.-Ing. Peter Wimmer und Herrn Dipl.-Ing. Nicolas Geiger, möchte ich mich für die nette Aufnahme und die Hilfsbereitschaft während meiner Forschungsarbeit recht herzlich bedanken. Ganz besonders erwähnen möchte ich hierbei Herrn Dipl.-Ing. Peter Wimmer, der mich vom ersten Tag der Diplomarbeit unterstützt hat und wesentlich zum Gelingen der Arbeit beigetragen hat.

Herrn Ao.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Peter Dietmaier danke ich für die Betreuung meiner Diplomarbeit an der Technischen Universität Graz.

Besonders bedanken möchte ich mich bei meinen Eltern und meinen drei Schwestern, die mich während meiner gesamten Ausbildungszeit begleitet und unterstützt haben.

Abschließend möchte ich mich auf diesem Weg auch bei all meinen FreundInnen und KollegInnen aus der Schulzeit und dem Studium bedanken, und all jenen, die mich auf meinem bisherigen Lebensweg begleitet und geleitet haben.

Danke!

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
2	Fahrkomfort	3
2.1	Grundlagen Fahrkomfort.....	3
2.2	Maßnahmen gegen Schwingungen und Geräusche	3
3	Lager	5
3.1	Elastomerlager	5
3.1.1	Funktionen von Elastomerlagern	5
3.1.2	Lagerkennwerte.....	6
3.1.3	Einflussfaktoren von Elastomerlagern	11
3.2	Hydrolager	14
4	Lagermodelle	17
4.1	Standard MKS Lagermodelle	17
4.1.1	Kelvin-Voigt Modell.....	17
4.1.2	General Frequency Modell.....	19
4.1.3	ADAMS-Hydrolagermodell.....	23
4.2	Pfeffer Lagermodelle	25
4.2.1	Pfeffer Elastomerlagermodell	25
4.2.2	Pfeffer Hydrolagermodell	29
5	Implementierung der neuen Lagerelemente in Adams	32
5.1	Vorbereitung ADAMS-MKS Modell	32
5.1.1	Ausgangssituation	32
5.1.2	Modellumbau	35
5.2	Implementierungsvarianten.....	37
5.2.1	Continuous Mode	37
5.2.2	Discrete Mode	38
5.2.3	C-Code Import	45
5.2.4	Vergleich der Kopplungsmethoden.....	46
6	Validierung der Lagermodelle	48
6.1	Vergleich des Ausschwingvorgangs eines Einmassenschwingers.....	48
6.1.1	Physikalische Beschreibung.....	48
6.1.2	Simulationsvarianten.....	49

6.1.3	Auswertung Kelvin-Voigt Modell	53
6.1.4	Auswertung Elastomer- und Hydrolager	57
6.2	Vergleich der dynamischen Kennwerte der unterschiedlichen Modelle und der Messwerte	62
6.2.1	Ermittlung der Kennwerte	63
6.2.2	Simulationsvarianten	68
6.2.3	Auswertung	68
7	Fazit und Ausblick	75
	Abbildungsverzeichnis	76
	Literaturverzeichnis	79

1 Einleitung

Thema:

In dieser vorliegenden Diplomarbeit wird die Implementierung externer Lagermodelle in das Mehrkörpersystems simulationsprogramm MSC Adams untersucht.

Zu den wesentlichen Teilaspekten der Gesamtfahrzeugentwicklung zählt der Schwingungskomfort eines PKWs. In einem Projekt der Firmen Magna und Audi, der Hochschule München, der Helmut Schmidt Universität-Universität der Bundeswehr Hamburg und des Kompetenzzentrums „Das virtuelle Fahrzeug“ wurde der Versuch unternommen, die Aussagefähigkeit der Simulationsmodelle im Bereich des Schwingungskomforts zu verbessern. Das Ziel des Projektes ist es, bereits von Beginn an in den ersten Entwicklungsphasen Ergebnisse über den Schwingungskomfort zu erzielen, um so für die erste Prototypenphase eine gute Basis für die weitere Abstimmung zu gewährleisten.

Aufgabenstellung:

Das Schwingungsverhalten eines PKWs ist unter anderem von den Elastomer- und Hydrolagern des Fahrzeuges abhängig. Aus diesem Grund ist es sehr wichtig, die verschiedenen Lager in der Simulation qualitativ gut abzubilden. Dies ist jedoch mit den Standardlagermodellen der MKS-Simulationsprogramme nur bedingt möglich. Im Rahmen dieser Diplomarbeit wurde daher der Versuch unternommen, externe Lagermodelle, welche als Simulink Modelle vorliegen, in das Simulationsprogramm MSC Adams zu implementieren.

Gliederung und Aufbau der Arbeit:

Die nachfolgende Diplomarbeit ist in sechs Hauptkapitel gegliedert. Nach dieser Einleitung wird unter Kapitel zwei kurz auf den Fahrkomfort eingegangen. In dem darauf folgenden Kapitel werden der Aufbau und die Funktionsweise der Elastomer- und Hydrolager genauer beschrieben. Zusätzlich findet sich eine Definition von Lagerkennwerten, welche zur Beschreibung und zum Vergleich von Lagern dienen. Im Anschluss daran ist der Fokus auf die verschiedenen Lagermodelle gerichtet. Dabei werden zunächst die im MKS-System standardmäßig verwendeten Lager beschrieben. Als nächsten Punkt findet sich eine Beschreibung der Pfeffer Lagermodelle, sowohl des Elastomerlagermodells als auch des Hydrolagermodells. Das Kapitel fünf beschäftigt

sich mit der Implementierung des externen Lagermodells in ADAMS, wobei zunächst auf die dafür notwendigen Modifikation des MKS-Modells und danach auf die drei möglichen Implementierungsvarianten eingegangen wird. Das nachfolgende Kapitel ist der Validierung der Lagermodelle gewidmet. Im ersten Schritt wurde der Ausschwingungsvorgang eines Einmassenschwingers untersucht. Im zweiten Schritt wurden die Lagerkennwerte der unterschiedlichen Modelle mit den Messwerten verglichen. Am Schluss der Arbeit werden die Erkenntnisse im Rahmen des Fazits zusammenfassend erörtert.

2 Fahrkomfort

2.1 Grundlagen Fahrkomfort

Der Fahrkomfort lässt sich als das Wohlbefinden der Insassen während der Fahrt umschreiben. In erster Linie sind es die Schwingungen in der Fahrgastzelle, die das Wohlbefinden beeinträchtigen, sei es durch Vibrationen, Geräusche oder beides zusammen. Da die Schwingungsquellen wie Fahrbahn, Fahrwerk, Antriebsstrang sich außerhalb der Fahrgastzelle befinden, kann deren Weiterleitung und Eindringen in diese mit Einsatz geeigneter Bauelemente verhindert werden (Heissing & Ersoy, 2007).

Die Auslegung des Fahrkomforts eines Fahrzeuges erfolgt auf Basis der definierten Marktpositionierung. Je nachdem, ob ein Fahrzeug sportlich oder komfortorientiert positioniert wird, wird festgelegt, in welchem Umfang Schwingungsbelastungen zugelassen werden, um eine fühlbare Rückmeldung über den Fahrbahnkontakt an den Fahrer zu erreichen (Heissing & Ersoy, 2007).

2.2 Maßnahmen gegen Schwingungen und Geräusche

Um erfolgreich Maßnahmen gegen Schwingungs- und Geräuschentwicklung zu ergreifen, müssen alle Komponenten der Fahrzeugteilsysteme auf dem Übertragungsweg betrachtet und gegebenenfalls modifiziert werden (Heissing & Ersoy, 2007).

Diese sind:

- Reifen
- Federung
- Stabilisierung
- Zusatzfedern
- Schwingungs- und Stoßdämpfer
- elektronische Fahrwerksregelsysteme
- Reibung der Radaufhängung
- elastische Fahrwerkslager
- Aggregatelager
- lokale/globale Karosseriesteifigkeiten
- Schalldämmungsauskleidung

- Sitzfederung und -dämpfung

Vorzugsweise werden elastische Fahrwerkslager und Aggregatelager zur Feinabstimmung genutzt, weil dadurch in nur begrenzt vorhandenen Bauräumen eine gezielte Steifigkeits- und Dämpfungsvariation mit vertretbarem Änderungsaufwand möglich ist (Heissing & Ersoy, 2007).

Um anhand von Simulationen Voraussagen bezüglich der Vorabstimmung des Fahrkomforts treffen zu können, wird versucht, diese Lagerelemente realitätsnah durch gute Modelle abzubilden.

3 Lager

3.1 Elastomerlager

Als Elastomerlager bezeichnet man Bauteile, bei denen Gummiwerkstoffe mit Metall- oder Kunststoffteilen kombiniert sind. Sie finden ihre Verwendung für die Lagerung von Maschinen, Aggregaten und Motoren (siehe Abbildung 3.1).

Sie weisen federnde und dämpfende Eigenschaften auf. Diese können durch Formgebung, Stützelemente und durch Zumischen von Partikeln variiert werden. Insbesondere durch die geometrische Ausführung der Lager können für unterschiedliche Richtungen genau abgestimmte Kennlinien konstruiert werden (Heissing & Ersoy, 2007).

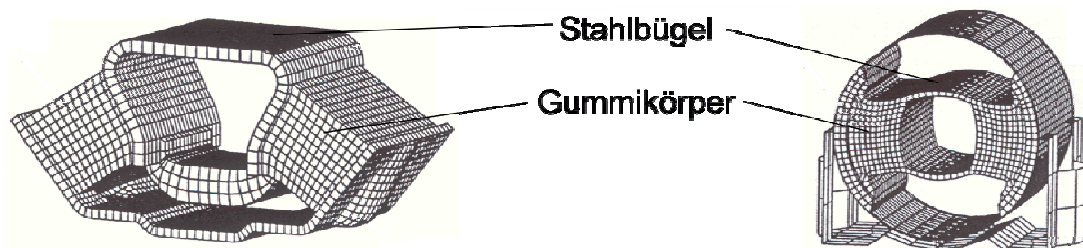


Abbildung 3.1: Elastomerlager (Göhlich & Köder, 1992)

3.1.1 Funktionen von Elastomerlagern

Im Automobilbau werden nach Heissing & Ersoy (2007) an Elastomerlager verschiedene Anforderungen gestellt, welche sich teilweise gegenseitig ausschließen:

- Kräfte übertragen

Zwangsläufig ergibt sich die Anforderung an die Elastomerlager, Kräfte des Fahrzeuges ohne Ausfall zu übertragen. Daher ergeben sich für das Lager folgende notwendige Eigenschaften:

- Harte Lager
- Niedrige Dämpfung

- Fahrkomfort

Zur Erhöhung des Fahrkomforts ist es nötig, dass Elastomerlager definierte Bewegungen ermöglichen. Dies erfordert:

- Weiche Lager in Fahrzeuglängsrichtung
- Harte Lager in Fahrzeugquerrichtung
- Niedrige Torsionssteifigkeit

- Geräusche isolieren

Elastomerlager dienen auch zum Absenken des Geräuschpegels im Fahrzeug durch Isolation der Schwingungen. Dies wird erreicht durch:

- Weiches Lager
- Niedrige Dämpfung

- Schwingungen dämpfen

Elastomerlager müssen auch ein Mindestmaß an Dämpfung bei Stoßanregung beziehungsweise zum Durchfahren der Eigenfrequenz besitzen. Dies erfordert:

- Hohe Dämpfung

Aufgrund der auftretenden Zielkonflikte wird versucht, mittels der Variierbarkeit von Elastomerlagern einen guten Kompromiss zu finden. Dies erfolgt sowohl am Computer durch Simulation als auch durch Versuche am realen Lager.

3.1.2 Lagerkennwerte

Kennwerte werden definiert, um unterschiedliche Lagermodelle beschreiben und vergleichen zu können. Die statische Kennlinie beschreibt das statische Verhalten, die dynamische Steifigkeit und der Verlustwinkel das dynamische Verhalten des Lagers.

Statische Kennlinie

Ein Hauptmerkmal eines Lagers ist die statische Lagerkennlinie.

Sie zeigt die Abhängigkeit der Lagerkraft bezogen auf den Lagerweg. Die statische Steifigkeit c beschreibt die lokale Steigung der Kraft-Weg Kennlinie. Sie ist abhängig vom Lagerweg x (siehe Abbildung 3.2).

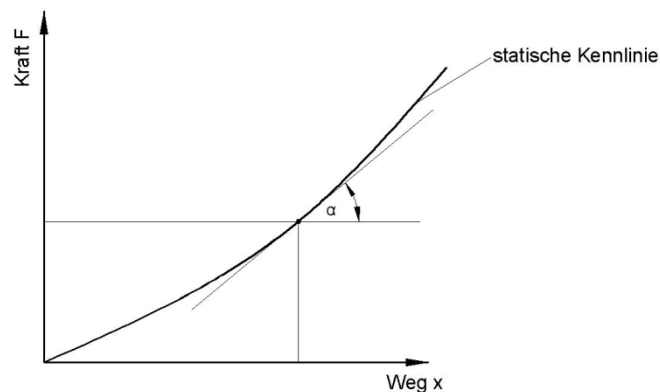


Abbildung 3.2: statische Lagerkennlinie

$$c(x) = \frac{dF(x)}{dx} \quad (3.1)$$

Dynamische Kennwerte

Weil für die Beschreibung des dynamischen Verhaltens bzw. zum Vergleich der Lagermodelle die statische Kennlinie nicht ausreicht, ist es notwendig, dynamische Kennwerte zu definieren. Diese sind die dynamische Steifigkeit c_{dyn} und der Verlustwinkel δ .

- Herleitung und Definition der Kennwerte

Die Herleitung und Definition soll anhand eines gedämpften Einmassenschwingers (Kelvin-Voigt Modell, siehe Abbildung 3.3) mit konstanter Federsteifigkeit c und konstanten Dämpfungsbeiwert d aufgezeigt werden:

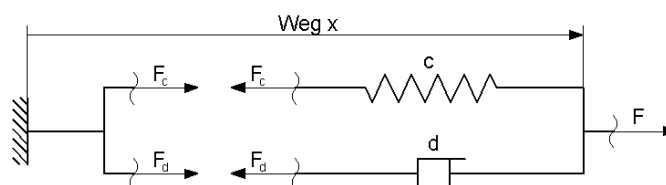


Abbildung 3.3: Aufbau Kelvin-Voigt Modell

Wird die Masse m mit der periodischen Weganregung

$$x(t) = \hat{x} \cdot \sin(\omega t) \quad (3.2)$$

angeregt, so ergibt sich für die Lagerkraft $F(t)$:

$$F(t) = F_c(t) + F_d(t) \quad (3.3)$$

Mit einer Umformulierung der Kraft F_c

$$F_c(t) = x \cdot c = \hat{x} \cdot c \cdot \sin(\omega \cdot t) \quad (3.4)$$

$$\hat{F}_c = \hat{x} \cdot c \quad (3.5)$$

und der Kraft F_d

$$F_d(t) = \frac{dx}{dt} \cdot d = \hat{x} \cdot \omega \cdot d \cdot \cos(\omega \cdot t) \quad (3.6)$$

$$\hat{F}_d = \hat{x} \cdot \omega \cdot d \quad (3.7)$$

ergibt sich:

$$F_c(t) = \hat{F}_c \cdot \sin(\omega \cdot t) \quad (3.8)$$

$$F_d(t) = \hat{F}_d \cdot \cos(\omega \cdot t) \quad (3.9)$$

Womit sich für die Kraft $F(t)$ ergibt:

$$F(t) = \hat{F}_c \cdot \sin(\omega \cdot t) + \hat{F}_d \cdot \cos(\omega \cdot t) \quad (3.10)$$

Mit der Formulierung

$$\hat{F} = \sqrt{\hat{F}_c^2 + \hat{F}_d^2} \quad (3.11)$$

ergibt sich:

$$F(t) = \hat{F} \cdot \sin(\omega \cdot t + \delta) \quad (3.12)$$

In komplexer Form dargestellt (siehe Abbildung 3.4):

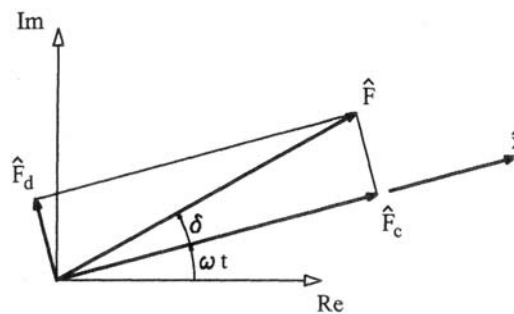


Abbildung 3.4: Komplexe Darstellung (John, 2002)

Der Quotient vom Spitzenwert der Lagerkraft \hat{F} und dem Spitzenwert des Lagerwegs \hat{x} wird dabei als dynamische Steifigkeit

$$c_{dyn} = \frac{\hat{F}}{\hat{x}} \quad (3.13)$$

definiert und ist ein Maß für die Lagersteifigkeit. Um diese mit der statischen Steifigkeit vergleichen zu können, wird weiters der Kennwert der dynamischen Verhärtung mit

$$DH = \frac{c_{dyn}}{c} \quad (3.14)$$

definiert.

Der Verlustwinkel δ entspricht der Phasenverschiebung zwischen Lagerweg und Lagerkraft und ist ein Maß für die Dämpfung des Lagers.

- Ermittlung der Kennwerte aus Messungen

Für die Berechnung der Kennwerte wird das Lager mit einer Sinusbewegung angeregt. Dabei werden die Lagerkraft und der Lagerweg gemessen und als Kraft-Weg Diagramm dargestellt. Anhand der auftretenden Hystereseschleife können die Kennwerte ermittelt werden (siehe Abbildung 3.5)

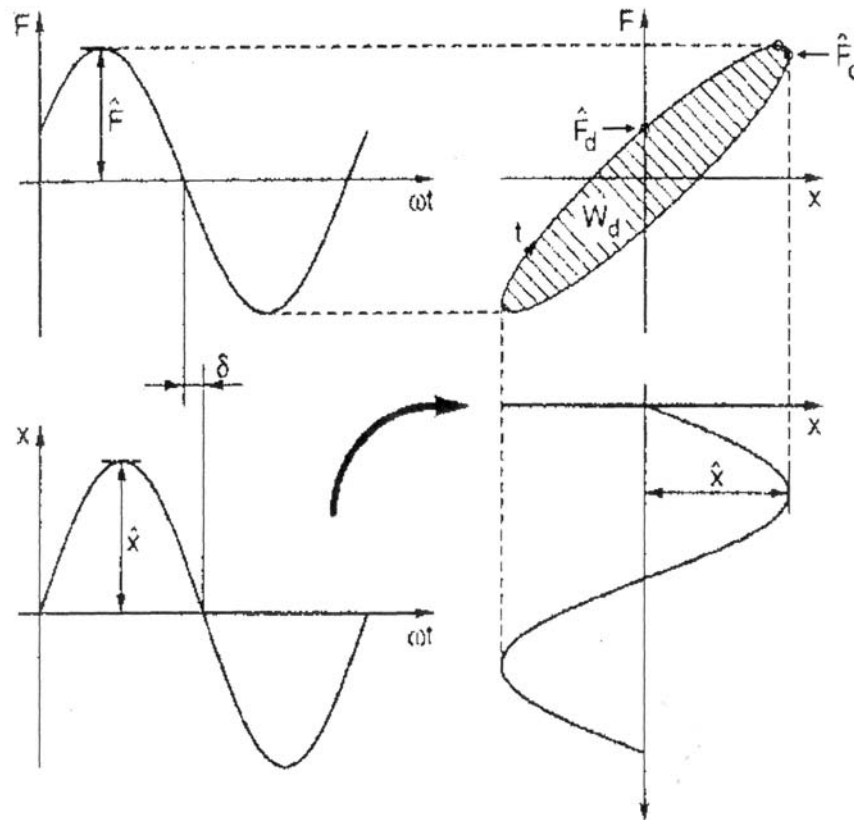


Abbildung 3.5: Kraft-Weg Diagramm (Heppes, 1996)

Die dynamische Steifigkeit lässt sich ermitteln durch:

$$c_{dyn} = \frac{\hat{F}}{\hat{x}} \quad (3.15)$$

Die eingeschlossene Fläche der Hysterese entspricht der Verlustarbeit

$$W_d = \oint F(x) \cdot dx \quad (3.16)$$

Durch die Ellipsenform der Fläche ergibt sich

$$W_d = \pi \cdot \hat{F} \cdot \hat{x} \cdot \sin(\delta) \quad (3.17)$$

wodurch sich für den Verlustwinkel berechnen lässt mit:

$$\delta = \arcsin\left(\frac{W_d}{\pi \cdot \hat{F} \cdot \hat{x}}\right) \quad (3.18)$$

Mit dieser Formulierung gibt es im gültigen Intervallbereich für den Verlustwinkel δ von 0° bis 180° zwei Lösungen.

Zur eindeutigen Bestimmung wird zusätzlich das Vorzeichen der Lagerkraft beim maximalen Lagerweg berücksichtigt. Ist das Vorzeichen der Kraft positiv, befindet sich der Verlustwinkel im Intervallbereich 0° bis 90° , andernfalls im Bereich 90° bis 180° .

Um entsprechende Kennlinien zu erhalten, werden Messungen bei unterschiedlichen Betriebspunkten durchgeführt. (zum Beispiel unterschiedliche Anregungsfrequenzen und –amplituden). Auf die entsprechenden Kennlinienverläufe und Einflussfaktoren wird im folgenden Kapitel genauer eingegangen.

3.1.3 Einflussfaktoren von Elastomerlagern

Die dynamischen Kennwerte von Elastomerlagern hängen von mehreren Faktoren ab, die einflussreichsten sind:

- Frequenz
- Amplitude
- Zeit
- Temperatur

Frequenzabhängigkeit

Aufgrund der viskoelastischen Materialeigenschaften ergibt sich, dass dynamische Steifigkeit und Verlustwinkel mit steigender Geschwindigkeit zunehmen, was wiederum zu einem Anstieg der dynamischen Steifigkeit und des Verlustwinkels über die Frequenz führt (siehe Abbildung 3.6).

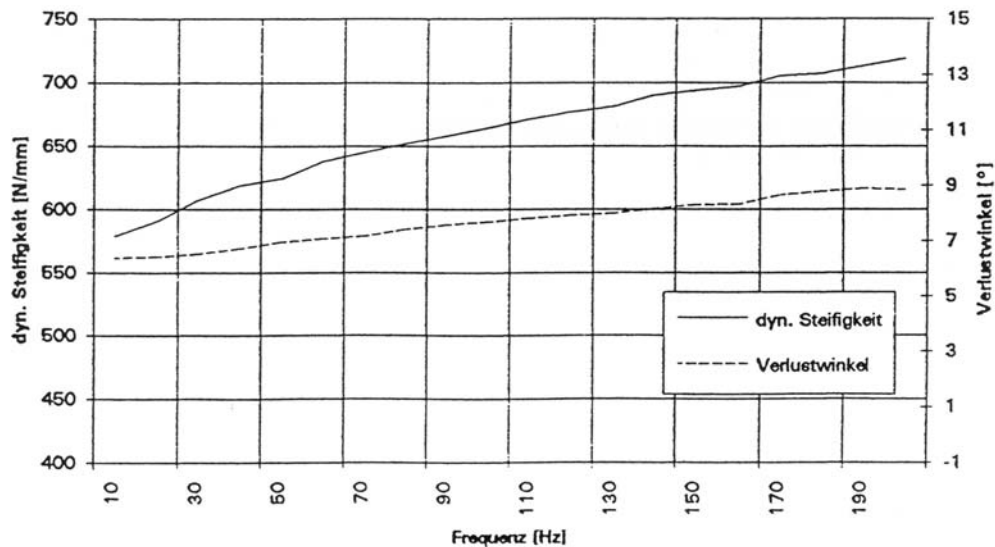


Abbildung 3.6: Beispielhafte Darstellung der Frequenzabhängigkeit (Pfeffer, 1994)

Amplitudenabhängigkeit

Zur Einstellung erwünschter mechanischer Eigenschaften (Steifigkeit, Dämpfung) werden Elastomerlagern Füllstoffe zugefügt. Aufgrund dieser Stoffe ergeben sich viskoelastische Materialeigenschaften, welche von der Höhe der Deformation abhängen (Peeken & Lambertz, 1994). Der Verlustwinkel nimmt mit steigender Amplitude zu, die dynamische Steifigkeit hingegen nimmt mit steigender Amplitude ab (siehe Abbildung 3.7).

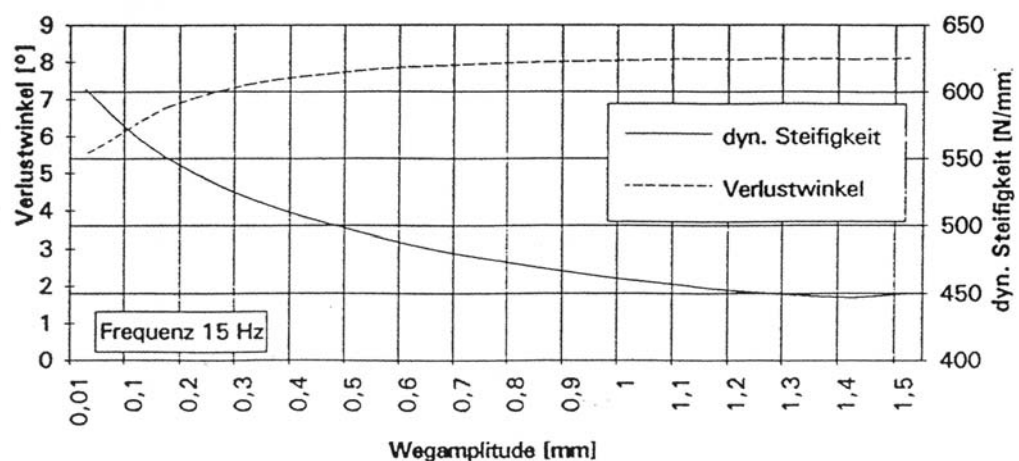


Abbildung 3.7: Beispielhafte Darstellung der Amplitudenabhängigkeit (Pfeffer, 1994)

Zeitabhängigkeit

Bei Belastung von Elastomerlagern kommt es zu Relaxations- und Kriechvorgängen. Von Relaxation spricht man, wenn bei konstantem Federweg die Kraft abnimmt, von Kriechen, wenn es bei konstanter Kraft zu einer weiteren Dehnung kommt (siehe Abbildung 3.8).

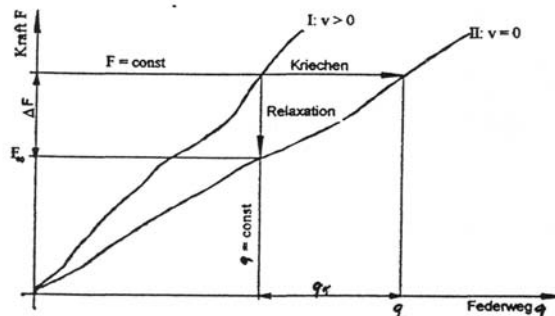


Abbildung 3.8: Darstellung der Zeitabhängigkeit (Pfeffer, 1994)

Temperaturabhängigkeit

Die Materialeigenschaften von Elastomerlagern sind auch eine Funktion der Temperatur. Die dynamische Steifigkeit und der Verlustwinkel nehmen mit steigender Temperatur tendenziell ab. Bei Betriebstemperatur ist der Einfluss (der Temperatur) auf die dynamische Steifigkeit gering (siehe Abbildung 3.9).

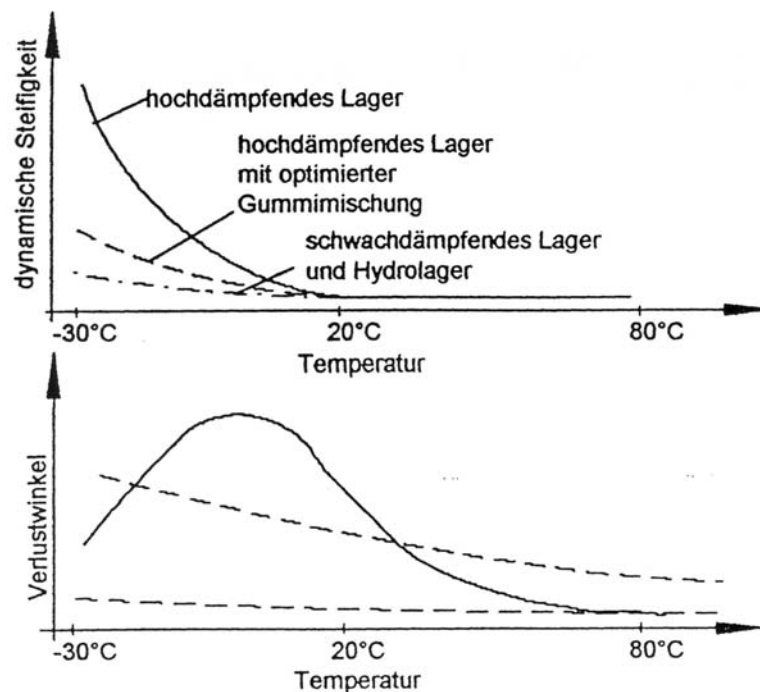


Abbildung 3.9: Beispielhafte Darstellung der Temperaturabhängigkeit (Pfeffer, 1994)

3.2 Hydrolager

An die Lagerung der Motor-Getriebe-Einheit werden besondere Anforderungen gestellt, welche mit Elastomerlagern nicht zufriedenstellend erfüllt werden können. Deshalb setzt man in diesem Bereich häufig Gummilager mit zusätzlicher hydraulischer Dämpfung (Hydrolager) ein.

Anforderungen des Motor-Lagersystems

An ein Motorlager werden prinzipiell folgende Anforderungen gestellt:

- Aufnahme der statischen Last und Begrenzung der maximalen Auslenkungen.
- Dämpfen der Aggregatschwingungen um das Aggregatstuckern zu minimieren.

Aggregatschwingungen:

- niedrige Frequenz: 0,2 -20 Hz
- große Amplitude: 0,5-5 mm
- Isolieren der Motorvibrationen, um den Geräuschpegel für die Insassen gering zu halten.

Motorvibrationen:

- hohe Frequenz: 20-20000 Hz
- niedrige Amplitude: 0,05-0,5 mm

Auslegung des Motorlagers

Aufgrund der Anforderungen ergibt sich für die Lagerauslegung:

- Aufnahme der statischen Last, weswegen ein Mindestmaß an statischer Steifigkeit erforderlich ist.
- Begrenzen der maximalen Auslenkung
- Dämpfung der Aggregatschwingung, was eine hohe Dämpfung im Frequenzbereich bis ca. 20 Hz bedingt.
- Isolation der Motorvibrationen, was eine geringe Steifigkeit und Dämpfung ab einer Frequenz von ca. 20 Hz erfordert.

Dadurch ergibt sich der in Abbildung 3.10 dargestellte Kennlinienverlauf für das Motorlager. Dabei sind die dynamische Steifigkeit und der Verlustwinkel über die Frequenz aufgetragen. Um die Motorvibrationen zu isolieren, ist der dynamische

Verlustwinkel bei einer Frequenz größer als 20 Hz niedrig, im Bereich der Aggregatschwingung (Frequenz kleiner als 20 Hz) jedoch hoch. Um die akustischen Vibrationen zu isolieren, ist die dynamische Steifigkeit konstant niedrig. Da diese Kennlinienverläufe nicht mit konventionellen Elastomerlagern realisierbar sind, führte dies zur Entwicklung von Hydrolagern.

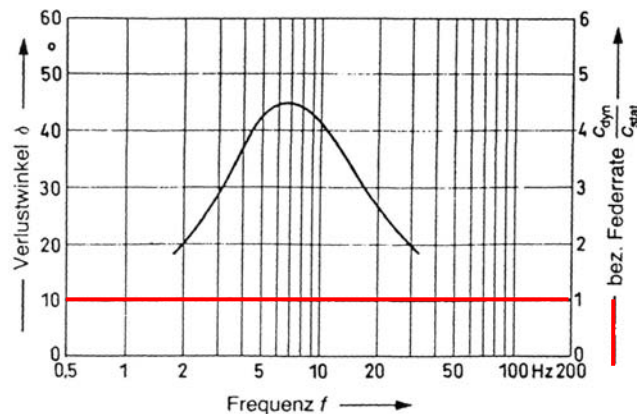


Abbildung 3.10: ideales Motorlager (Reimpell & Stoll, 1989)

Aufbau Hydrolager

Grundsätzlich bestehen Hydrolager aus einer Elastomerfeder, welche die statische Last trägt. Um den geforderten Kennlinienverlauf (Abbildung 3.10) abbilden zu können, besitzt das Lager 2 Kammern, welche mit Flüssigkeit gefüllt sind und durch einen flüssigkeitsleitenden Kanal miteinander verbunden sind (siehe Abbildung 3.11).

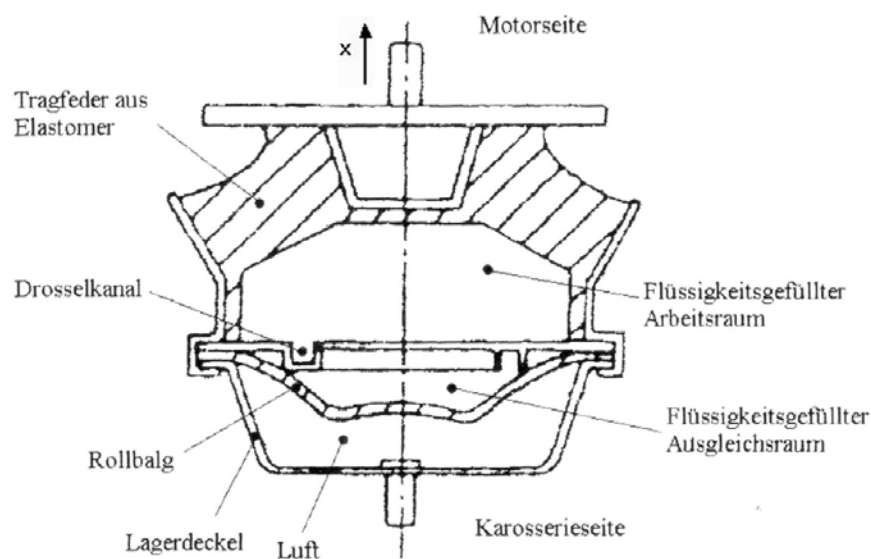


Abbildung 3.11: Aufbau Hydrolager (Yu, Nagathan, & Dukkipati, 2001)

Funktionsweise Hydrolager

Eine Kammer - der Arbeitsraum - wird von der Elastomerfeder, der Tragfeder, räumlich begrenzt. Wird die Feder belastet, bewirkt dies eine Volumenänderung der Kammer, wodurch es zu einem Fluss der inkompressiblen Flüssigkeit durch den Kanal zwischen der ersten und der zweiten Kammer, dem Ausgleichsraum, kommt. Aufgrund des Strömungswiderstands durch den Kanal tritt eine Dämpfungskraft auf, welche von der Strömungsgeschwindigkeit und somit von der Anregungsfrequenz abhängig ist. Bei einer niederfrequenten Anregung ist die Strömungsgeschwindigkeit gering und somit auch die Dämpfung des Fluids gering. Mit steigender Frequenz steigt die Dämpfung und damit der Verlustwinkel des Lagers. Ab der Resonanzfrequenz des Hydrolagers kann das Fluid aufgrund der Massenträgheit nicht mehr den Ringkanal passieren, wodurch der Dämpfungseffekt abnimmt und der Verlustwinkel sinkt. Die dynamische Steifigkeit bleibt dagegen bei steigender Frequenz weiter hoch, da das Volumen des Arbeitsraums aufgrund der eingeschlossenen, inkompressiblen Flüssigkeit konstant bleiben muss, und so die Tragfeder bei Belastung zusätzlich aufgebläht werden muss. Dies wirkt wie eine eigene Feder und wird Blähfeder genannt (Böckling, Heidrich & Rudolph, 1999).

Ein typischer Kennlinienverlauf eines Hydrolagers ist in Abbildung 3.12 dargestellt.

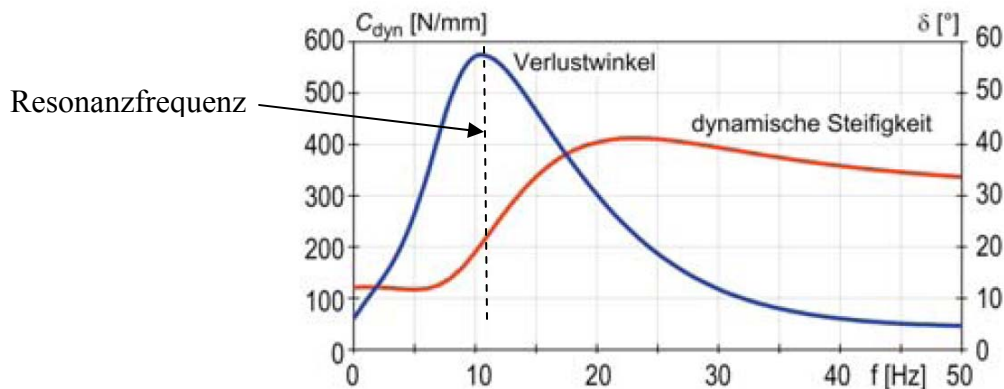


Abbildung 3.12: Kennlinien Hydrolager (Heissing & Ersoy, 2007)

4 Lagermodelle

Für die Mehrköpersystem (MKS) Simulation ist es erforderlich, das reale Lager durch Lagermodelle quantitativ und qualitativ gut abzubilden. Dazu ist es notwendig, die wichtigsten Einflussfaktoren für die Abbildung der dynamischen Steifigkeit und des Verlustwinkels zu berücksichtigen. Für die Fahrkomfort Simulationen sind dies die Frequenz und die Amplitude. Die Zeit und Temperatur haben keinen beziehungsweise nur einen sehr geringen Einfluss und werden daher in den Lagermodellen nicht berücksichtigt.

4.1 Standard MKS Lagermodelle

Für die Simulation im MKS Programm MSC Adams wird als Standardlager das Kelvin-Voigt Modell verwendet. Als Elastomerlagermodell kann weiters das „Frequency Bushing“, welches einem dualen Kelvin-Voigt Modell entspricht, verwendet werden. Zur Abbildung eines Hydrolagers dient in Adams ein „Adams-Hydrolagermodell“.

4.1.1 Kelvin-Voigt Modell

Aufbau

Das Modell besteht aus einer Feder und einem parallel geschalteten Dämpfer (siehe Abbildung 4.1).

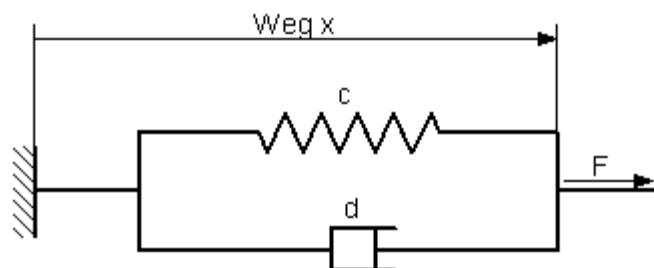


Abbildung 4.1: Aufbau Kelvin-Voigt Modell

Die Lagerkraft wird ermittelt mit:

$$F(t) = F_c(t) + F_d(t) \quad (4.1)$$

mit

$$\hat{F}_c(t) = x \cdot c \quad (4.2)$$

$$\hat{F}_d(t) = \dot{x} \cdot d \quad (4.3)$$

Regt man das System mit einer harmonischen Schwingung $x(t) = \hat{x} \cdot \sin(\omega t)$ an, so erhält man eine Kraftantwort $F(t)$ mit der gleichen Frequenz, die jedoch um den Verlustwinkel phasenverschoben ist.

Für den Verlustwinkel ergibt sich:

$$\tan(\delta) = \frac{\hat{F}_d}{\hat{F}_c} = \frac{\hat{x} \cdot \omega \cdot d}{\hat{x} \cdot c} = \frac{\omega \cdot d}{c} \quad (4.4)$$

Weiters ergibt sich für die dynamische Steifigkeit:

$$c_{dyn} = \frac{\hat{F}}{\hat{x}} = \frac{\sqrt{\hat{F}_c^2 + \hat{F}_d^2}}{\hat{x}} = \frac{\sqrt{(\hat{x} \cdot c)^2 + (\hat{x} \cdot \omega \cdot d)^2}}{\hat{x}} = \quad (4.5)$$

$$c_{dyn} = c \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{\omega \cdot d}{c}\right)^2} \quad (4.6)$$

Beim Kelvin-Voigt Modell ergibt sich für den Verlustwinkel und die dynamische Steifigkeit eine Abhängigkeit von der Frequenz. Der Verlustwinkel nimmt von Null ausgehend mit steigender Frequenz zu. Die dynamische Steifigkeit nimmt bei diesem Modell, ausgehend von der statischen Steifigkeit, ebenfalls zu.

Die qualitativen Verläufe des Verlustwinkels und der dynamischen Steifigkeit werden in Abbildung 4.2 dargestellt.

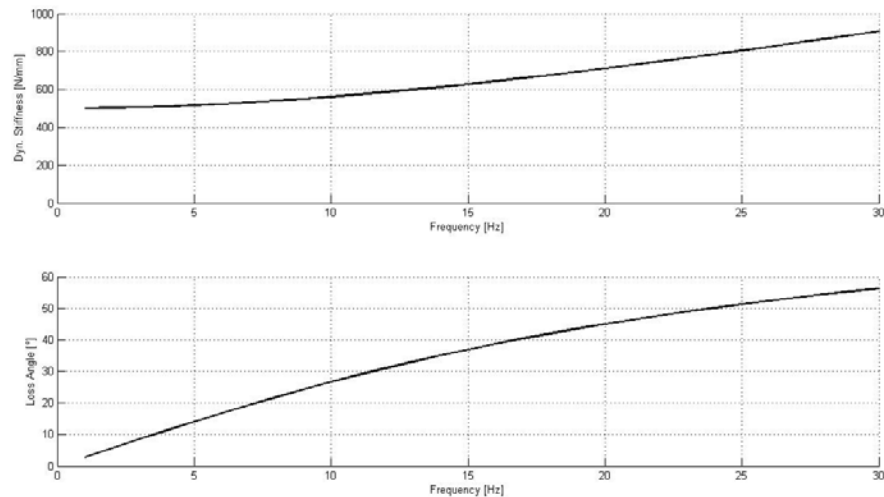


Abbildung 4.2: Kennlinien Kelvin-Voigt Modell, $k = 500 \text{ N/m}$, $d = 4 \text{ Ns/m}$

Parametrierung in Adams

Das Adams Kelvin-Voigt Lagermodell wird mittels der Federsteifigkeit c und dem Dämpfungskoeffizienten d definiert. Für die Federsteifigkeit kann zur besseren Modellierung auch ein nichtlinearer Verlauf eingegeben werden.

4.1.2 General Frequency Modell

Als weiteres, häufig verwendetes Lagermodell wird das General Frequency Bushing eingesetzt.

Aufbau

Das Modell besteht aus einer Feder/Dämpferkombination, die auch als duales Kelvin-Voigt Modell bezeichnet wird. Ein Kelvin-Voigt Modell wird in ein übergeordnetes eingebettet (siehe Abbildung 4.3).

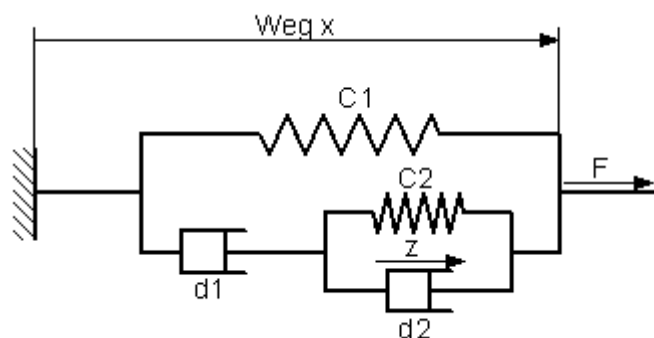


Abbildung 4.3: Aufbau General Frequency Bushing nach MSC Software Corporation (2010)

Die resultierende Kraft F ergibt sich durch: (MSC Software Corporation, 2010)

$$F = F_1 + F_2 \quad (4.7)$$

$$F_1 = C1 \cdot x \quad (4.8)$$

$$F_2 \cdot z + d2 \cdot \dot{z} = d1 \cdot (\dot{x} - \dot{z}) \quad (4.9)$$

Mit den Parametern

$$\alpha = \frac{C2}{C1} \quad (4.10)$$

$$\beta = \frac{d2}{d1} \quad (4.11)$$

$$\gamma = \frac{d1}{C1} \quad (4.12)$$

ergibt sich für die Formulierung:

$$F = C1 \cdot x + d1 \cdot (\dot{x} - \dot{z}) = C1 \cdot \left(x + \frac{d1}{C1} \cdot (\dot{x} - \dot{z}) \right) \quad (4.13)$$

$$F = C1 \cdot (x + \gamma \cdot (\dot{x} - \dot{z})) \quad (4.14)$$

mit

$$\dot{z} = \frac{1}{1 + \beta} \cdot \left(x - \frac{\alpha}{\gamma} \cdot z \right) \quad (4.15)$$

Bei einer harmonischen Weganregung $x(t) = \hat{x} \cdot \sin(\omega t)$ ergibt sich für das System eine Kraftantwort, welche wiederum die gleiche Frequenz besitzt, jedoch um den Verlustwinkel δ verschoben ist.

Der qualitative Verlauf der dynamischen Kennlinien lässt sich durch die Parameter α , β und γ variieren.

Die dynamische Steifigkeit und der Verlustwinkel sind nur von der Frequenz abhängig. Prinzipiell nimmt die dynamische Steifigkeit, ausgehend von der statischen Steifigkeit, mit zunehmender Frequenz zu, wobei der Anstieg mit steigender Frequenz abnimmt. Der Verlustwinkel nimmt mit steigender Frequenz zu, kann jedoch in einem Bereich lokal absinken (siehe Abbildung 4.4 und Abbildung 4.5).

Parametrierung in Adams

Beim Adams General Frequency Bushing ist es nicht möglich, alle Lagerparameter (c , α , β und γ) einzeln zu parametrieren. Definiert werden lediglich die statische Steifigkeit c und der gewünschte Verlustwinkel δ bei einer Frequenz von 15 Hz. Bei Eingabe einer nicht konstanten Steifigkeit wird dies nur beim Term $F_1 = C1 \cdot x$ (siehe Glg. 4.8) berücksichtigt (MSC Software Corporation, 2010).

Anhand des gewählten Verlustwinkels werden die Parameter α , β und γ ADAMS intern berechnet. Daher kann der Verlauf der Kennlinien nicht selbst durch geeignete Wahl der Parameter angepasst werden, sondern ist fix an den gewählten Verlustwinkel gekoppelt. Dadurch ergeben sich für die dyn. Kennwerte folgende, in Abbildung 4.4 und Abbildung 4.5 ersichtliche vorgegebene Verläufe:

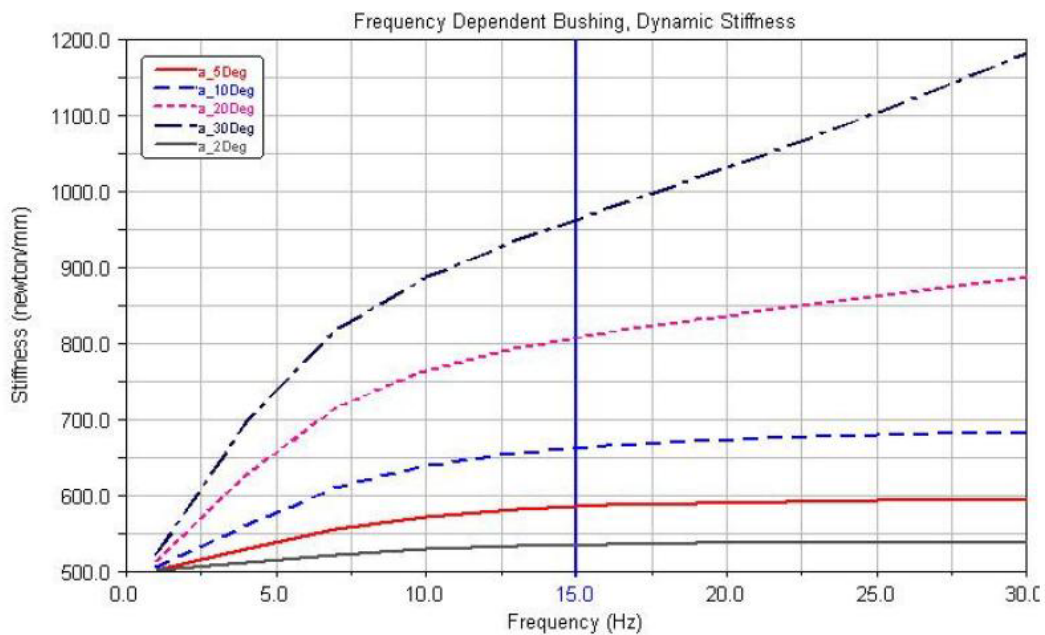


Abbildung 4.4: Kennlinie dynamische Steifigkeit (MSC Software Corporation, 2010)

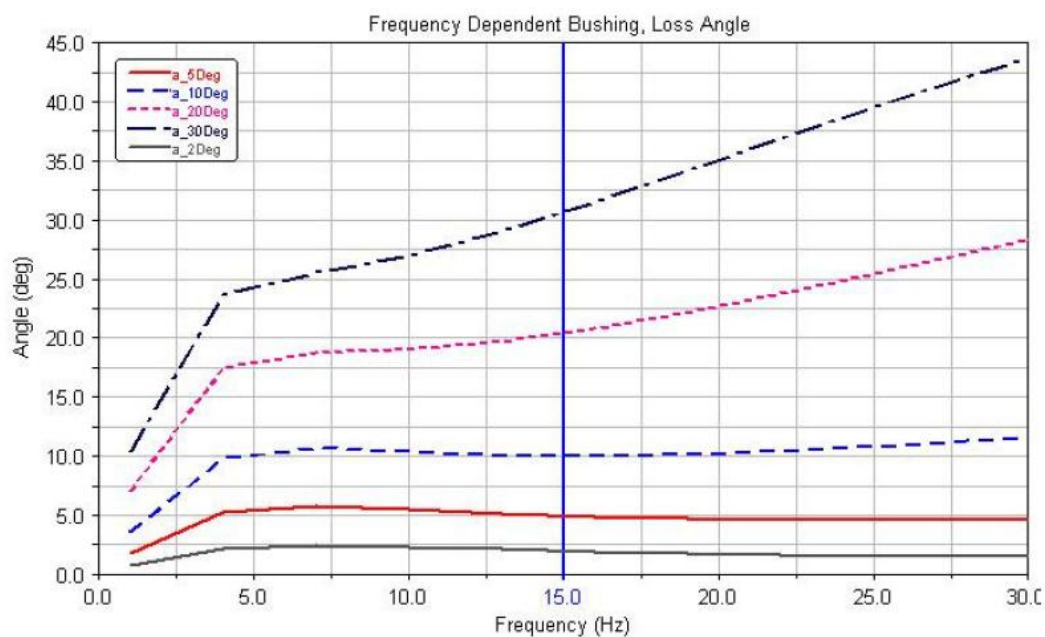


Abbildung 4.5: Kennlinie Verlustwinkel (MSC Software Corporation, 2010)

4.1.3 ADAMS-Hydrolagermodell

Adams bietet ein eigenes Modell zur Abbildung von Hydrolagern an. Es besteht aus einer Tragfeder, welche als Kelvin-Voigt Modell abgebildet ist und einem dazu parallelen, hydraulischen Dämpfer. Dieser besteht aus einer Lose, einem Federelement, der Fluidmasse und einem Dämpfungselement (siehe Abbildung 4.6).

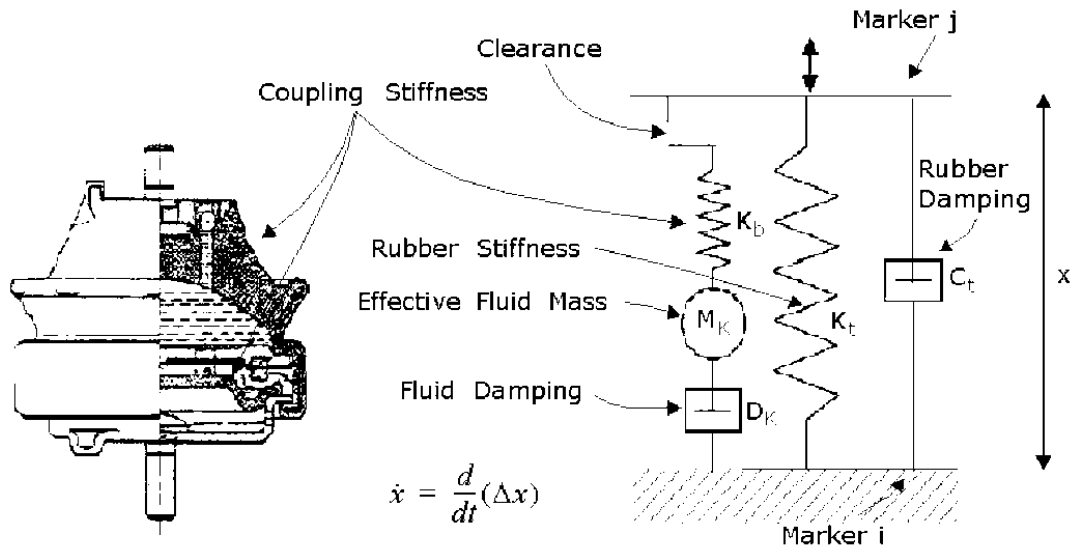


Abbildung 4.6: Aufbau Adams Hydrolager (MSC Software Corporation, 2010)

Das Modell wird durch folgende Variablen definiert (MSC Software Corporation, 2010):

Tragfeder:

- statische Steifigkeit K_t
- Dämpfungskonstante C_t

Blähfeder :

- statische Steifigkeit K_b
- nichtlinearer Steifigkeitsfaktor K_{quad}
- Lose

Hydraulischer Teil:

- effektive Fluidmasse M_k
- lineare und quadratische Flüssigkeitsdämpfung D_k und D_{k_quad}

Mathematische Beschreibung des Modells (MSC Software Corporation, 2010):

- Weg der Blähfeder \bar{x} :

$$\bar{x} = \begin{cases} x + Lose & \text{für } x + Lose < 0 \text{ und } x < 0 \\ x + Lose & \text{für } x - Lose < 0 \text{ und } x > 0 \\ 0 & \end{cases} \quad (4.16)$$

- Nichtlineare Blähfedersteifigkeit q :

$$q = \begin{cases} (1 - K_{quad} \cdot x \cdot x) & \text{für } K_{quad} < 0 \\ 1 & \text{für } K_{quad} = 0 \\ (1 + K_{quad} \cdot x \cdot x) & \text{für } K_{quad} > 0 \end{cases} \quad (4.17)$$

- Nichtlinearer Fluiddämpfungsfaktor c :

$$c = D_k + D_{k_quad} \cdot |v_1| \quad (4.18)$$

- Blähfederkraft F_{coupl} :

$$F_{coupl} = (x_1 - \bar{x}) \cdot K_b \cdot q \quad (4.19)$$

- Differentialgleichungen der Fluidmasse M_k :

$$\dot{v}_1 = -\frac{1}{M_k} \cdot (v_1 \cdot c + F_{coupl}) \quad (4.20)$$

$$\dot{x}_1 = v_1 \quad (4.21)$$

- Lagerkraft F_{hydr} :

$$F_{hydr} = -k_t \cdot x - C_t \cdot \dot{x} + F_{coupl} \quad (4.22)$$

Parametrierung

Die Parametrierung erfolgt durch Eingabe der Kennlinien für die dynamische Steifigkeit und den Verlustwinkel über Frequenz und Amplitude. Anhand dieser Verläufe optimiert Adams die Variablen des Hydrolager-Modells.

Kennlinienverlauf

In Abbildung 4.7 ist ein beispielhafter Kennlinienverlauf des Adams Hydrolagermodells dargestellt:

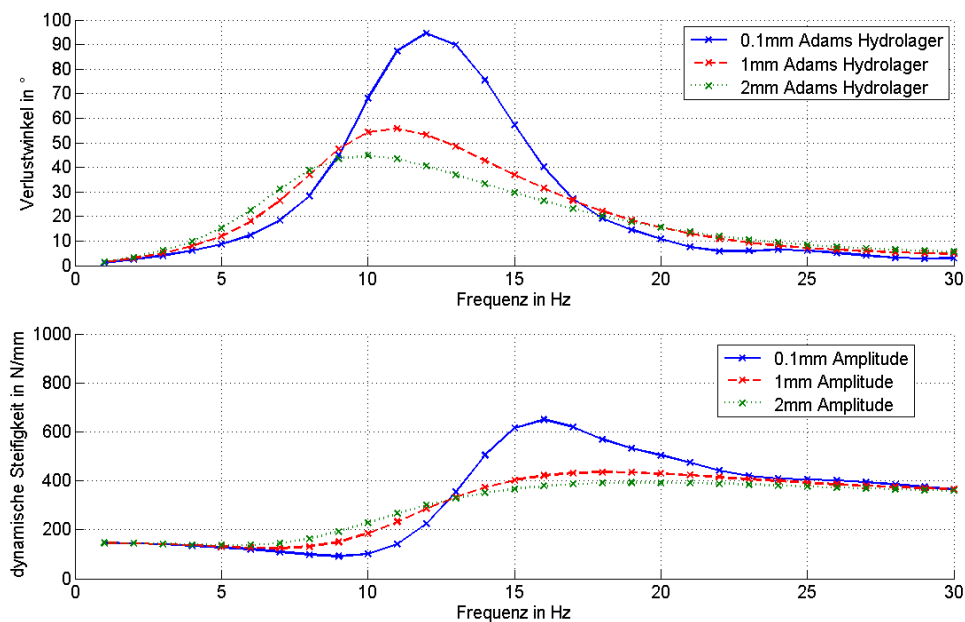


Abbildung 4.7: Beispielhafter Kennlinienverlauf – Adams Hydrolagermodell

4.2 Pfeffer Lagermodelle

Mit den Adams Lagermodellen lässt sich das Verhalten von realen Lagern, insbesondere von Elastomerlagern, teilweise nicht zufriedenstellend modellieren. Zwar lassen sich die Frequenzabhängigkeit des Verlustwinkels und der dynamischen Steifigkeit abbilden, die Amplitudenabhängigkeit ist hingegen nicht darstellbar. Dies ist sehr wohl mit dem Pfeffer Lagermodell möglich (Pfeffer & Hofer, 2002).

4.2.1 Pfeffer Elastomerlagermodell

Das Lagermodell besteht aus parallel angeordneten linearen und nichtlinearen Teilen. Die Gesamtkraft ergibt sich aus der Summe beider Teile (siehe Abbildung 4.8).

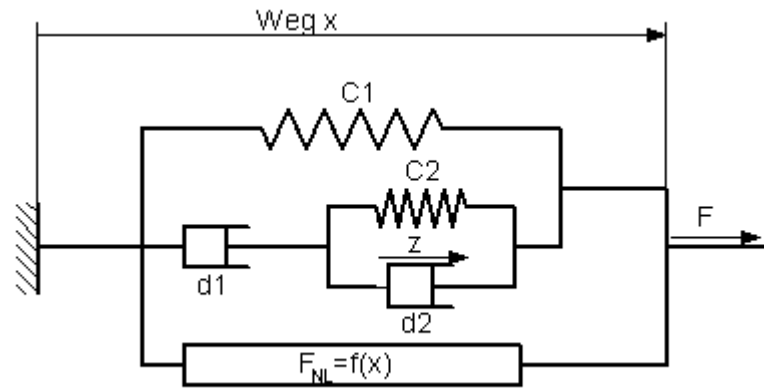


Abbildung 4.8: Aufbau Pfeiffer Elastomerlagermodell nach Pfeiffer & Hofer (2002)

$$F(t) = F_{NL}(t) + F_{lin}(t) \quad (4.23)$$

Der lineare Teil dient zur Modellierung der Frequenzabhängigkeit und besteht aus den gleichen Komponenten wie das Adams General Frequency Modell, während der nichtlineare Teil zur Abbildung der Amplitudenabhängigkeit dient.

Nichtlinearer Teil

Mit dem Einbau eines wegabhängigen Reibelements ist es möglich, eine Formulierung für die Amplitudenabhängigkeit zu bilden (Peeken & Lambertz, 1994).

Zur Bestimmung dieses Elements wird das Lager aus dem Ruhezustand deformiert. Dabei tritt der in Abbildung 4.9 dargestellte Spannungsverlauf auf.

Der Verlauf setzt sich zusammen aus elastischen und durch Werkstoffreibung hervorgerufenen Teilen. Subtrahiert man den elastischen Anteil, erhält man den Verlauf des Reibungsaufbaus mit wachsender Verformung (siehe Abbildung 4.9).

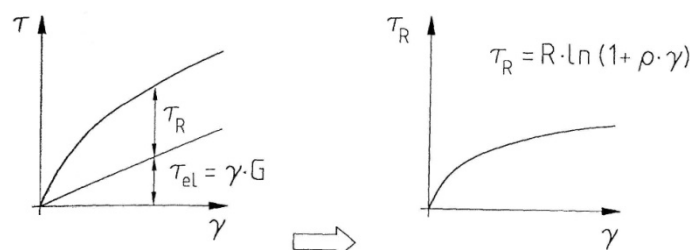


Abbildung 4.9: Spannungsverlauf Scherversuch (Peeken & Lambertz, 1994)

Der Verlauf Reibspannung lässt sich mit der logarithmischen Funktion

$$\tau_R = R \cdot \ln(1 + \rho \cdot \gamma) \quad (4.24)$$

approximieren. Dabei sind R und ρ Parameter, welche auf iterative Weise ermittelt werden können (Peeken & Lambertz, 1994).

Anhand dieser Gleichung für die Werkstoffreibung ergibt sich als Funktion des Reibelements:

$$F_{NL} = RM \cdot \ln(1 + \rho M \cdot x) \quad (4.25)$$

Für Deformationen mit Bewegungsumkehr muss die Gleichung erweitert werden und man erhält die momentane Kraft durch Summenbildung der Kräfte von Umkehrpunkt zu Umkehrpunkt, wobei hier das Vorzeichen der Bewegungsrichtung berücksichtigt werden muss (Pfeffer & Hofer, 2002):

$$F_{NL}(t) = \left[\sum_{i=1}^n \text{sign}(\dot{x} | x \in]x_{Um_{i-1}}; x_{Um_i}[) \cdot RM \cdot \ln(1 + \rho M \cdot |x_{Um_i} - x_{Um_{i-1}}|) \right] \\ + \text{sign}(\dot{x} | x > x_{Um_i}) \cdot RM \cdot \ln(1 + \rho M \cdot |x(t) - x_{Um_i}|) M \cdot \rho M \cdot x \quad (4.26)$$

Linearer Teil

Dieser Teil des Modells wird zur Modellierung der Frequenzabhängigkeit verwendet und entspricht vom Aufbau her dem General Frequency Modell von MSC/Adams. Um den Verlustwinkel abbilden zu können, wird die Kraft F_2 entsprechend skaliert. Zur Beschreibung des Teilmodells dienen folgende Gleichungen (zur Herleitung siehe Kap.4.1.2):

$$F_{lin} = F_1 + k \cdot F_2 = C1 \cdot (x + k \cdot \gamma \cdot (\dot{x} - \dot{z})) \quad (4.27)$$

mit

$$\dot{z} = \frac{1}{1 + \beta} \cdot \left(x - \frac{\alpha}{\gamma} \cdot z \right) \quad (4.28)$$

mit den Parametern α , β und γ

$$\alpha = \frac{C_2}{C_1} \quad (4.29)$$

$$\beta = \frac{d_2}{d_1} \quad (4.30)$$

$$\gamma = \frac{d_1}{C_1} \quad (4.31)$$

Parametrierung (Pfeffer & Hofer, 2002):

Für die Parametrierung des Modells werden benötigt:

- Statische Steifigkeit im Arbeitspunkt bzw. die Steifigkeitskennlinie
- Zwei dynamische Verhärtungen DH bei gleicher Frequenz, aber verschiedenen Wegamplituden
- Der Verlustwinkel δ bei bestimmter Frequenz und Amplitude

Der Parameter C_1 entspricht der statischen Steifigkeit.

Die Parameter RM und ρ für den nichtlinearen Teil werden über die dynamischen Verhärtungen iterativ ermittelt.

Die Parameter für den linearen Teil, c , α , β und γ , werden so parametrieren, dass sich im Bereich von 3 bis 30 Hz ein möglichst konstanter Verlustwinkel einstellt. Durch einen Skalierungsfaktor k für die Kraft F_2 kann auf den gewünschten Verlustwinkel δ skaliert werden.

Kennlinienverlauf

In Abbildung 4.10 ist ein beispielhafter Kennlinienverlauf des Pfeffer Elastomermodells dargestellt:

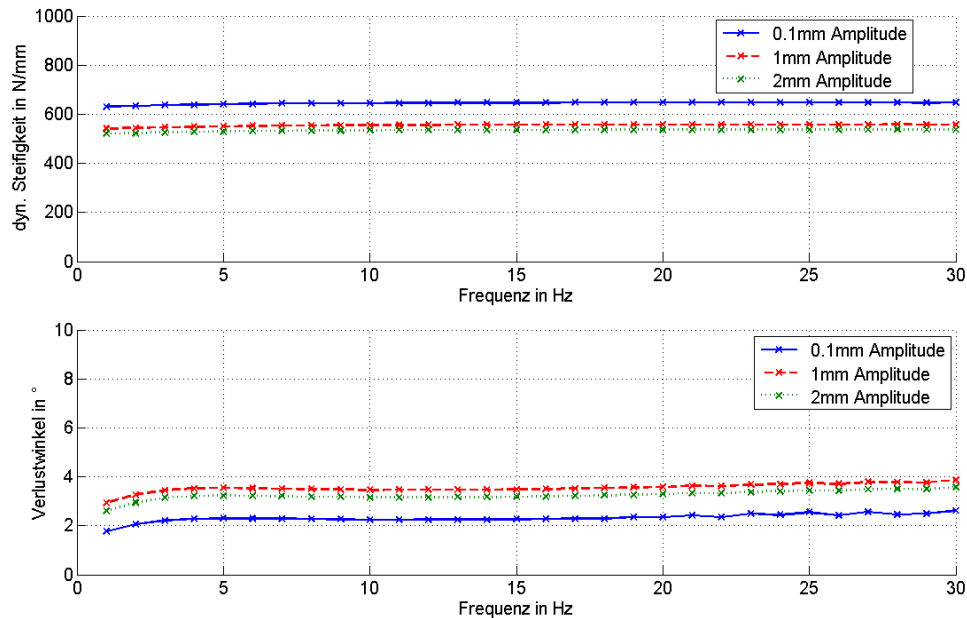


Abbildung 4.10: Beispielhafter Kennlinienverlauf – Pfeffer Elastomerlagermodell

4.2.2 Pfeffer Hydrolagermodell

Aufbau

Beim Pfeffer Hydrolager Modell werden die Tragfeder und die Blähfeder als Pfeffer Elastomerlagermodell abgebildet (siehe Abbildung 4.11).

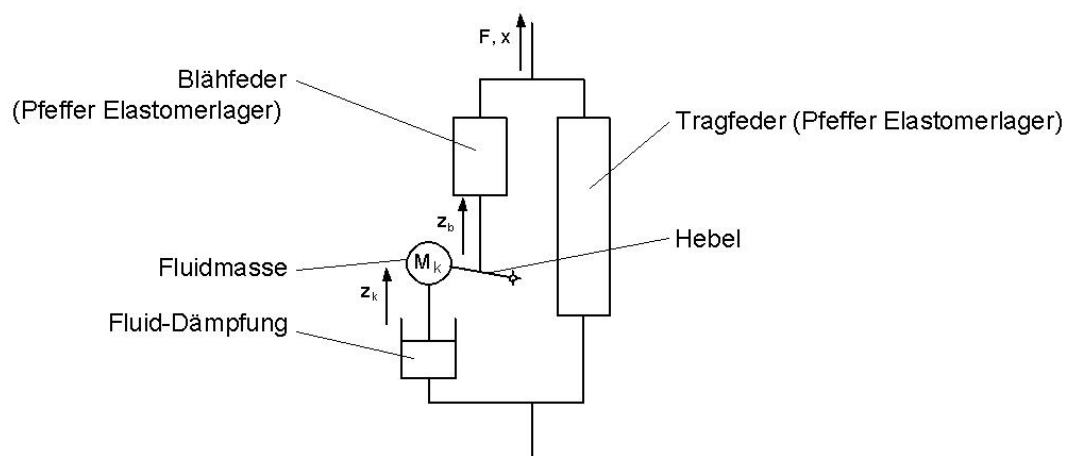


Abbildung 4.11: Aufbau Pfeffer Hydrolager

Mathematische Beschreibung des Modells:

- Weg der Fluidmasse M_k :

Aufgrund der unterschiedlichen Fläche der Blähfeder A_b und des Flüssigkeitskanals A_k ergibt sich für den Weg der Fluidmasse aufgrund des konstanten Volumens des Fluids folgender Zusammenhang:

$$z_k \cdot A_k = z_b \cdot A_b \quad (4.32)$$

Dieser Effekt wird durch den Hebel im Lagermodell (siehe Abbildung 4.11) dargestellt.

- Kraft der Tragfeder F_t :

Die Kraft der Tragfeder ergibt sich aufgrund des Pfeifer Elastomerlagers und ist abhängig vom Weg und der Geschwindigkeit des Lagers.

$$F_t = f(x, v) \quad (4.33)$$

- Kraft der Blähfeder F_b :

Die Kraft der Blähfeder ist abhängig von der Differenzbewegung des Lagers und des Fluids. Die Kraft des Elastomerlagers ergibt sich:

$$F_b = f(x - z_b, v - \dot{z}_b) \quad (4.34)$$

- Dämpfungskraft des Flüssigkeitskanals F_d :

$$F_d = \dot{z}_k \cdot d + \dot{z}_k^3 \cdot d \cdot \beta \quad (4.35)$$

- Differentialgleichungen der Fluidmasse M_k :

Auch bei der Differentialgleichung muss die unterschiedliche Wirkfläche der Blähfeder und des Flüssigkeitskanals berücksichtigt werden.

$$\ddot{z}_k = \frac{1}{M_k} \cdot \left(F_b \cdot \frac{A_k}{A_b} - F_d \right) \quad (4.36)$$

- Lagerkraft F_{hydro} :

Die Lagerkraft ergibt sich aus der Summe von Tragfeder und Blähfeder:

$$F_{hydro} = F_t + F_b \quad (4.37)$$

Parametrierung (Pfeffer & Hofer, 2002):

Beim Pfeffer Hydrolager-Modell erfolgt die Parametrierung nicht wie beim ADAMS-Hydrolagermodell anhand von Kennlinien, sondern es werden die einzelnen Komponenten wie Tragfeder und Kanal einzeln und direkt parametriert. Dadurch ergibt sich der Vorteil, dass teilweise Änderungen im realen Lager (wie zum Beispiel die Änderung des Kanalquerschnitts) leicht auf das Lagermodell umgesetzt werden können. Für Simulationen im Ausschwingversuch ist es allerdings notwendig, den Parametersatz zu optimieren und zu kontrollieren, um zufriedenstellende Ergebnisse zu erhalten.

Kennlinienverlauf

In Abbildung 4.12 ist ein beispielhafter Kennlinienverlauf des Pfeffer Hydrolagermodells dargestellt:

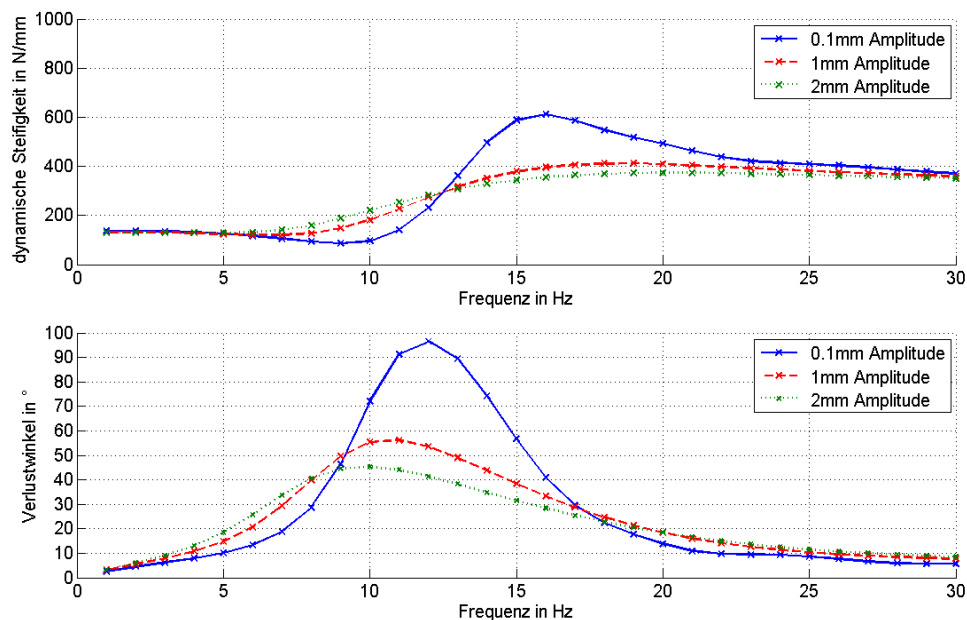


Abbildung 4.12: Beispielhafter Kennlinienverlauf – Pfeffer Hydrolagermodell

5 Implementierung der neuen Lagerelemente in Adams

Im Gegensatz zu den standardmäßigen Lagermodellen, welche in Adams als Bushing abgebildet werden, liegen die Pfeffer Lagermodelle als Matlab Simulink Modelle vor.

Um das Simulink Lagermodell in das Adams-Mehrkörpersystem einbinden zu können wird das Plug-In Adams/Controls verwendet. Dieses Unterprogramm wurde in erster Linie entwickelt um mechanische Systeme mit einem externen Regler (engl. Controller) zu simulieren. Es kann aber auch für die Aufgabenstellung, ein mechanisches System mit externen Lagermodellen zu simulieren, verwendet werden.

Der Datenaustausch zwischen den beiden Modellen erfolgt über Variablen. Dabei dienen Adams Ausgabevariablen als Eingabevariablen des Simulink Modells und die Ausgabenvariablen vom Simulink Modell dienen wiederum als Eingabevariablen vom Adams Modell (siehe Abbildung 5.1).

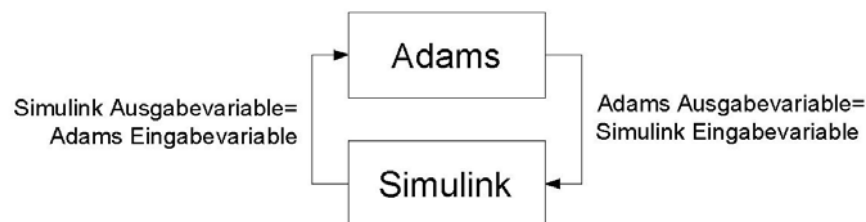


Abbildung 5.1: Ein- und Ausgabevariablen

Bevor jedoch die beiden Modelle gekoppelt werden können, muss das Adams Modell modifiziert werden.

5.1 Vorbereitung ADAMS-MKS Modell

5.1.1 Ausgangssituation

Standard Adams Lagermodelle werden als Bushings dargestellt.

Ein Bushing entspricht einem dreidimensionalen Lagermodell, wobei jede der sechs Bewegungsrichtungen - drei translatorische und drei rotatorische - jeweils einzeln durch ein eindimensionales Lagermodell abgebildet wird.

Als translatorische Lagermodelle werden das Kelvin-Voigt Modell, das General Frequency Element oder das Adams Hydrolager verwendet, als rotatorisches Lagermodell das Kelvin-Voigt Modell.

Die Gesamtkraft des Bushings ergibt sich durch vektorielle Addition der einzelnen Lagerrichtungen:

$$\vec{F} = \vec{F}_x + \vec{F}_y + \vec{F}_z \quad (5.1)$$

$$\vec{M} = \vec{M}_x + \vec{M}_y + \vec{M}_z \quad (5.2)$$

Kopplung

Standardmäßig sind 2 Richtungen (die x- und y-Richtung) gekoppelt. Das bedeutet, dass die statische Lagerkraft in einer Richtung auch von der Auslenkung der gekoppelten Richtung abhängig ist. Sie ergibt sich aufgrund der Gesamtauslenkung der gekoppelten Richtung, skaliert auf die Einzelauslenkung.

Die Kopplung soll anhand der Kraft-Weg Kennlinie eines Lagers dargestellt werden:

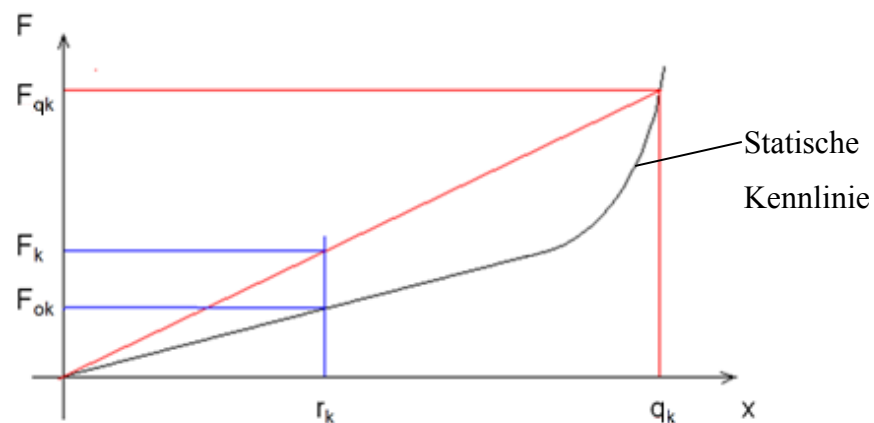


Abbildung 5.2: Darstellung Kopplung

Ohne Kopplung ergibt sich für die statische Lagerkraft in Richtung k bei einer Auslenkung r_k die Lagerkraft F_{ok} .

Mit Kopplung wird die Kraft F_{qk} bei der Gesamtauslenkung des Lagers in gekoppelter Richtung q_k ermittelt.

$$q_k = \sqrt{r_x^2 + r_y^2} \quad (5.3)$$

$$F_{qk} = f(q_k) \quad (5.4)$$

Anhand dieser wird die statische Lagerkraft F_k durch einen Skalierfaktor ermittelt:

$$F_k = \frac{r_x}{q_k} \cdot F_{qk} \quad (5.5)$$

In Abbildung 5.2 wird der Unterschied zwischen der Lagerkraft mit Kopplung und ohne Kopplung dargestellt. Bei progressiver Steifigkeitskennlinie wird die Lagerkraft größer, bei degressiver kleiner. Bei einer linearen Steifigkeitskennlinie hat die Kopplung keinen Einfluss.

Zusätzlich zur Lagerparametrierung können eine Nullpunktverschiebung (offset) und eine Vorlast (preload) des Lagers angegeben werden (siehe Abbildung 5.3).

Der für die Ermittlung der Lagerkraft $F=f(x)$ notwendige Lagerweg x wird anhand von zwei Bezugspunkten - sogenannten Markern - ermittelt.

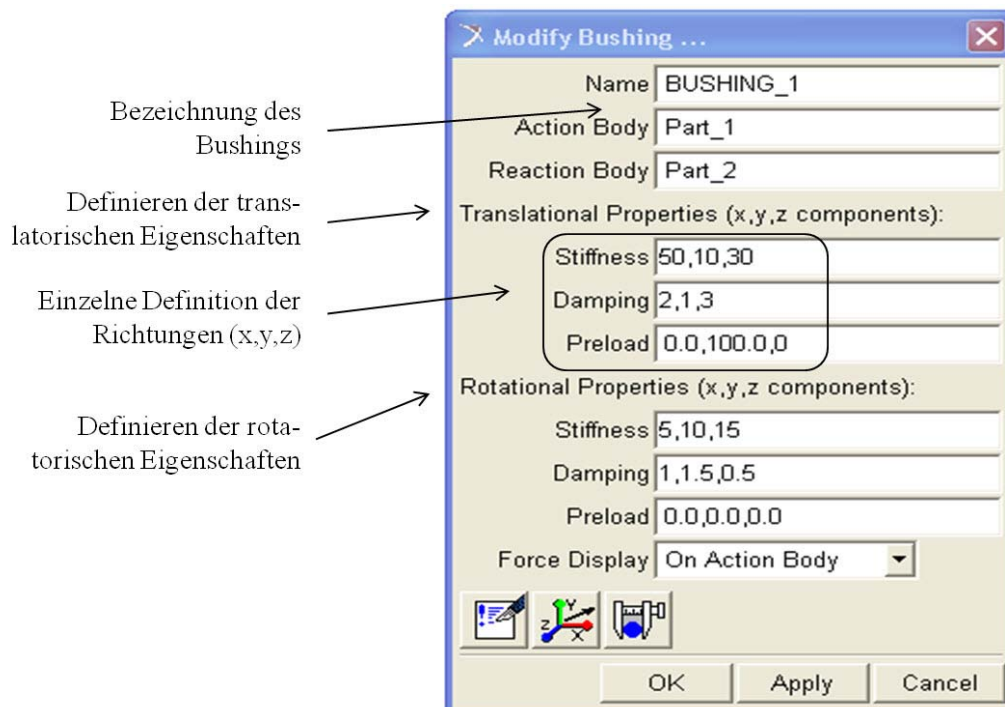


Abbildung 5.3: Menü Bushing

5.1.2 Modellumbau

Um ein externes Lagermodell in Adams anstelle eines Standard Lagermodells einbinden zu können, muss das Adams Modell umgestaltet werden. Dabei werden die für die Fahrkomfort-Simulation wichtigen translatorischen Lagerkomponenten durch die externe Lagermodelle ersetzt. Die rotatorischen werden weiterhin als Kelvin-Voigt Modell abgebildet.

Für den Informationsaustausch zwischen dem Simulink Modell und dem Adams Modell werden für jede Lagerrichtung drei Variable erstellt: Weg, Geschwindigkeit und Kraft.

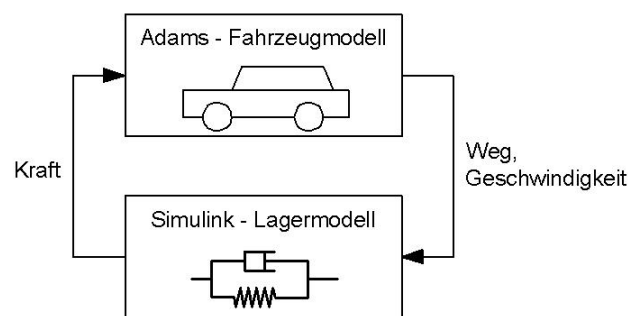


Abbildung 5.4: Variablenaustausch zwischen Fahrzeug- und Lagermodell

Dabei dienen Weg und Geschwindigkeit als Ausgabevariable von Adams und gleichzeitig als Eingabevariable vom Simulink Modell, die Variable Kraft sinngemäß umgekehrt (siehe Abbildung 5.4).

Die Variable Weg entspricht dem Abstand zwischen den Bezugspunkten des Bushings und die Variable Geschwindigkeit gibt die Relativgeschwindigkeit dieser beiden Punkte an.

Der Betrag der Variable Kraft entspricht der im Simulink Modell ermittelten Lagerkraft.

Da diese Kraftkomponenten, für jede Lagerrichtung eine, nicht mit einem Bushing in das Adams Modell eingefügt werden können, werden sie mittels einem General-Force Element in das Modell eingebaut.

Mit diesem Element ist es möglich, für jede Richtung einzeln eine Kraft- und Momentkomponente zu definieren. Zur Lageorientierung der General Force werden die Bezugspunkte des Bushings genutzt (siehe Abbildung 5.5).

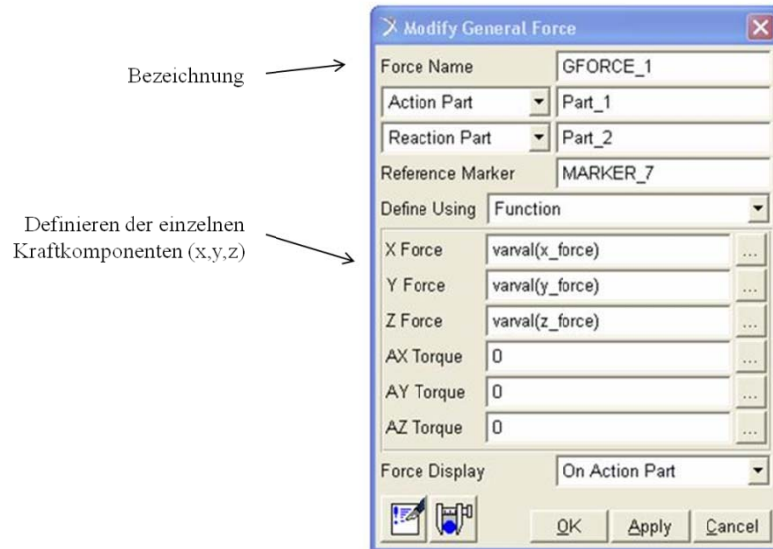


Abbildung 5.5: Definition der General Force

Mit dem Bushing werden weiterhin die rotatorischen Lagereigenschaften, Vorlasten und Nullpunktverschiebungen definiert. Da jedoch die translatorischen Lagermodelle nicht mehr mit dem Bushing abgebildet werden, ändert man die Bushings in diesen Richtungen in ein Kelvin-Voigt Modell mit der Steifigkeit $k = 0 \text{ N/m}$ und Dämpfungskonstante $d = 0 \text{ Ns/m}$. Dadurch ergibt sich eine Lagerkraft von 0 N und hat damit keinen Einfluss auf die Simulation.

Abschließend muss die Schnittstelle definiert werden. Dies erfolgt mit der Adams/Controls Funktion Plant Export. Daraufhin erstellt Adams die für die Cosimulation mit Matlab/Simulink notwendigen Dateien (siehe Abbildung 5.6).

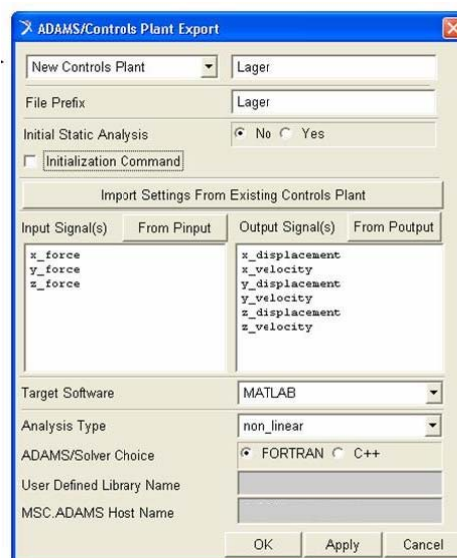


Abbildung 5.6: Einstellungen Plant Export

5.2 Implementierungsvarianten

Für die Verknüpfung zwischen Adams und Matlab/Simulink bietet Adams/Controls drei verschiedene Möglichkeiten (siehe Abbildung 5.7).

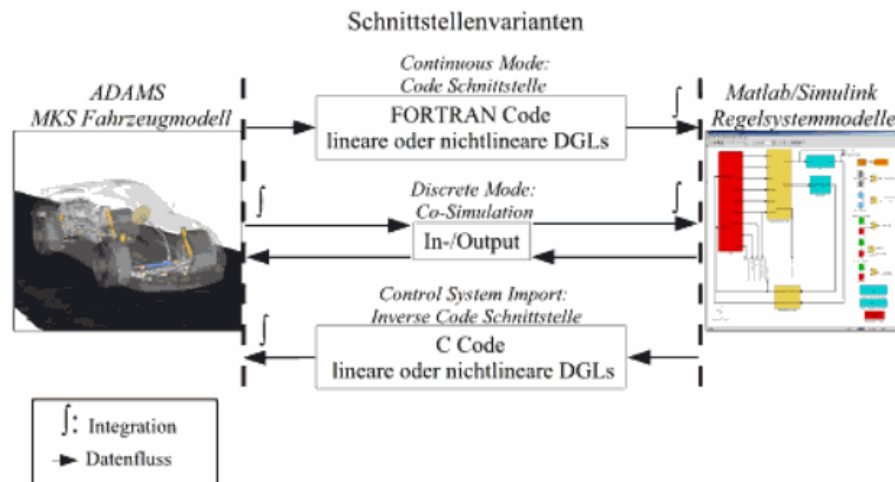


Abbildung 5.7: Schnittstellenvarianten Adams-Simulink (Mack, 2009)

5.2.1 Continuous Mode

Bei dieser Methode wird das MKS-Modell nach Simulink exportiert und vom Simulink-Solver gelöst.

Aufbau

Anhand der Schnittstellen-Definitionen erstellt Matlab ein Simulink Modell, in welchem das Adams Modell als ein Block dargestellt wird. Die definierten Ein- und Ausgabevariablen werden als Ein- und Ausgänge des Blockes dargestellt. Durch Klicken des Blockes können Parameter der Kopplung geändert werden. Für diese Methode der Kopplung wird der Parameter „Simulation Mode“ auf „Continuous Mode“ gesetzt, die anderen Parameter werden auf den Standardwerten belassen.

Ausgehend von diesem Block wird das Simulink Lagermodell eingefügt (siehe Abbildung 5.8).

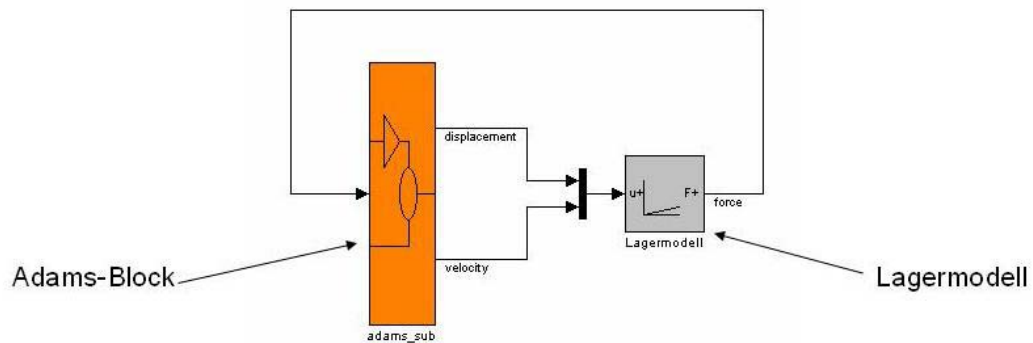


Abbildung 5.8: Simulink Aufbau – „Continuous Mode“

Gestartet und durchgeführt wird die Simulation wie eine gewöhnliche Simulink Simulation.

Beschreibung

Da Simulink Solver nicht in der Lage sind, die in Adams Modellen auftretenden Gleichungssysteme zu lösen, werden diese in ein für den Simulink Solver lösbares, nichtlineares Differentialgleichungssystem überführt.

Dies stellt bei der Kopplung einfacher Adams Modelle, wie eines Einmassenschwingers, kein Problem dar und das System wird richtig simuliert.

Allerdings ist es nicht möglich, komplexere Adams Modelle (insbesondere komplette Fahrzeugmodelle mit aufwendigem Reifenmodell), welche nur durch komplexe Gleichungssysteme beschrieben werden können, zu simulieren. Dadurch ist diese Methode für Fahrkomfortsimulationen nicht geeignet.

5.2.2 Discrete Mode

Bei dieser Methode, auch als Co-Simulation bezeichnet, handelt es sich um eine parallele Simulation von MKS Modell und Simulink Lagermodell mit Informationsaustausch zu diskreten Zeitpunkten.

Aufbau

Der Aufbau ist ident mit jenem von „Continuous Mode“, nur wird der Kopplungs-Parameter Simulation Mode auf „Discrete Mode“ gesetzt (siehe Abbildung 5.9).

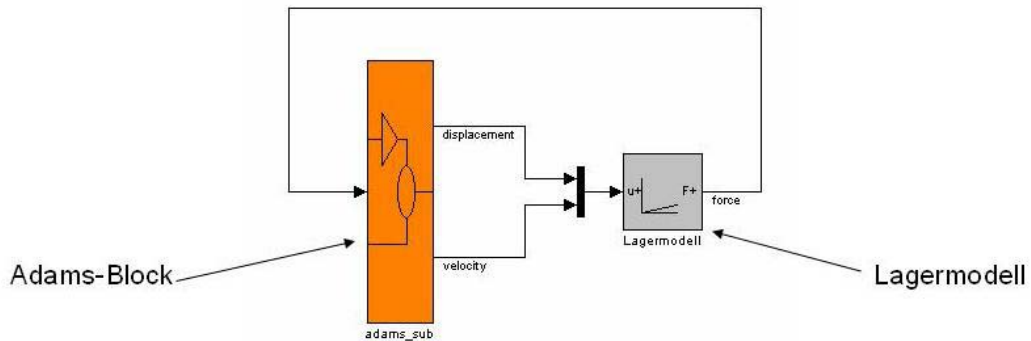


Abbildung 5.9: Simulink Aufbau – „Discrete Mode“

Beschreibung

Bei der Co-Simulation werden MKS und Lagermodell durch ihre eigenen Solver gelöst, wodurch die Modelle keinen Einschränkungen in Bezug auf ihre Komplexität unterliegen.

Der Informationsaustausch (Weitergabe der Ausgabevariablen) zwischen den Modellen erfolgt immer zu diskreten Zeitpunkten. Zwischen diesen Zeitpunkten werden die Eingänge auf „hold“ gesetzt.

Ablauf Informationsaustausch

Zum Zeitpunkt t_1 wird vom Adams Solver die Variable $x(t = t_1)$ an Simulink weitergegeben. Anhand dieser berechnet der Simulink Solver für den nächsten Zeitpunkt t_2 die Variable $y(t = t_2)$, welche der Simulink Solver wiederum an Adams leitet. Dadurch ergibt sich für den Adams Solver eine Eingabevariable zum Zeitpunkt t_2 , welche von einer Ausgabevariable vom Adams Solver zum Zeitpunkt t_1 abhängt (siehe Abbildung 5.10).

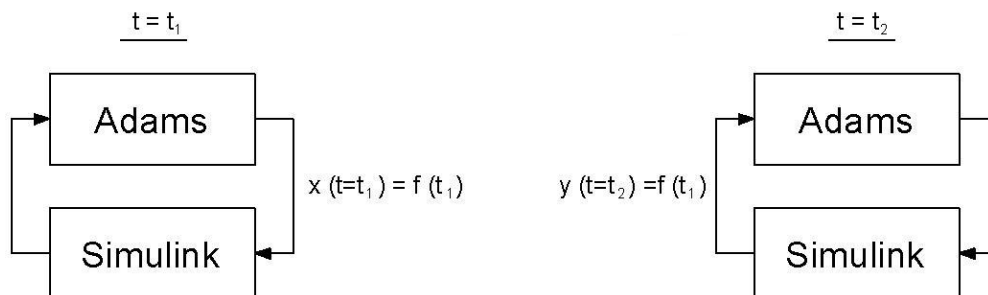


Abbildung 5.10: Zeitversatz „Discrete Mode“

Dies bedeutet, dass es bei der Simulation zu einem Zeitversatz von einem Zeitschritt kommt.

Bei der Simulation von einem Lagermodell bewirkt dies eine negative Phasenverschiebung zwischen Lagerkraft und Lagerweg. Diese Phasenverschiebung bedeutet physikalisch eine negative Dämpfung für das Modell.

Diese negative Dämpfung kann als negativer Verlustwinkel dargestellt werden und entspricht dem Drehwinkel des Schwingungssystems für einen Simulationsschritt (siehe Abbildung 5.11).

$$\delta = \omega \cdot t_D \quad (5.6)$$

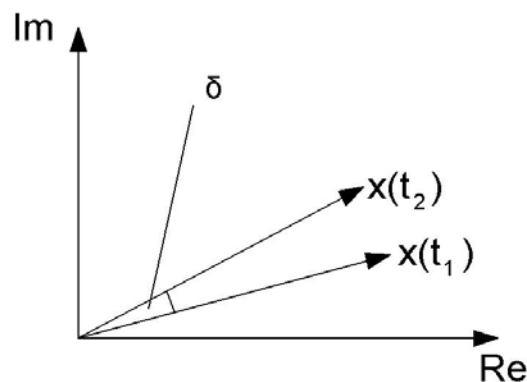


Abbildung 5.11: Darstellung neg. Verlustwinkel

Dieser Effekt wird unter anderem bei der Simulation eines Ausschwingvorgangs eines ungedämpften Einmassenschwingers sichtbar.

Ausschwingvorgang eines ungedämpften Einmassenschwingers

Dabei wird eine Masse m , ausgehend von der Anfangsauslenkung x_0 , um die statische Gleichgewichtslage losgelassen. Ein ungedämpfter Einmassenschwinger schwingt anschließend harmonisch mit der Amplitude x_0 um die statische Gleichgewichtslage.

Bei der Simulation dieses Vorgangs nimmt jedoch bei der „Discrete Mode“-Methode die Amplitude zu, es kommt zu einem Aufschwingen des Systems (im Gegensatz zum Simulink Referenzmodell). Dies wird durch den Zeitversatz bei der Simulation verursacht (siehe Abbildung 5.12).

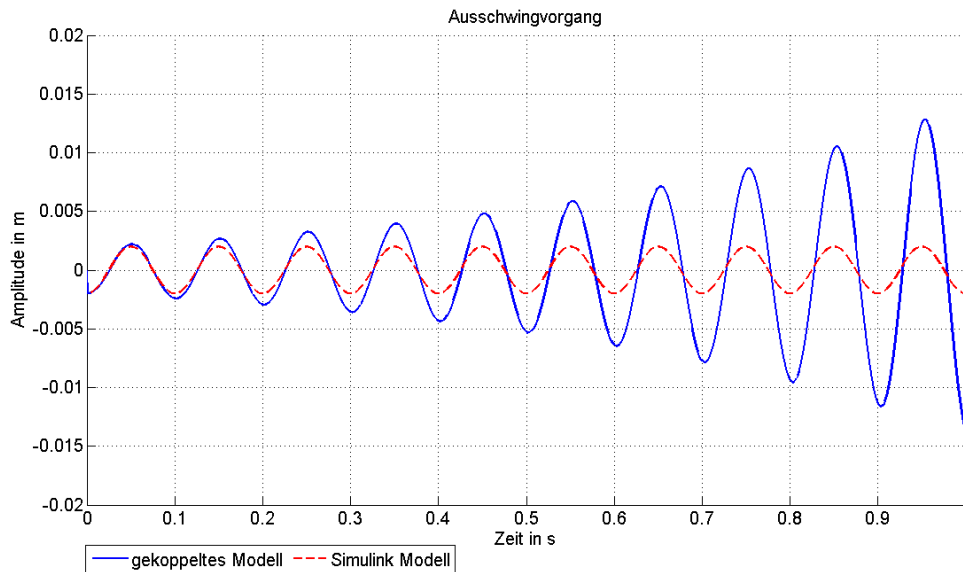


Abbildung 5.12: Ausschwingvorgang ungedämpfter Einmassenschwinger

Um diesen Zeitversatz und damit diese negative Dämpfung zu kompensieren wurden folgende Methoden untersucht:

- Ausgleich durch Extrapolation
- Ausgleich durch Aufbringen einer zusätzlichen Dämpfung

Ausgleich durch Extrapolation

Um den Zeitversatz auszugleichen, wurden die Ausgabevariablen vom Adams Modell (Weg, Geschwindigkeit) um einen Zeitschritt extrapoliert.

Für die Polynom-Extrapolation werden die Werte der letzten drei Zeitpunkte herangezogen (siehe Abbildung 5.13).

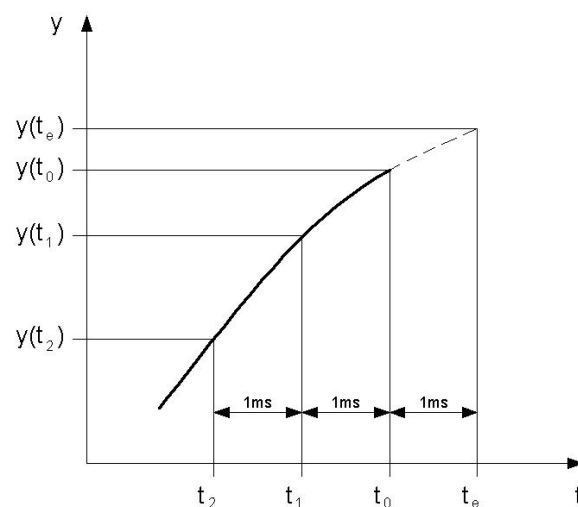


Abbildung 5.13: Extrapolation

Dadurch ergibt sich für die Extrapolation:

$$y(t_e) = 1 \cdot y(t_2) - 3 \cdot y(t_1) + 3 \cdot y(t_0) \quad (5.7)$$

Der Einfluss der Extrapolation soll anhand eines Ausschwingvorgangs eines gedämpften Einmassenschwingers dargestellt werden.

Dabei wird das gekoppelte Modell mit Extrapolation mit dem Simulink Modell als Referenzmodell verglichen. Um die Frequenz des Vorgangs zu variieren, wird die Masse verändert.

Die Simulation wurde bei einer Frequenz von 5 Hz und von 40 Hz durchgeführt.

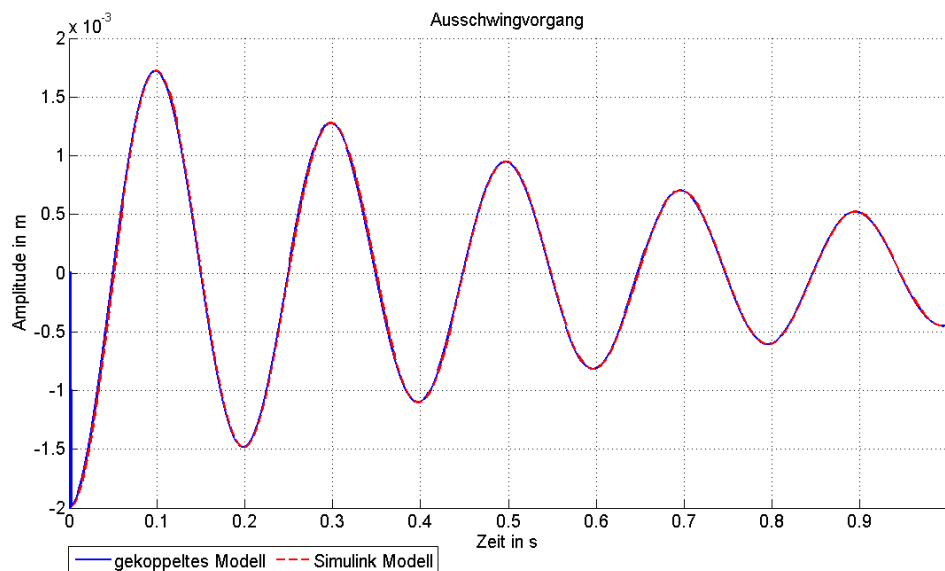


Abbildung 5.14: Ausschwingvorgang -Frequenz: 5 Hz

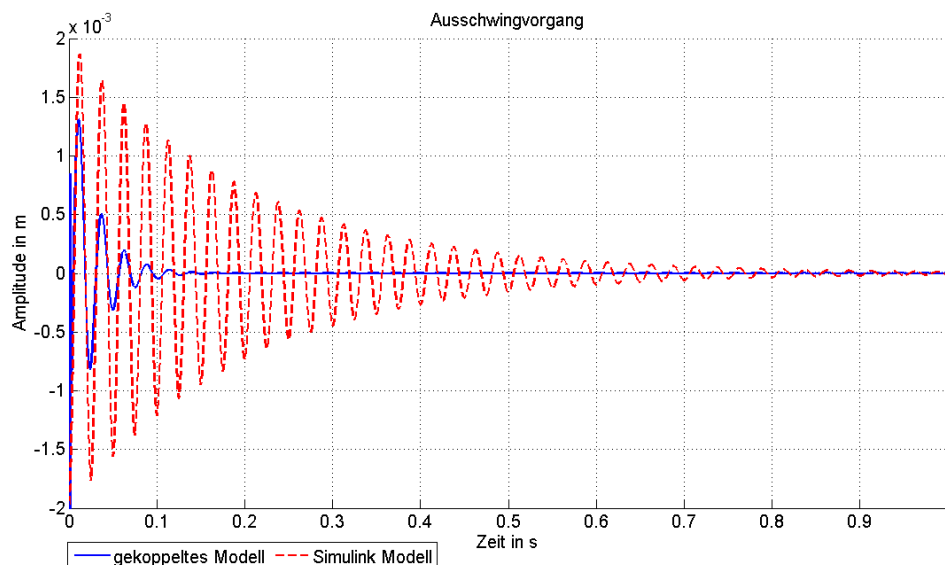


Abbildung 5.15: Ausschwingvorgang -Frequenz: 40 Hz

Dabei zeigt sich eine gute Übereinstimmung bei niedriger Frequenz (siehe Abbildung 5.14). Bei hoher Frequenz (siehe Abbildung 5.15) wird die Approximation ungenau, wodurch diese Methode für Fahrzeugkomfort-Simulationen nicht geeignet ist.

Die Ursache für die Ungenauigkeit der Extrapolation bei hoher Frequenz beruht auf der Tatsache, dass mit steigender Frequenz über einen größeren Drehwinkel extrapoliert werden muss und dadurch die Extrapolationsgüte schlechter wird.

Ausgleich durch Aufbringen einer zusätzlichen Dämpfung

Durch die Aufbringung einer zusätzlichen Dämpfung wurde versucht, die negative Dämpfung aufgrund des Zeitversatzes auszugleichen.

Das Dämpfungselement wurde parallel zum bestehenden Lagermodell angeordnet (siehe Abbildung 5.16).

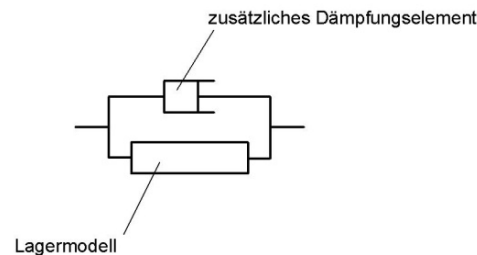


Abbildung 5.16: zusätzliches Dämpfungselement

Beim Kelvin-Voigt Modell ergibt sich für den Verlustwinkel

$$\tan(\delta) = \frac{\omega \cdot d}{c} \quad (5.8)$$

Näherungsweise wurde für kleine Verlustwinkel vereinfacht:

$$\delta \sim \tan \delta \quad (5.9)$$

Wurch sich durch Gleichsetzen mit Formel 5.6 ergibt:

$$\delta \sim \omega \cdot t_D = \frac{\omega \cdot d}{c} \quad (5.10)$$

Daraus folgt für die Dämpfungskonstante:

$$d = \frac{c}{t} \quad (5.11)$$

Der Einfluss der zusätzlichen Dämpfung soll anhand eines Ausschwingvorgangs eines gedämpften Einmassenschwingers dargestellt werden. Dabei schwingt die Masse m , ausgehend von der Anfangsauslenkung x_0 um die statische Gleichgewichtslage, auf die statische Gleichgewichtslage ein.

Dabei wird das gekoppelte Modell, einmal mit und einmal ohne zusätzliche Dämpfung, mit dem Simulink Modell, welches als Referenzmodell dient, verglichen.

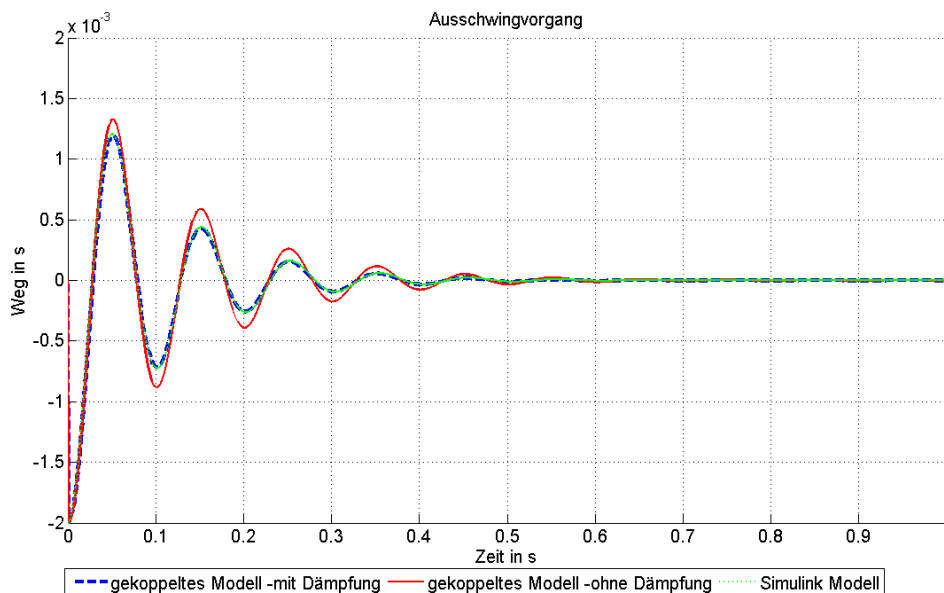


Abbildung 5.17: Ausschwingvorgang - zusätzliche Dämpfung

Dabei zeigt sich eine sehr gute Übereinstimmung zwischen dem gekoppelten Modell mit zusätzlicher Dämpfung und dem Simulink Modell, während das gekoppelte Modell ohne zusätzliche Dämpfung einen abweichenden Verlauf besitzt (siehe Abbildung 5.17).

Für ungedämpfte Einmassenschwinger und für Kelvin-Voigt Modelle lassen sich mit dieser Approximation gute Ergebnisse erzielen.

Für komplexere Modelle wie den Pfeiffer Lagermodellen lässt sich die Methode jedoch nicht zufriedenstellend anwenden, da der Verlustwinkel bei diesen Modellen von

mehreren Komponenten abhängig ist. Dadurch lässt sich der erforderliche zusätzliche Verlustwinkel nicht durch Einbau eines zusätzlichen Dämpfungselements aufbringen.

5.2.3 C-Code Import

Diese Methode unterscheidet sich von den zwei oben beschriebenen Methoden dadurch, dass nicht das Adams Modell in Simulink eingebaut, sondern das Simulink Modell als C-Code in die Adams-Umgebung eingesetzt und vom Adams Solver berechnet wird.

Aufbau

In Matlab wird ein Simulink-Modell, welches die in der Schnittstellen-Definition festgelegten Ein- und Ausgänge enthält, generiert. In dieses wird das Simulink Lagermodell eingefügt (siehe Abbildung 5.18).

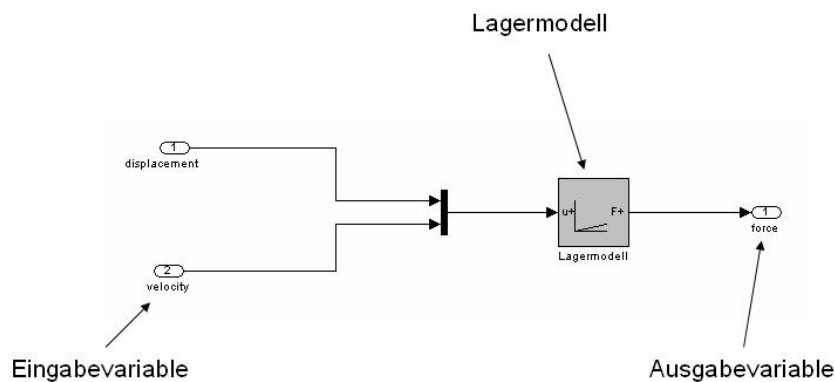


Abbildung 5.18: Simulink Aufbau – „Code Import“

Mittels der Matlab Funktion Real-Time Workshop (RTW) wird das Simulink Modell in einen C-Programmcode umgewandelt. Dieser erstellte Programmcode kann schließlich als GSE (General State Equation) in Adams eingefügt werden. GSE dienen zur Implementierung zeitvarianter, nichtlinearer kontinuierlicher und/oder diskreter dynamischer Systeme in Adams.

Beschreibung

Der Adams Solver eignet sich gut für die Lösung des MKS Modells und des Simulink Lagermodells und ist zum Lösen des Gesamtmodells numerisch robuster als die beiden anderen Methoden. Nachteilig wirkt jedoch die Tatsache, dass nicht alle Simulink Blöcke für die C-Code Erstellung geeignet sind.

Für die Pfeffer Lagermodelle wird der Ableitungsblock im Pfeffer Hydrolagermodell nicht für die Umwandlung in C-Code unterstützt. Allerdings kann dieser mit einem Transfer-Function Block approximiert werden.

Der Transfer-Block wird im Laplace-Bereich definiert mit

$$H(s) = \frac{y(s)}{u(s)} = \frac{s}{0.0003 \cdot s + 1} \quad (5.12)$$

Diese Funktion entspricht im Zeitbereich näherungsweise der Funktion der Ableitung, wodurch auch das Pfeffer Hydrolagermodell für die Kopplung verwendet werden kann.

5.2.4 Vergleich der Kopplungsmethoden

Jede der oben beschriebenen Varianten besitzt Vor- und Nachteile.

Für die Simulation komplexer MKS Modelle eignen sich „Discrete Mode“ und „C-Code Import“ Methode, da der dafür konzipierte Adams Solver diese Modelle löst.

Für komplexe Simulink Modelle besitzen die „Discrete und Continuous Mode“ Methode Vorteile gegenüber der „C-Code Import“ Methode, weil der Simulink Solver die Simulink Modelle löst. Bei der „C-Code Import“ Methode löst der Adams Solver das Simulink Modell, wofür dieses transformiert werden muss. Dies kann bei komplexen Modellen zu Probleme führen, da nicht alle Simulink Blöcke unterstützt werden.

Die beiden Methoden eignen sich auch besser für Simulationsreihen, bei welchen das Simulink Modell variiert wird, da die Simulation von der Simulink Oberfläche aus durchgeführt wird und daher Varianten des Simulink Modells leicht durchgeführt werden können.

Im Gegensatz dazu steht die „C-Code Import“ Methode, wo für jede Simulink Variante ein eigener C-Code erstellt werden muss. Dafür sind mit dieser Methode Variationen des MKS Modells einfach zu realisieren, da Adams das ausführende Programm ist.

Bei komplexen Modellen, sowohl dem MKS als auch Simulink Modell, eignet sich die „Discrete Mode“ Methode am besten, weil die Modelle jeweils von ihrem eigenen Solver gelöst werden. Allerdings tritt bei dieser Methode ein Zeitversatz von einem

Zeitschritt auf, dies kann bei zeitkritischen Simulationen zu schlechten Ergebnissen führen.

Für die Fahrkomfortsimulationen eignet sich nur die „C-Code Import“ Methode. Mit dieser ist es im Gegensatz zur „Continuous Mode“ Methode möglich, komplexe Fahrzeugmodelle zu realisieren. Die „Discrete Mode“ Methode ist nicht für Fahrkomfortsimulationen mit externen Lagermodellen geeignet. Denn aufgrund des auftretenden Zeitversatzes kommt es in der Simulation zu einer Verfälschung der Simulationsergebnisse.

In der Tabelle 5.1 werden die Eigenschaften der drei Kopplungsvarianten gegenübergestellt.

Methode	Continuous Mode	Discrete Mode	C-Code Import
Benutzeroberfläche	Simulink	Simulink	Adams
Komplexität Simulink Modell	komplex	komplex	komplex mit Einschränkungen
Variierbarkeit des Adams Modells	einfach	komplex	komplex
Variierbarkeit des Simulink Modells	aufwendig	aufwendig	einfach
Für Fahrkomfort-Simulation geeignet	nein	nein	ja

Tabelle 5.1: Vergleich der Kopplungsvarianten

6 Validierung der Lagermodelle

Um die Lagermodelle und die Kopplungsvarianten zu vergleichen, wurden folgende Simulationen durchgeführt:

- Vergleich des Ausschwingvorgangs eines Einmassenschwingers zwischen einem gekoppelten Modell und einem ungekoppelten Modell, welches ausschließlich in Simulink dargestellt wird.
- Vergleich der dynamischen Kennwerte der unterschiedlichen Modelle und der Messwerte.

6.1 Vergleich des Ausschwingvorgangs eines Einmassenschwingers

In Simulink wurden Simulationen durchgeführt, um die gekoppelte Simulation mit einer ungekoppelten durchgeführten Simulation zu vergleichen.

Verglichen wurden die Ausschwingversuche mit folgenden Modellen:

- Kelvin-Voigt Modell
- Pfeffer Elastomerlager
- Pfeffer Hydrolager

Simuliert wurden folgende Varianten:

- Gekoppelte Simulation zwischen Adams und Simulink mit der „C-Code Import“ Methode
- Simulation in Simulink

Beim Kelvin-Voigt Modell konnten aufgrund des einfachen Aufbaus des Modells zusätzliche Varianten durchgeführt werden:

- Berechnung des mathematisches Modells
- Simulation in Adams

6.1.1 Physikalische Beschreibung

Bei dieser Simulation soll der Ausschwingvorgang einer Masse m , ausgehend von einer Ausgangsauslenkung x_0 um die statische Gleichgewichtslage, simuliert werden (siehe Abbildung 6.1).

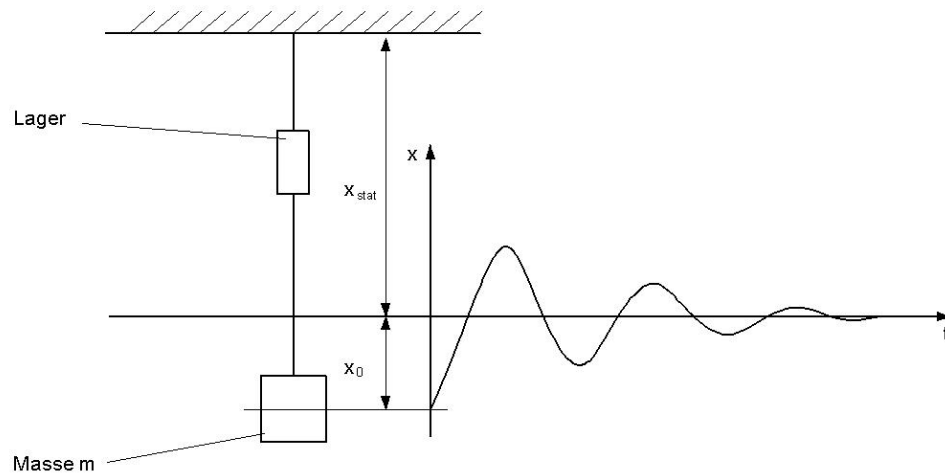


Abbildung 6.1: Ausschwingvorgang

6.1.2 Simulationsvarianten

Adams Modell (nur Kelvin-Voigt Lagermodell)

Die Modellierung in Adams erfolgt durch zwei Körper. Ein Körper wird im Raum fixiert, der zweite Körper wird mittels eines sogenannten „translational joint“ an den ersten Körper gekoppelt. Dieses Element lässt translatorische Bewegungen nur in eine Richtung zu und sperrt die beiden anderen Richtungen. Rotatorische Bewegungen werden ebenfalls gesperrt. Dadurch kann sich der zweite Körper in nur in eine Richtung, der Wirkrichtung des Lagers, frei bewegen. Auch kann die Anfangsauslenkung des Körpers mittels des „translational joints“ eingegeben werden. Das Kelvin-Voigt Lagermodell wird als Bushing in das System eingefügt. (siehe Abbildung 6.2).

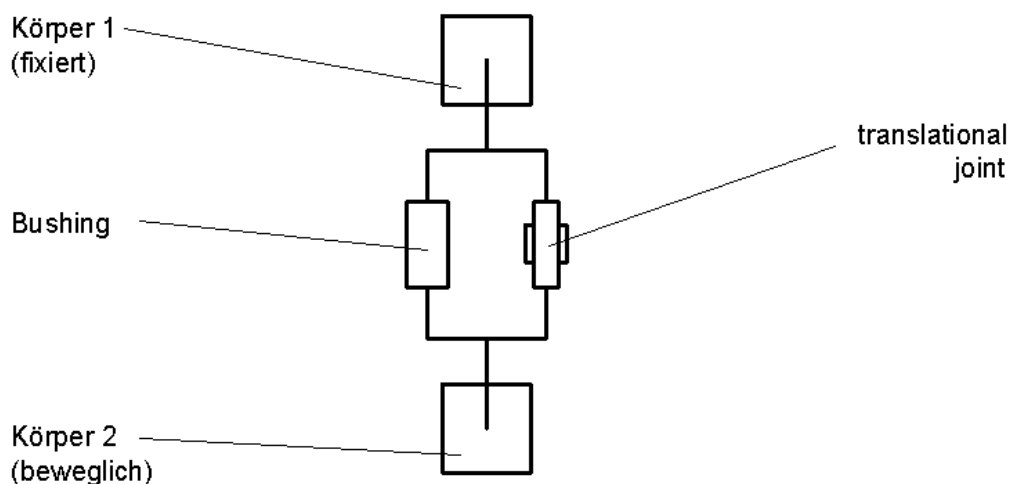


Abbildung 6.2: Aufbau Adams Modell

Gekoppeltes Modell

Das Modell besteht aus einem MKS-Modell, abgebildet in Adams und einem Lagermodell in Simulink.

- Adams Modell

Als Ausgangsmodell wird das oben beschriebene Adams Kelvin-Voigt Modell verwendet. Für die Einbindung des Lagermodells wird das Modell, wie in Kapitel 0 Modellumbau beschrieben, modifiziert (siehe Abbildung 6.3).

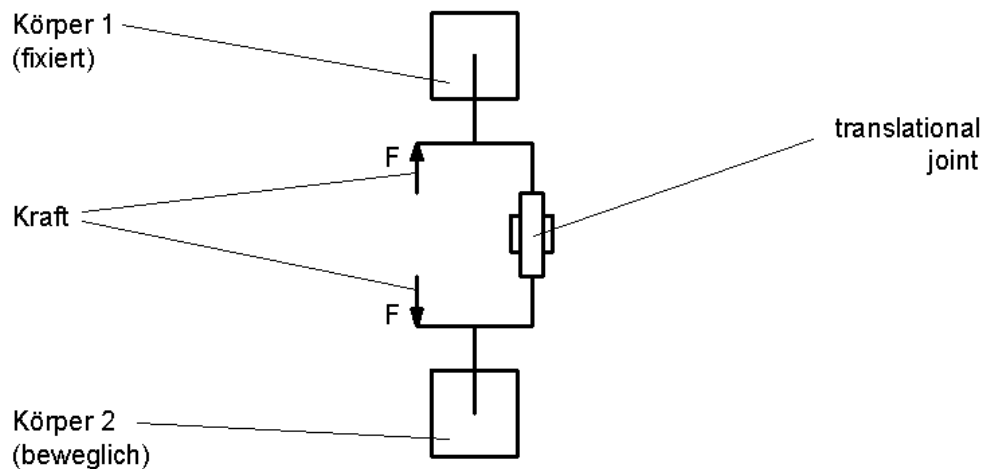


Abbildung 6.3: Aufbau Adams Modell-gekoppelt

- Simulink Modell

Das Simulink Modell entspricht dem im Kapitel 5.2.3 beschriebenen Aufbau und wird als C-Code exportiert und ins Adams Modell eingebaut (siehe Abbildung 6.4).

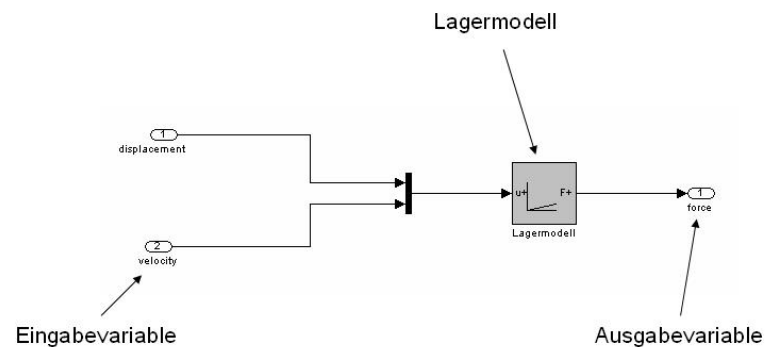


Abbildung 6.4: Aufbau Simulink Modell-gekoppelt

Simulink Modell

Das Einmassensystem (siehe Abbildung 6.5) lässt sich beschreiben als

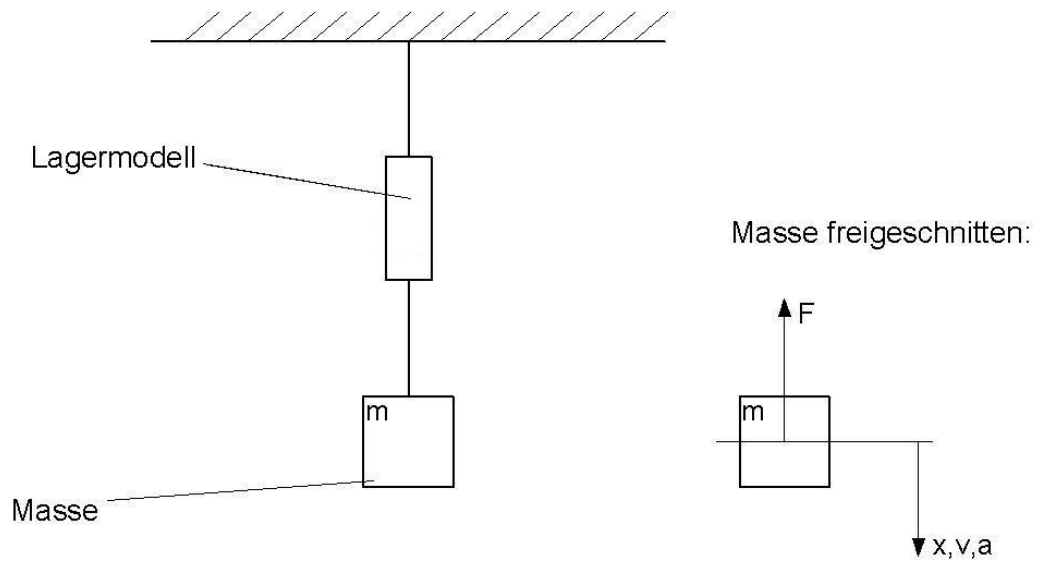


Abbildung 6.5: Aufbau Simulink Modell

Als Bewegungsgleichung des Systems ergibt sich:

$$m \cdot a = F \quad (6.1)$$

Anhand der Beschleunigung a lassen sich die Geschwindigkeit v und Weg x durch Integration ermitteln:

$$v = \int a \cdot dt \quad (6.2)$$

$$x = \int v \cdot dt \quad (6.3)$$

Anhand dieser Gleichungen ergibt sich für das Simulink Blockschaltbild folgender Aufbau (siehe Abbildung 6.6):

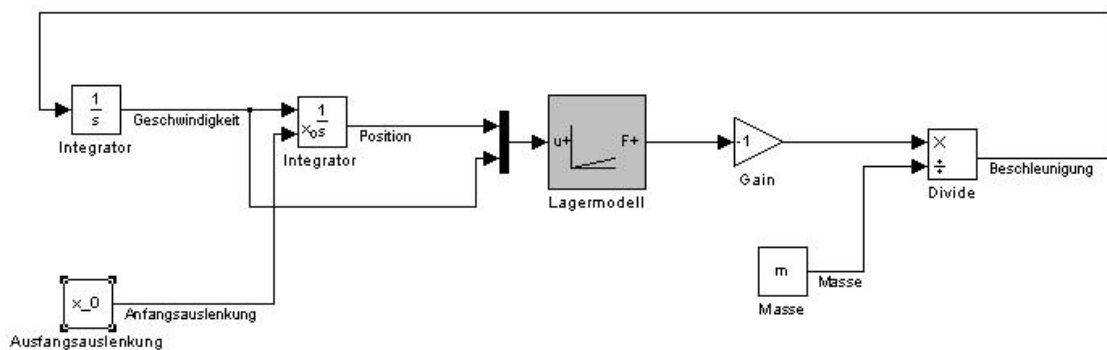


Abbildung 6.6: Aufbau Simulink Modell

Mathematisches Modell (nur Kelvin-Voigt Lagermodell)

Der Ausschwingversuch mit dem Kelvin-Voigt Lagermodell (siehe Abbildung 6.7) kann auch beschrieben werden:

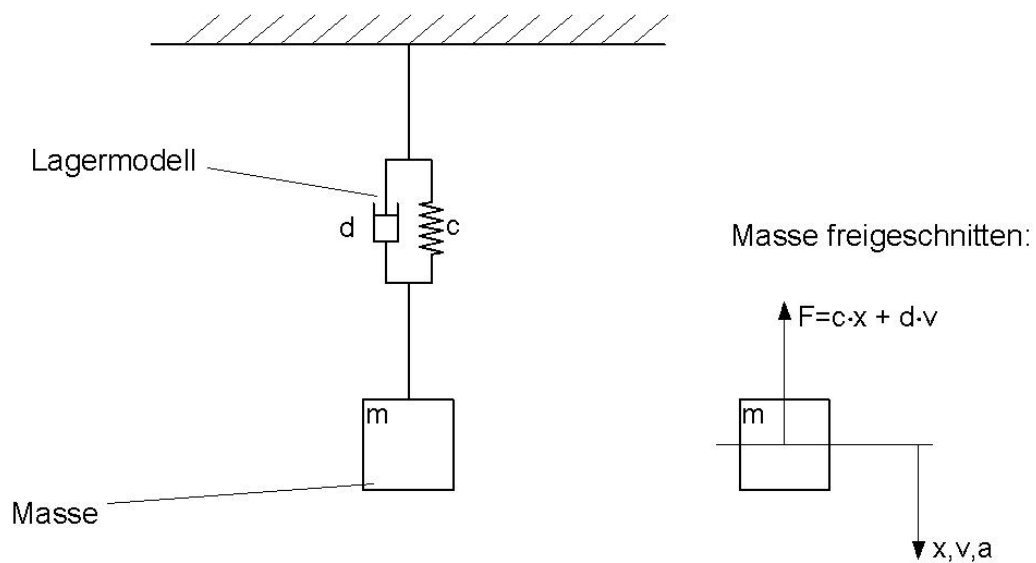


Abbildung 6.7: Ausschwingversuch - Kelvin-Voigt Modell

Als Bewegungsgleichung ergibt sich:

$$m \cdot a = c \cdot x + d \cdot v \quad (6.4)$$

Als Lösung der Differentialgleichung ergibt sich:

$$x(t) = A \cdot e^{-\delta \cdot t} \cdot \sin(\omega \cdot t + \varphi_0) \quad (6.5)$$

$$v(t) = A \cdot \omega \cdot e^{-\delta \cdot t} \cdot \cos(\omega \cdot t + \varphi_0) \quad (6.6)$$

mit der Dämpfungskonstanten

$$\delta = \frac{d}{2 \cdot m} \quad (6.7)$$

Unter Berücksichtigung der Anfangsbedingungen

$$x(t = 0) = x_0 \quad (6.8)$$

$$v(t = 0) = 0 \quad (6.9)$$

folgt:

$$x(t) = x_0 \cdot e^{-\delta \cdot t} \cdot \sin(\omega \cdot t) \quad (6.10)$$

6.1.3 Auswertung Kelvin-Voigt Modell

Das Kelvin-Voigt Modell wurde mit folgenden Parametern bestimmt:

- Federsteifigkeit k: 500 N/mm
- Dämpfung d: 0.1 Ns/mm:

Als Anfangsauslenkung wurden 2 mm gewählt, die Masse des Einmassenschwingers wurde auf 60 kg festgesetzt.

Mit diesen Parametern wurden die 4 unterschiedlichen Modelle simuliert.

Vergleich Adams Modell und gekoppeltes Modell

Zunächst wurden die Modelle, welche vom Adams Solver gelöst wurden, miteinander verglichen. Diese sind das Adams Modell und das gekoppelte Modell. Dabei zeigte sich, dass die Ausschwingkurven übereinstimmen (siehe Abbildung 6.8 und Abbildung 6.9).

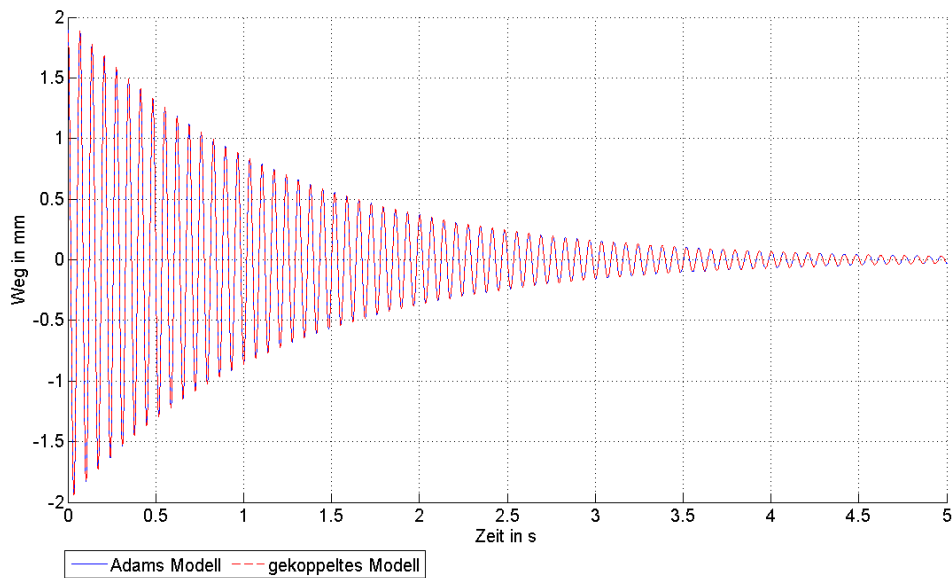


Abbildung 6.8: Vergleich Adams und gekoppeltes Modell

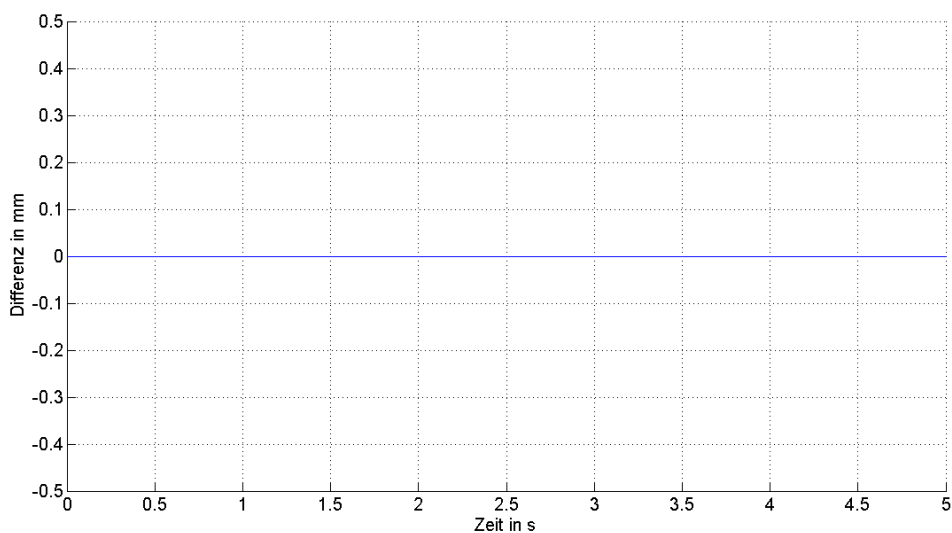


Abbildung 6.9: Differenz Adams und gekoppeltes Modell

Vergleicht man jedoch diese Kurve und die Kurve des Simulink Modells mit der des mathematischen Modells, so kommt es zu kleinen Abweichungen.

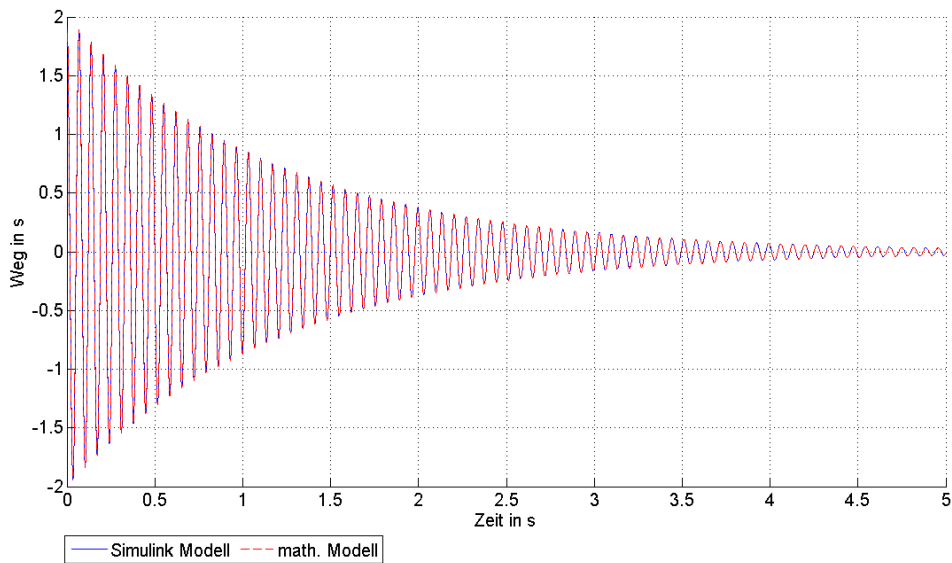
Vergleich Simulink Modell und mathematisches Modell:

Abbildung 6.10: Vergleich Simulink Modell und mathematisches Modell

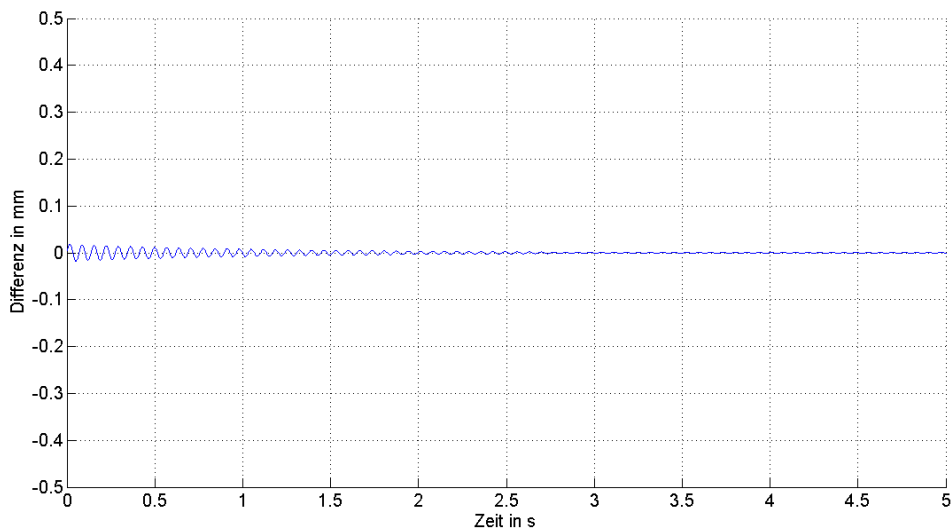


Abbildung 6.11: Differenz Simulink Modell und mathematisches Modell

Beim Vergleich des Simulink Modells und des mathematischen Modells tritt ein Unterschied beim Abklingkoeffizienten von 0,2 % auf, die Ausschwingfrequenzen stimmen überein (siehe Abbildung 6.10 und Abbildung 6.11).

Vergleich gekoppeltes Modell und mathematisches Modell

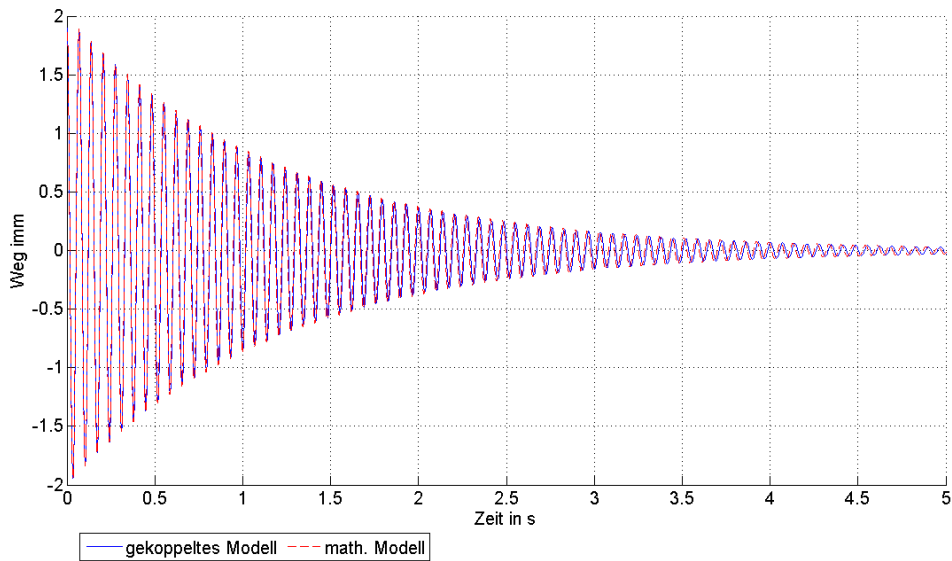


Abbildung 6.12: Vergleich gekoppeltes Modell und mathematisches Modell

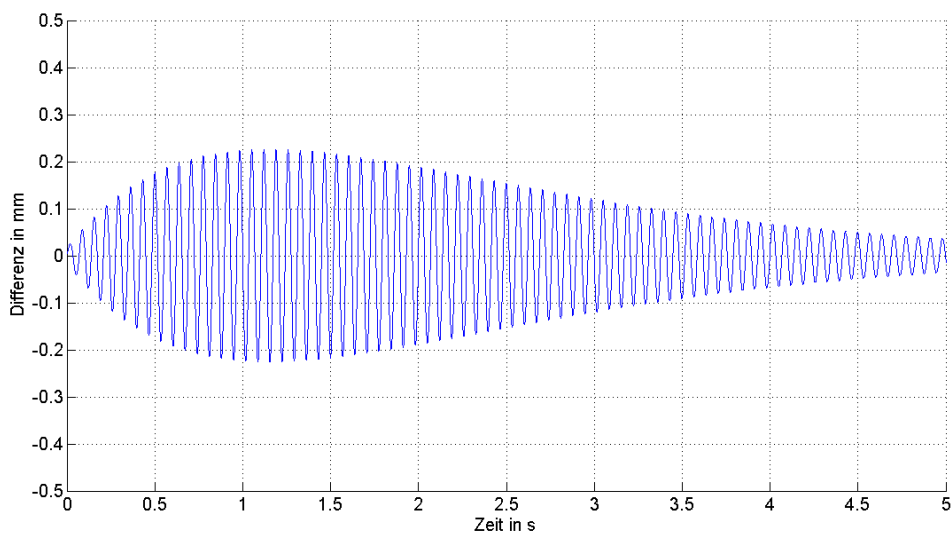


Abbildung 6.13: Differenz gekoppeltes Modell und mathematisches Modell

Beim Adams Modell tritt ein Unterschied von 1,3 % beim Abklingkoeffizienten und von 0,28 % bei der Frequenz auf (siehe Abbildung 6.12 und Abbildung 6.13).

Wird der Unterschied in der Frequenz durch eine Skalierung der Zeitachse des mathematischen Modells eliminiert, so verringert sich die maximale Abweichung zwischen den beiden Kurven auf 0,015 mm (siehe Abbildung 6.14).

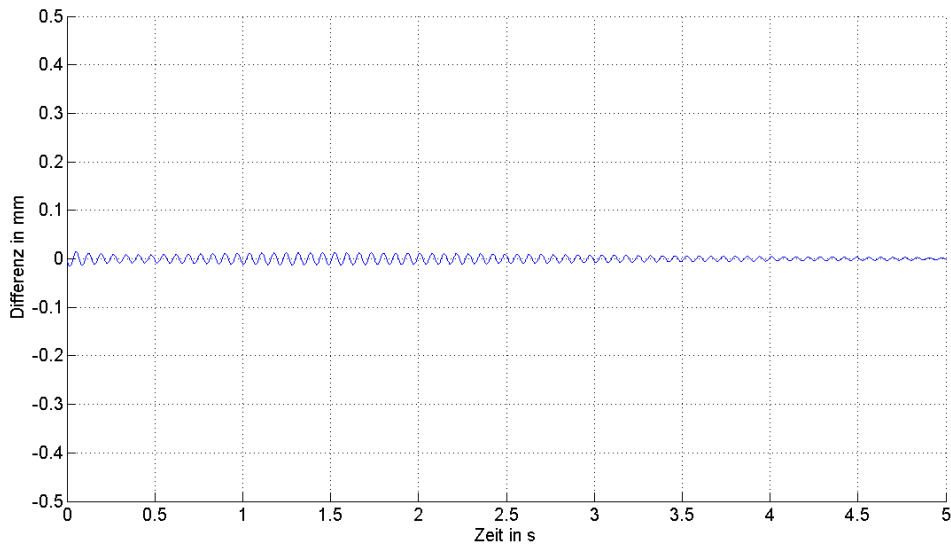


Abbildung 6.14: Differenz gekoppeltes Modell und in der Zeitachse skaliertes mathematisches Modell

Fazit Kelvin-Voigt Modell

Die Abweichungen beim Vergleich zwischen Simulink Modell und Adams Modell bzw. gekoppeltem Modell und fehlerfreiem mathematischem Modell lassen sich durch numerische Ungenauigkeiten bei der Simulation erklären.

Da die Ergebnisse des gekoppelten Modells mit jenen des Adams Modells übereinstimmen, wird ersichtlich, dass die Kopplung zwischen dem Adams Mehrkörpersystem und dem Simulink Lagermodell richtig simuliert wird.

6.1.4 Auswertung Elastomer- und Hydrolager

Lagerparameter:

Die Ermittlung der Parameter für die Elastomerlager und Hydrolager erfolgt anhand von Messwerten für die dynamische Steifigkeit und für den Verlustwinkel realer Lager.

Ausschwingvorgang Elastomerlager

Als Ausgangsauslenkung wurden 2 mm gewählt, als Masse für den Einmassenschwinger 60 kg.

Bei den Elastomerlagern wurden Simulationen des gekoppelten Modells und des Simulink Modells verglichen.

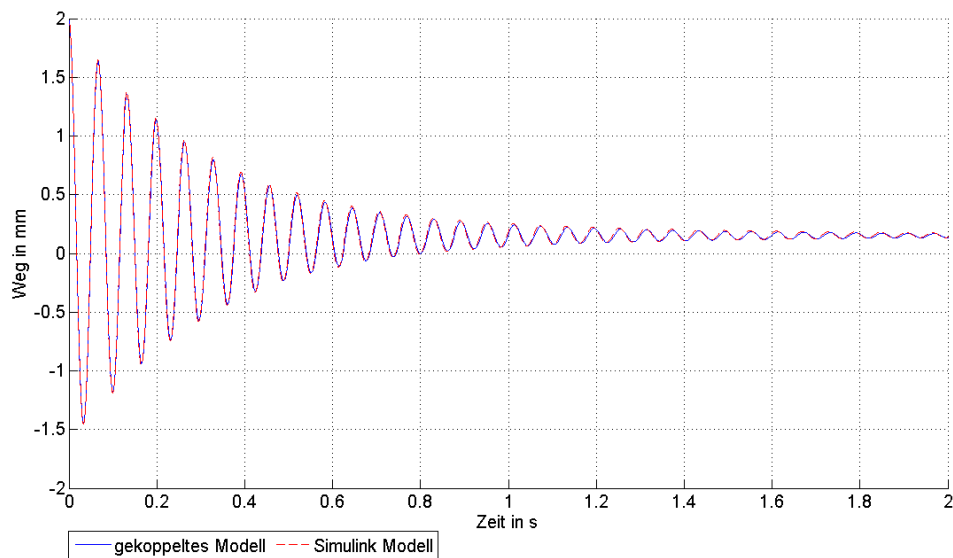


Abbildung 6.15: Vergleich gekoppeltes Modell und Simulink Modell

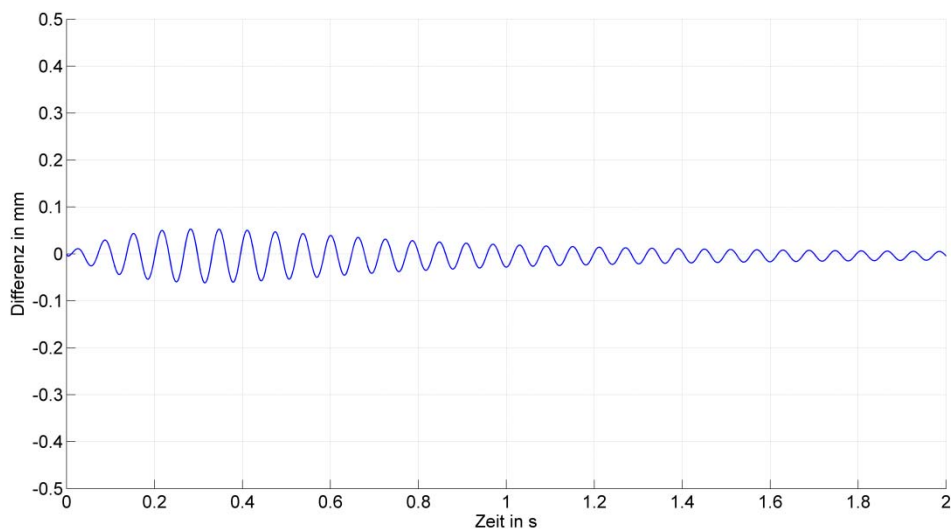


Abbildung 6.16: Differenz gekoppeltes Modell und Simulink Modell

Dabei zeigten die Ergebnisse eine gute Übereinstimmung und einen Unterschied von nur 0,2 % in der Frequenz und einer maximalen Wegdifferenz von 0,052 mm (siehe Abbildung 6.15 und Abbildung 6.16).

Ausschwingvorgang Hydrolager

Als Anfangsauslenkung wurden 3 mm gewählt.

Da die Eigenschaften des Hydrolagers stark frequenzabhängig sind, wurde der Ausschwingversuch bei unterschiedlichen Frequenzen durchgeführt. Dafür wurde beim Einmassenschwinger die Masse variiert. (Die Frequenz des Ausschwingvorgangs ist abhängig von der Masse m .)

Beim Hydrolagermodell wurde wiederum das gekoppelte Modell mit dem Simulink Modell verglichen.

- Ausschwingvorgang mit Masse $m=250\text{ kg} \rightarrow f \sim 3,5\text{ Hz}$

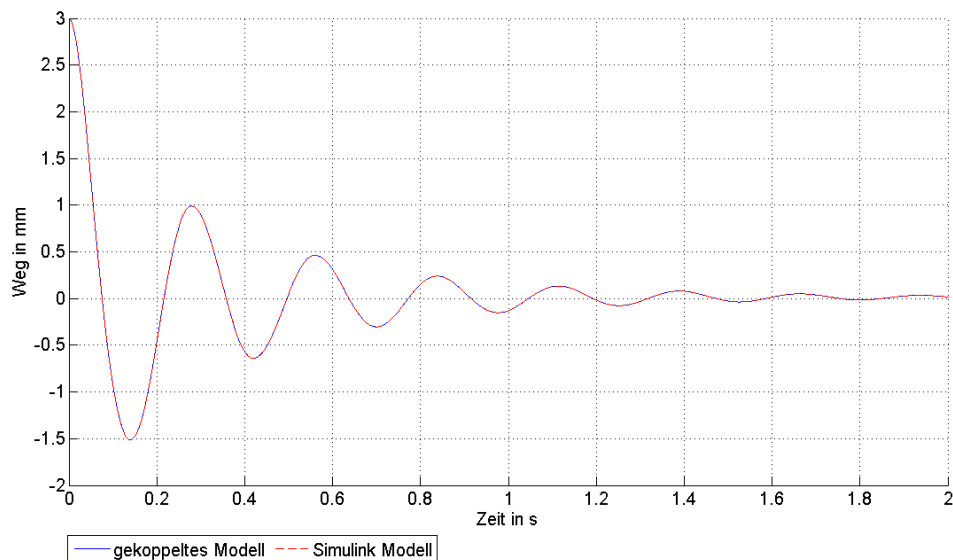


Abbildung 6.17: Vergleich gekoppeltes Modell und Simulink Modell bei 3,5Hz

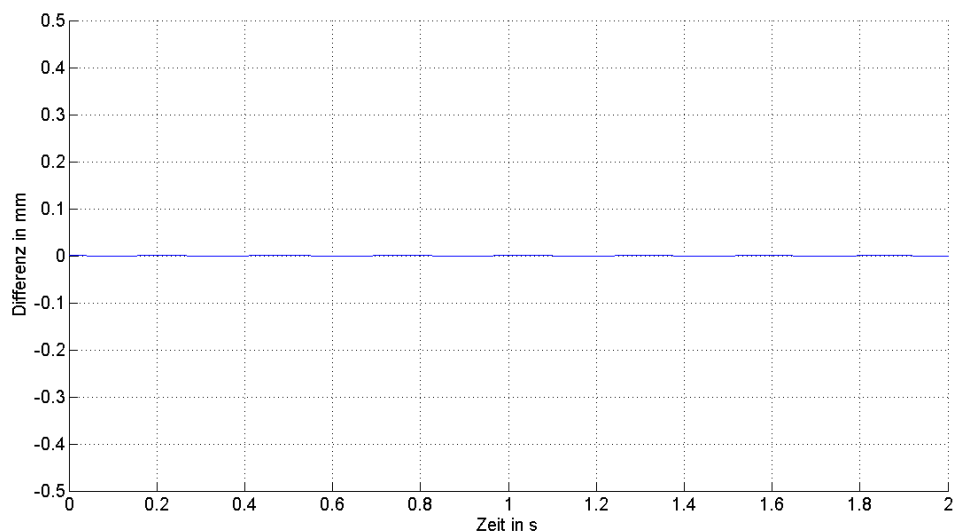


Abbildung 6.18: Differenz gekoppeltes Modell und Simulink Modell bei 3,5Hz

Beim Ausschwingversuch tritt eine maximale Abweichung von 0,002 mm und eine bleibende Abweichung von $< 0,0002$ mm auf (siehe Abbildung 6.17 und Abbildung 6.18).

- Ausschwingvorgang mit Masse $m= 50$ kg $\rightarrow f \sim 15$ Hz

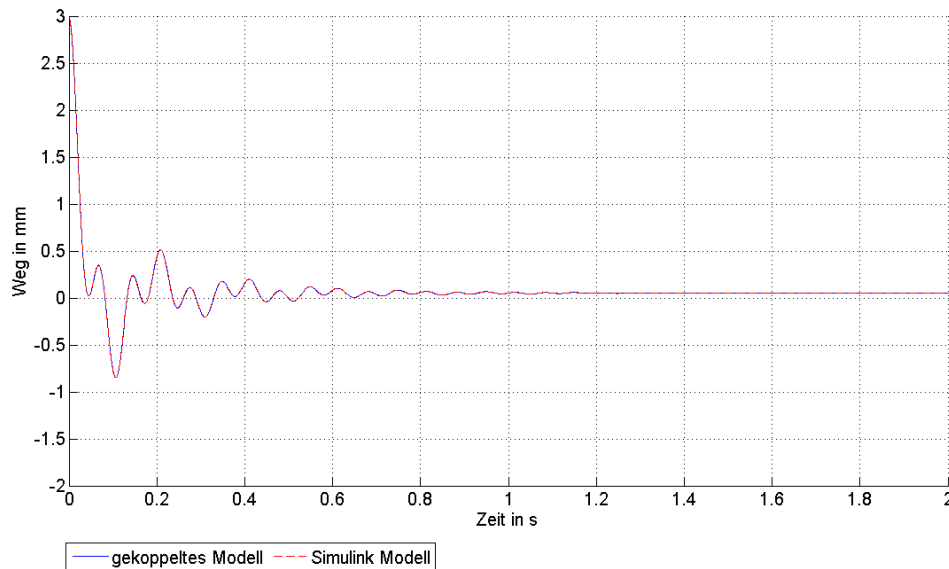


Abbildung 6.19: Vergleich gekoppeltes Modell und Simulink Modell bei 15Hz

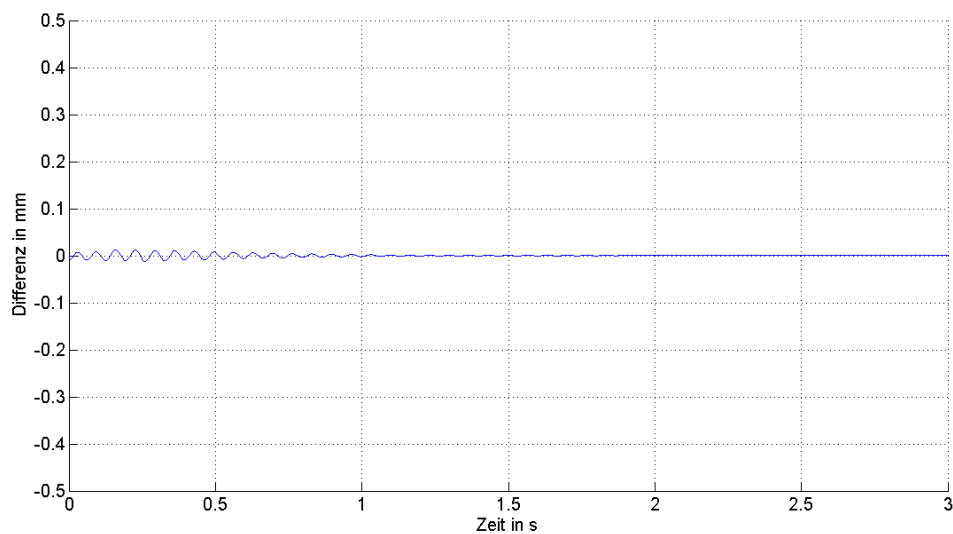


Abbildung 6.20: Differenz gekoppeltes Modell und Simulink Modell bei 15Hz

Bei einer Frequenz von etwa 15 Hz tritt eine maximale Abweichung von 0,015 mm und eine bleibende Abweichung von $< 0,001$ mm auf (siehe Abbildung 6.19 und Abbildung 6.20).

- Ausschwingvorgang mit Masse $m = 10 \text{ kg} \rightarrow f \sim 30 \text{ Hz}$

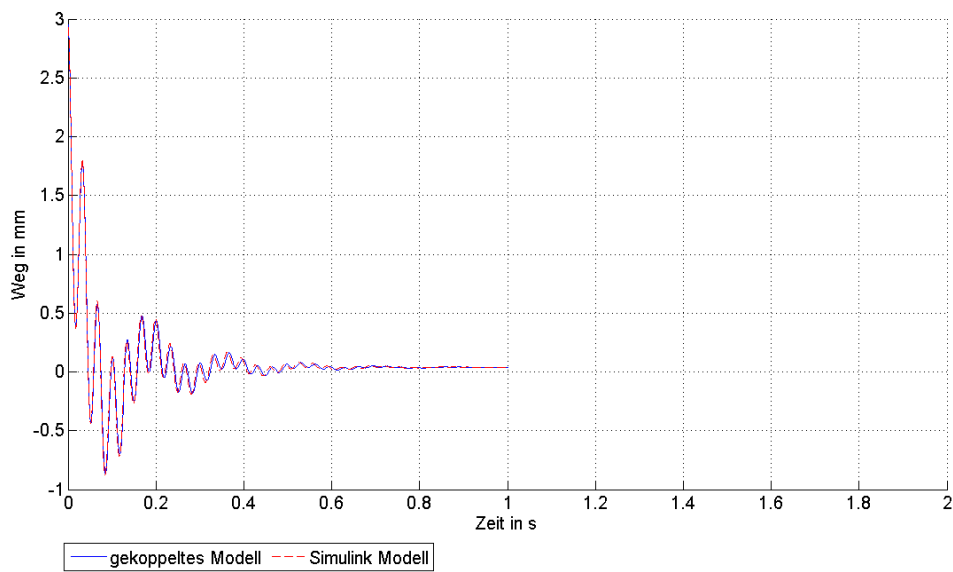


Abbildung 6.21: Vergleich gekoppeltes Modell und Simulink Modell bei 30Hz

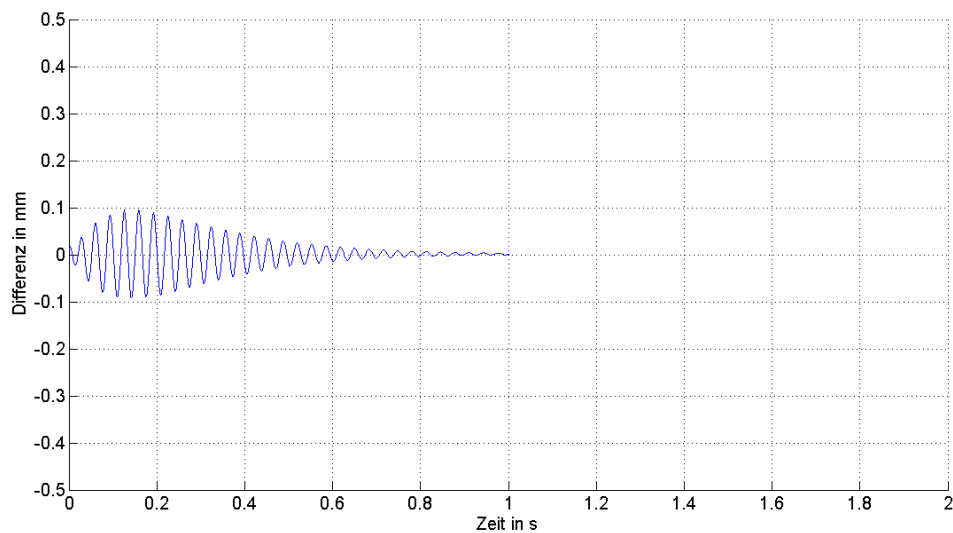


Abbildung 6.22: Differenz gekoppeltes Modell und Simulink Modell bei 30Hz

Beim Ausschwingversuch bei etwa 30 Hz tritt ein kleiner Frequenzunterschied zwischen den beiden Modellen auf, wodurch sich die maximale Abweichung auf 0,1 mm vergrößert, die bleibende Abweichung beträgt $< 0,005 \text{ mm}$ (siehe Abbildung 6.21 und Abbildung 6.22).

Bei den Ausschwingimulationen des Hydrolagers tritt wiederum bis auf kleine Abweichungen eine gute Übereinstimmung der unterschiedlichen Modelle auf. Bei größeren Frequenzen tritt ein Frequenzunterschied auf, wodurch die maximale Abweichung zunimmt.

Fazit Ausschwingversuch Elastomerlager- und Hydrolager- Modell

Sowohl beim Ausschwingversuch des Elastomerlager als auch des Hydrolagers treten kleinere Abweichungen zwischen dem Simulink Modell und dem gekoppelten Modell auf. Diese werden aufgrund der unterschiedlichen Solver verursacht, prinzipiell werden die gekoppelten Modelle jedoch richtig abgebildet.

6.2 Vergleich der dynamischen Kennwerte der unterschiedlichen Modelle und der Messwerte

Durch die Ermittlung der Kennwerte der Lagermodelle sollen die Modelle mit den durch Messung ermittelten Kennwerten realer Elastomer- und Hydrolager verglichen werden.

Außerdem wurde der Einfluss der Kopplung untersucht. Dabei wurden die ermittelten Kennwerte der gekoppelten Simulation den ermittelten Werten der Simulink Simulation gegenübergestellt.

Die Kennwerte des Elastomerlagers wurden verglichen mit:

- Adams Kelvin-Voigt Modell
- General Frequency Element
- Pfeffer nichtlineares Lagermodell

Die Kennwerte des Hydrolagers wurden verglichen mit:

- Adams Hydrolager
- Pfeffer Hydrolager

6.2.1 Ermittlung der Kennwerte

Für die Ermittlung der dynamischen Kennwerte wird das Lagermodell mit einem harmonischen Weg

$$x(t) = \hat{x} \cdot \sin(\omega t) \quad (6.11)$$

angeregt und die dabei auftretende Lagerkraft $F(t)$ ermittelt.

Anhand des auftretenden Kraft-Weg Diagramms (siehe Abbildung 6.23) können die Kennwerte ermittelt werden.

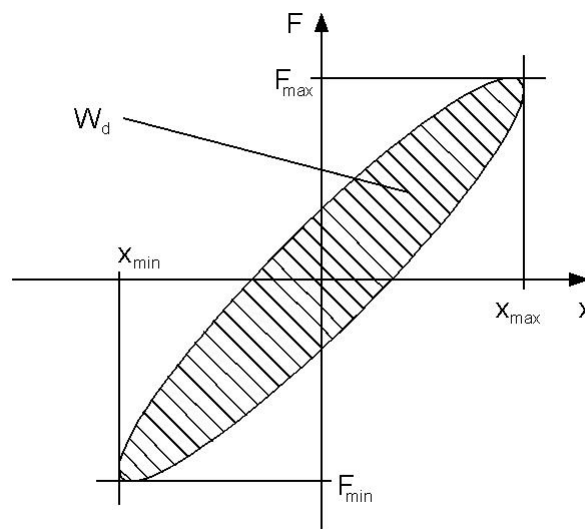


Abbildung 6.23: Kraft-Weg Diagramm

- Ermittlung der dynamischen Steifigkeit:

Die dynamische Steifigkeit ergibt sich durch Division der Spitze-Spitze Werte von Kraft und Weg:

$$c_{dyn} = \frac{F_{max} - F_{min}}{x_{max} - x_{min}} \quad (6.12)$$

- Ermittlung des Verlustwinkels

Ausgehend von der Fläche der Hystereseschleife W_d , welche durch Integration berechnet wird, ergibt sich für den Verlustwinkel:

$$\delta = \arcsin\left(\frac{W_d}{\pi \cdot \frac{F_{max} - F_{min}}{2} \cdot \frac{x_{max} - x_{min}}{2}}\right) \quad (6.13)$$

Zur eindeutigen Bestimmung des Verlustwinkels wird zusätzlich das Vorzeichen der Kraft an der Stelle des maximalen Lagerwegs bestimmt.

Für die Ermittlung der Verläufe wird die Simulation mit unterschiedlichen Anregungsfrequenzen und -amplituden durchgeführt und die ermittelten Kennwerte in Diagramme aufgetragen.

Die Ermittlung soll anhand eines Beispiels dargestellt werden.

Beispiel: Ermittlung der Kennwerte eines Kelvin-Voigt Modells

Die Werte sollen anhand eines Kelvin-Voigt Modells (siehe Abbildung 6.24). bei einer Frequenz von 10 Hz und einer Amplitude von 1 mm ermittelt werden.

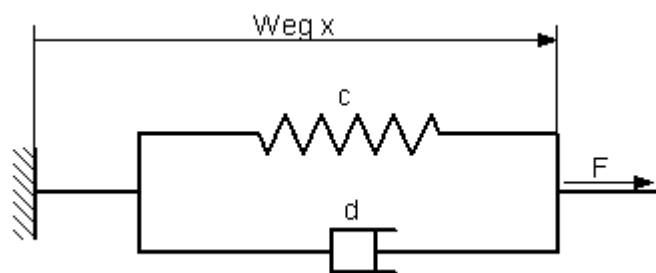


Abbildung 6.24: Aufbau Kelvin-Voigt Modell

Das Kelvin-Voigt Lagermodell wird mit einer statischen Federsteifigkeit von $k = 500 \text{ N/mm}$ und einer Dämpfungskonstanten von $d = 0.4 \text{ Ns/mm}$ parametrisiert

Durch die gewählte Frequenz von 10 Hz und einer Amplitude von 1 mm ergibt sich für die Weganregung (siehe Abbildung 6.25).

$$x(t) = 1\text{mm} \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot 10 \text{ Hz} \cdot t) \quad (6.14)$$

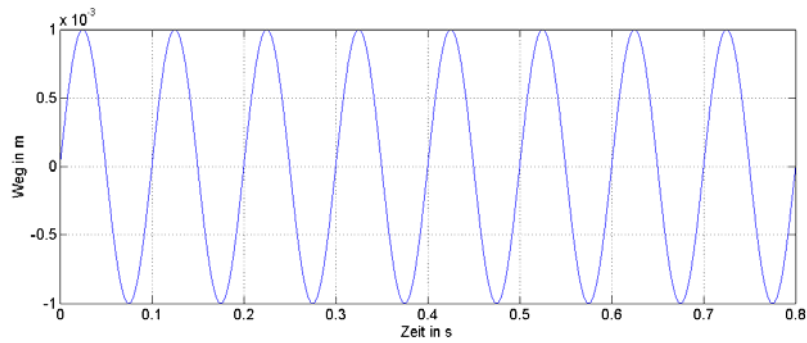


Abbildung 6.25: Weg-Zeit Diagramm

Als Kraftantwort des Lagers ergibt sich folgender Verlauf (siehe Abbildung 6.26).:

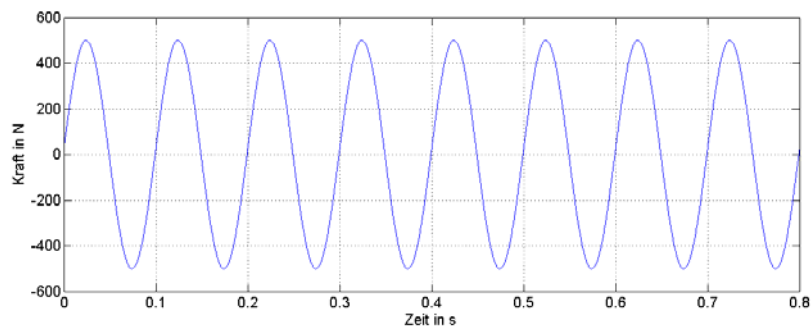


Abbildung 6.26: Kraft-Zeit Diagramm

Als Kraft-Weg Diagramm aufgetragen ergibt sich folgende Hystereseschleife (siehe Abbildung 6.27):

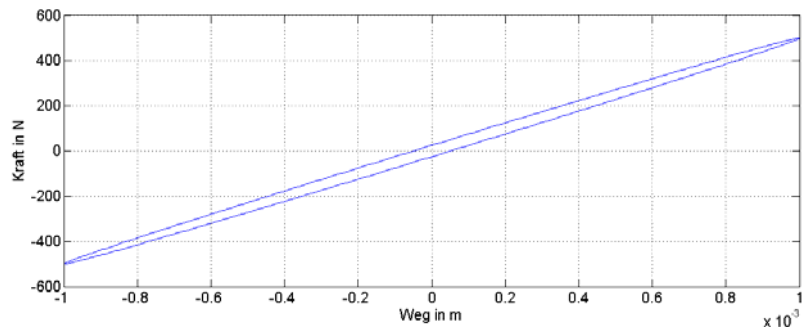


Abbildung 6.27: Kraft-Weg Diagramm

Aus dem Diagramm werden folgende Werte ermittelt:

- $F_{max} = 500,78 \text{ N}$
- $F_{min} = -500,78 \text{ N}$
- $x_{max} = 0,001 \text{ m}$
- $0,001 \text{ m}$
- $\text{sign}[F(x = x_{max})] = \text{positiv}$

Anhand dieser Werte lässt sich die dynamische Steifigkeit ermitteln:

$$c_{dyn} = \frac{F_{max} - F_{min}}{x_{max} - x_{min}} \quad (6.15)$$

$$c_{dyn} = \frac{500,78 \text{ N} - (-500,78 \text{ N})}{0,001 \text{ m} - (-0,001 \text{ m})} = 500,78 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \quad (6.16)$$

Als Fläche der Hysterese ergibt sich durch stückweise lineare Integration der Hysteresefläche:

$$W_d = 0,0788 \text{ Nm} \quad (6.17)$$

Daraus folgt für den Verlustwinkel:

$$\delta = \arcsin\left(\frac{W_d}{\pi \cdot \frac{F_{max} - F_{min}}{2} \cdot \frac{x_{max} - x_{min}}{2}}\right) \quad (6.18)$$

$$\delta = \arcsin\left(\frac{0,0788 \text{ Nm}}{\pi \cdot \frac{500,78 \text{ N} - (-500,78 \text{ N})}{2} \cdot \frac{0,001 \text{ m} - (-0,001 \text{ m})}{2}}\right) \quad (6.19)$$

$$\delta_1 = 2,87 \text{ Grad} \quad (6.20)$$

$$\delta_2 = 177,13 \text{ Grad}$$

Aufgrund des positiven Vorzeichens der Kraft an der Stelle des maximalen Lagerwegs ergibt sich:

$$\delta = 2,87 \text{ Grad} \quad (6.21)$$

Vergleich mit den berechneten Werten

Für das Kelvin-Voigt Modell lassen sich die Kennwerte wie folgt berechnen (siehe Glg. (4.4) und (4.5):

- Verlustwinkel:

$$\delta = \arctan\left(\frac{(2 \cdot \pi \cdot f \cdot d)}{c}\right) \quad (6.22)$$

$$\delta = \arctan\left(\frac{(2 \cdot \pi \cdot 10 \frac{1}{s} \cdot 0,4 \frac{Ns}{mm})}{500 \frac{N}{mm}}\right) \quad (6.23)$$

$$\delta = 2,88 \text{ Grad} \quad (6.24)$$

- Dynamische Steifigkeit:

$$c_{dyn} = c \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{\omega \cdot d}{c}\right)^2} \quad (6.25)$$

$$c_{dyn} = c \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{(2 \cdot \pi \cdot 10 \frac{1}{s} \cdot 0,4 \frac{Ns}{mm})}{500 \frac{N}{mm}}\right)^2} \quad (6.26)$$

$$c_{dyn} = 500,6 \frac{N}{mm} \quad (6.27)$$

Dabei zeigt sich, dass die berechneten Werte mit den aus der Simulation gewonnenen Werten übereinstimmen.

6.2.2 Simulationsvarianten

Für die Ermittlung der Kennwerte wurden unterschiedliche Simulationsvarianten erstellt. Die Adams Lagermodelle wurden in Adams, die Pfeffer Lagermodelle als gekoppelte Modelle von Adams und Simulink simuliert.

Adams-Modell

Das MKS Modell ist gleich aufgebaut wie das Modell für den Ausschwingversuch. Ein Körper ist fix im Raum fixiert, ein zweiter ist in eine Richtung beweglich. In dieser Richtung wird ein „motion“- Element hinzugefügt. Mit diesem Element ist es möglich, eine definierte Weganregung aufzubringen.

Für die unterschiedlichen Adams Lager (Kelvin-Voigt Modell, General Frequency Modell, Adams Hydrolagermodell) wird das jeweilige Bushing verwendet.

Gekoppeltes Modell

Das Modell besteht aus einem MKS- Modell, abgebildet in Adams, und einem Lagermodell in Simulink.

- Adams Modell

Das gekoppelte Modell entspricht dem Adams Modell, nur wird das Modell für den Einbau des Lagermodells, wie in Kapitel 5.1 beschrieben, umgebaut.

- Simulink Modell

Das Simulink entspricht dem in Kapitel 5.2.3 beschriebenen Aufbau und wird als C-Code exportiert und ins Adams Modell eingebaut.

6.2.3 Auswertung

Parametrierung der Lagermodelle

Die Kennlinien des Elastomer- und Hydrolagers wurden anhand von Messungen ermittelt. Anhand dieser Messwerte wurden die Lagermodelle parametriert.

Elastomerlager:

- Dynamische Steifigkeit

Adams Kelvin-Voigt Modell:

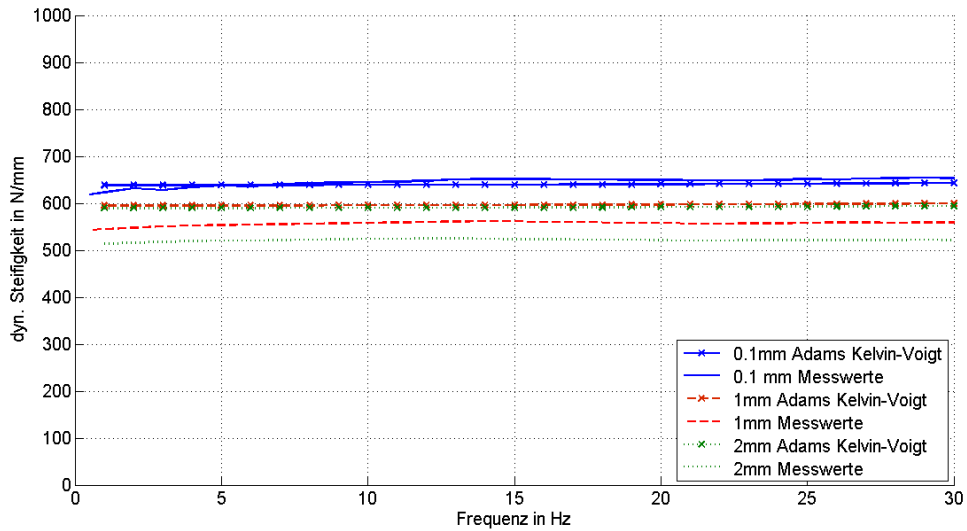


Abbildung 6.28: dyn. Steifigkeit - Kelvin-Voigt Modell

Adams General Frequency Modell:

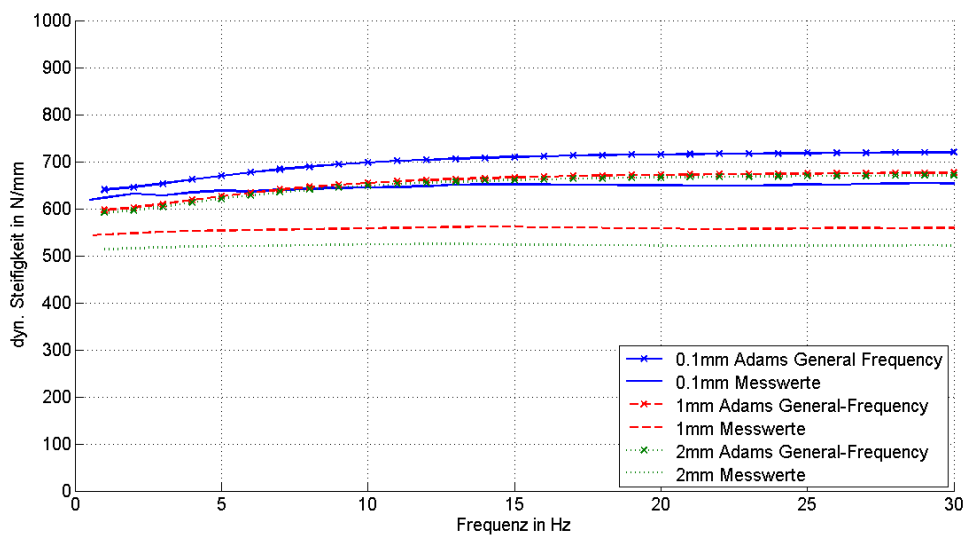


Abbildung 6.29: dyn. Steifigkeit - Adams General Frequency Modell

Pfeffer Elastomerlagermodell:

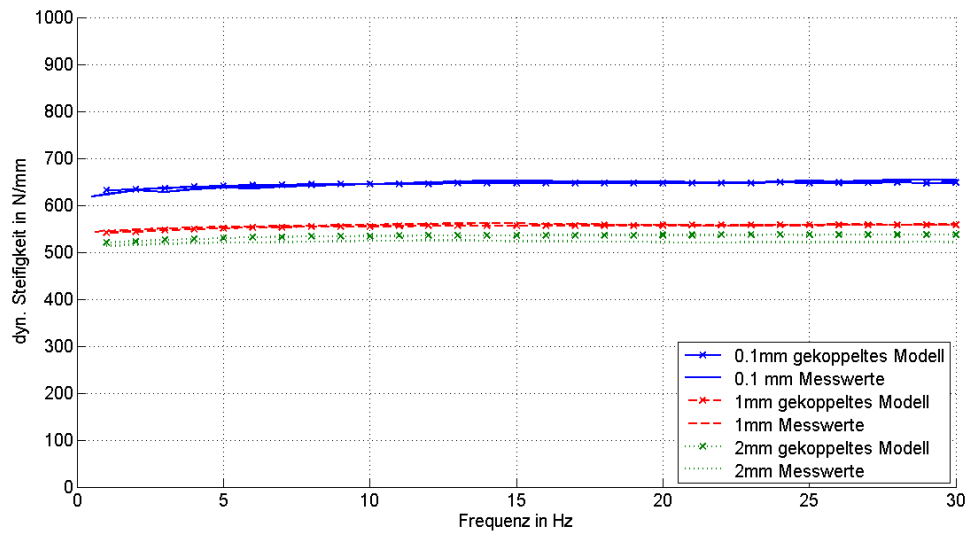


Abbildung 6.30: dyn. Steifigkeit - Pfeffer Elastomerlagermodell

- Verlustwinkel

Adams Kelvin-Voigt Modell:

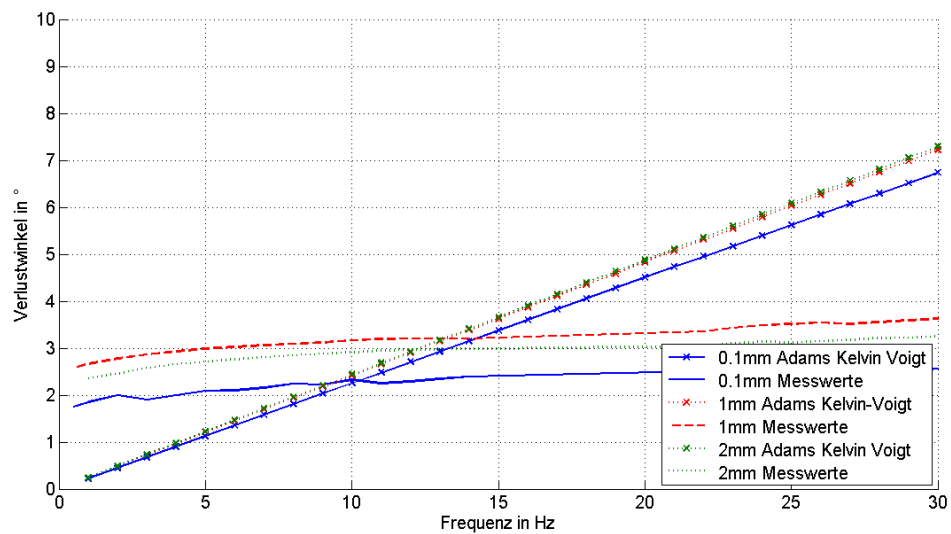


Abbildung 6.31: Verlustwinkel - Kelvin-Voigt Modell

Adams General Frequency Modell:

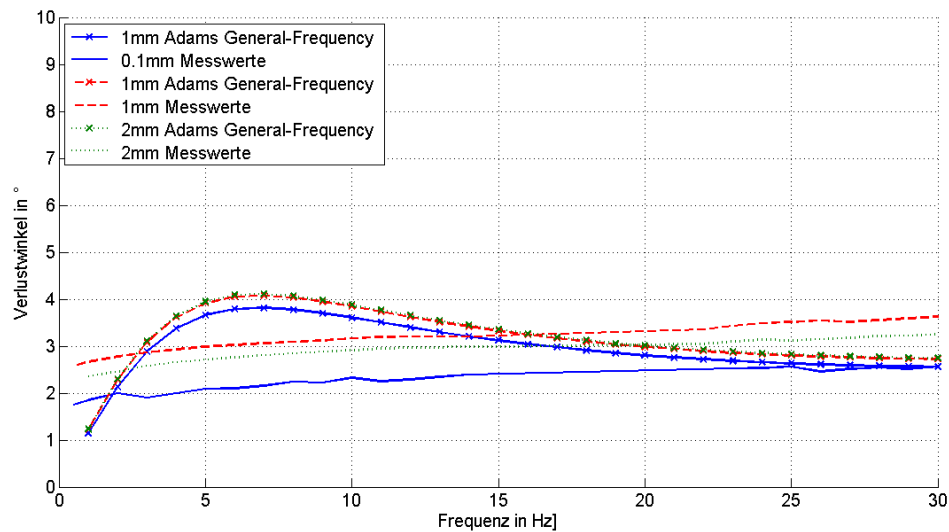


Abbildung 6.32: Verlustwinkel - Adams General Frequency Modell

Pfeffer Elastomerlagermodell:

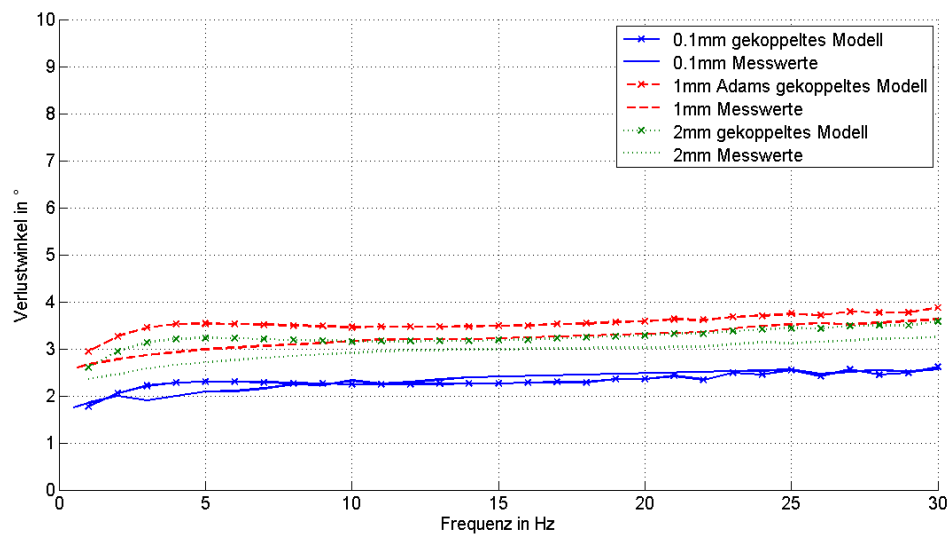


Abbildung 6.33: Verlustwinkel - Pfeffer Elastomerlagermodell

Mit dem Kelvin-Voigt Modell wird die Frequenzabhängigkeit der dynamischen Steifigkeit des Elastomerlagers gut abgebildet. Wie bei den Messwerten nimmt beim Kelvin-Voigt Modell die dynamische Steifigkeit mit steigender Frequenz leicht zu. Insbesondere die Kennlinie für eine Amplitude von 0,1 mm, auf welche das Lager parametrisiert wurde, wird sehr gut abgebildet. Der abweichende Verlauf für die Amplituden von 1 mm und 2 mm resultiert nicht aus der Abbildung der

Amplitudenabhängigkeit, sondern wird aufgrund der nichtlinearen statischen Steifigkeitskennlinie verursacht.

Der Verlauf des Verlustwinkels ist beim Kelvin-Voigt Modell aufgrund des Modellaufbaus vorgegeben. Er nimmt, ausgehend von 0° , mit steigender Frequenz zu. Deshalb entspricht der Verlustwinkel nur in einem kleinen Bereich den Messwerten. In diesem Fall wurde das Modell auf eine Frequenz von 10 Hz parametrisiert. Bei einer kleineren Frequenz wird der Verlustwinkel durch das Modell zu klein, bei größerer Frequenz zu groß abgebildet. Die Amplitudenabhängigkeit des Elastomerlagers wird nicht dargestellt, der Verlustwinkel entspricht bei 10 Hz nur bei 0,1 mm dem Wert der Messung. Die abweichenden Kennlinien bei 1 mm und 2 mm resultieren wiederum nur aus der nichtlinearen statischen Steifigkeitskennlinie. (siehe Abbildung 6.28 und Abbildung 6.31).

Beim General Frequency Bushing wird der Verlauf des Verlustwinkels eines Elastomerlagers über der Frequenz besser abgebildet. Er ist jedoch nur vom parametrisierten Verlustwinkel bei einer Frequenz von 15 Hz abhängig, wodurch sich der Verlauf nicht ohne Änderung des gewünschten Verlustwinkel einstellen lässt. Dadurch ergibt sich für Frequenzen unter 15 Hz ein zu hoher Verlustwinkel.

Die Qualität der Abbildung der dynamischen Steifigkeit des General Frequency Bushing entspricht der des Kelvin-Voigt Modells. Die unterschiedlichen Kennlinien bei unterschiedlichen Amplituden werden wiederum durch die nichtlineare statische Steifigkeitskennlinie des Lagermodells bewirkt (siehe Abbildung 6.29 und Abbildung 6.32).

Mit dem Pfeffer Elastomerlagermodell lassen sich sowohl die Frequenzabhängigkeit als auch die Amplitudenabhängigkeit der Kennlinien abbilden. Dadurch lassen sich die Kennlinien des Elastomerlagers gut abbilden. Insbesondere die Amplitudenabhängigkeit des Lagers lässt sich mit diesem Lagermodell im Gegensatz zu den beiden anderen Modellen gut abbilden (siehe Abbildung 6.30 und Abbildung 6.33).

Hydrolager:

- Dynamische Steifigkeit

Adams Hydrolager

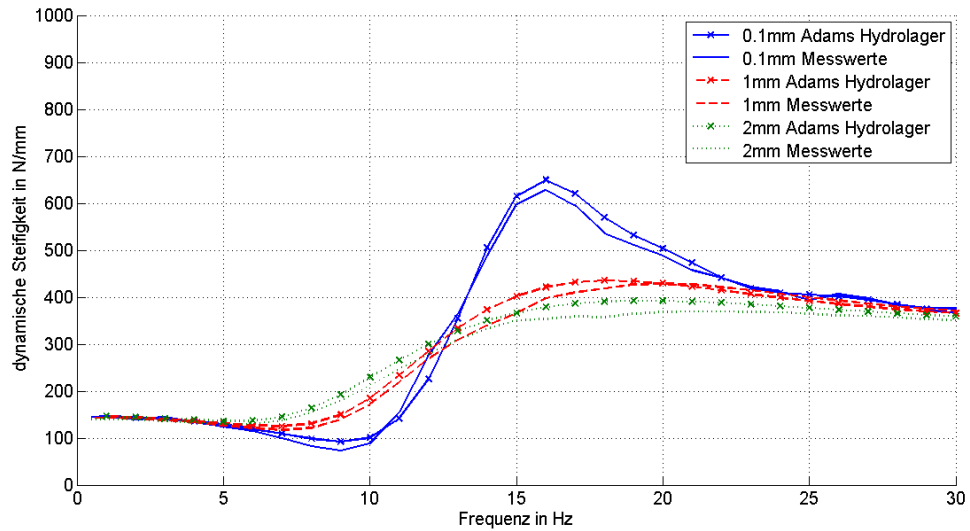


Abbildung 6.34: dyn. Steifigkeit - Adams Hydrolager

Pfeffer Hydrolagermodell

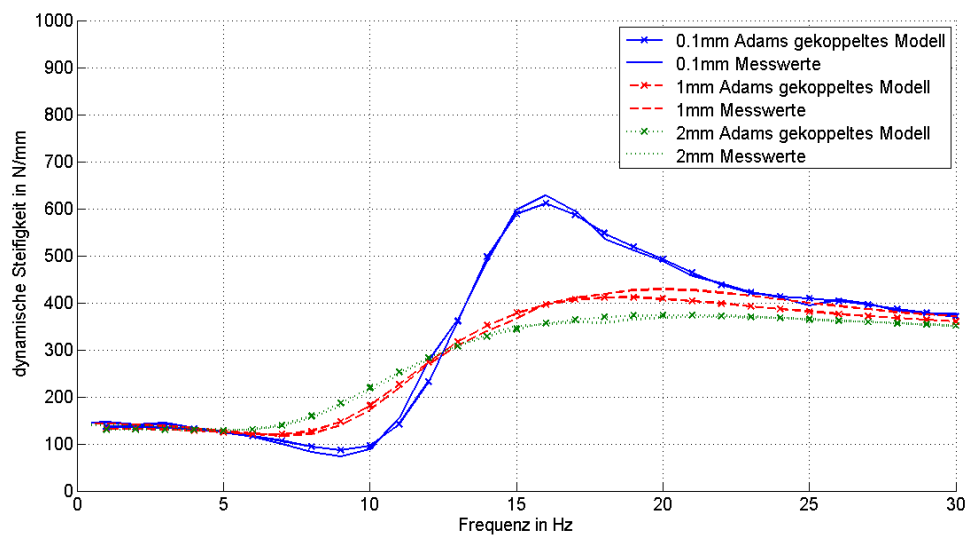


Abbildung 6.35: dyn. Steifigkeit - Pfeffer Hydrolagermodell

- Verlustwinkel

Adams Hydrolager

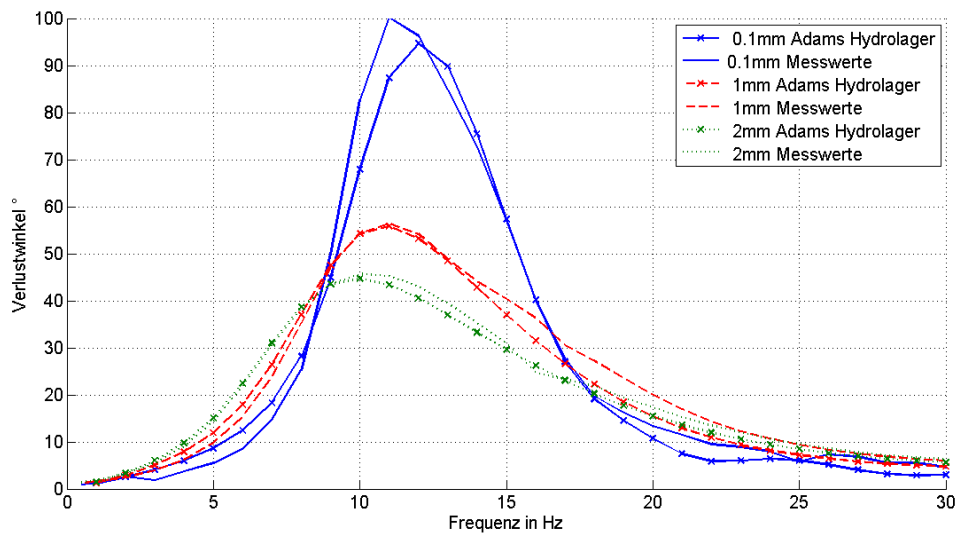


Abbildung 6.36: Verlustwinkel - Adams Hydrolager

Pfeffer Hydrolagermodell

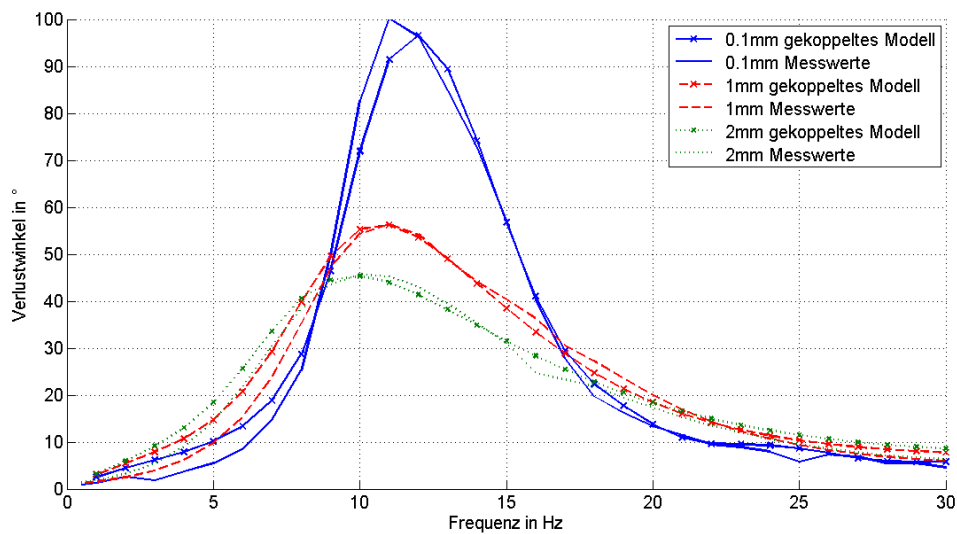


Abbildung 6.37: Verlustwinkel - Pfeffer Hydrolagermodell

Beim Vergleich der Hydrolager zeigt sich, dass sowohl das Adams-Hydrolager als auch das Pfeffer Hydrolagermodell eine gute Übereinstimmung mit den Messwerten besitzen (siehe Abbildung 6.34 - Abbildung 6.37).

7 Fazit und Ausblick

Im Rahmen der Diplomarbeit wurden die Möglichkeiten der Implementierung externer Lagermodelle aus Simulink in eine MKS Gesamtfahrzeugmodell in Adams untersucht.

Fazit zur Implementierung

Es zeigte sich, dass nur durch die Kopplung der beiden Systeme mittels „C-Code Import Methode“ zufriedenstellende Ergebnisse erzielt wurden. Dabei wird das Lagermodell in einen Programmcode umgewandelt und als GSE in das MKS System eingebaut. Die beiden anderen Möglichkeiten, die „Discrete Mode“ Methode und die „Continuous Mode“ Methode, eignen sich nicht für diese Aufgabe.

Die „Discrete Mode“ Methode, eine Cosimulation zwischen Simulink und Adams, eignet sich aufgrund des diskreten Datenaustausches und damit auftretenden Zeitversatzes, was zu einer verringerten Dämpfung des Lagermodells führt, nicht für die Aufgabenstellung.

Bei der „Continuous Mode“ Methode wird das MKS Modell vom Simulink Solver gelöst. Mit diesem ist es jedoch nicht möglich, komplexe MKS-Modelle wie ein Gesamtfahrzeug zu simulieren.

Fazit zu den Lagermodellen:

Mit der Implementierung externer Lagermodelle besteht die Möglichkeit, komplexere Lagermodelle in MKS Simulationen zu verwenden. In dieser Arbeit wurde das Pfeffer Lagermodell implementiert.

Dabei zeigte sich, dass insbesondere beim Elastomerlager der Verlauf der Lagerkennlinie qualitativ besser abgebildet werden kann. Beim Hydrolager ergibt sich jedoch keine wesentliche Verbesserung, weil bereits das Adams Hydrolagermodell eine gute Übereinstimmung mit den Lagerkennlinien besitzt.

Ausblick:

Wie mit dieser Diplomarbeit aufgezeigt wurde, ist die Implementierung von externen, in Simulink aufgebauten Lagern grundsätzlich möglich. Für die Zukunft ergibt sich die Frage, ob mit komplexeren, nicht auf einfache Feder- Dämpferelemente aufgebauten Lagermodellen qualitativ bessere Ergebnisse bei der Gesamtfahrzeugsimulation erzielt werden könnten.

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 3.1: Elastomerlager (Göhlich & Köder, 1992)	5
Abbildung 3.2: statische Lagerkennlinie	7
Abbildung 3.3: Aufbau Kelvin-Voigt Modell	7
Abbildung 3.4: Komplexe Darstellung (John, 2002).....	9
Abbildung 3.5: Kraft-Weg Diagramm (Heppes, 1996)	10
Abbildung 3.6: Beispielhafte Darstellung der Frequenzabhängigkeit (Pfeffer, 1994)...	12
Abbildung 3.7: Beispielhafte Darstellung der Amplitudenabhängigkeit (Pfeffer, 1994)12	
Abbildung 3.8: Darstellung der Zeitabhängigkeit (Pfeffer, 1994).....	13
Abbildung 3.9: Beispielhafte Darstellung der Temperaturabhängigkeit (Pfeffer, 1994)13	
Abbildung 3.10: ideales Motorlager (Reimpell & Stoll, 1989)	15
Abbildung 3.11: Aufbau Hydrolager (Yu, Nagathan, & Dukkipati, 2001)	15
Abbildung 3.12: Kennlinien Hydrolager (Heissing & Ersoy, 2007)	16
Abbildung 4.1: Aufbau Kelvin-Voigt Modell	17
Abbildung 4.2: Kennlinien Kelvin-Voigt Modell, $k = 500 \text{ N/m}$, $d = 4 \text{ Ns/m}$	19
Abbildung 4.3: Aufbau General Frequency Bushing nach MSC Software Corporation (2010)	19
Abbildung 4.4: Kennlinie dynamische Steifigkeit (MSC Software Corporation, 2010) 22	
Abbildung 4.5: Kennlinie Verlustwinkel (MSC Software Corporation, 2010)	22
Abbildung 4.6: Aufbau Adams Hydrolager (MSC Software Corporation, 2010).....	23
Abbildung 4.7: Beispielhafter Kennlinienverlauf – Adams Hydrolagermodell.....	25
Abbildung 4.8: Aufbau Pfeffer Elastomerlagermodell nach Pfeffer & Hofer (2002)	26
Abbildung 4.9: Spannungsverlauf Scherversuch (Peeken & Lambertz, 1994)	26
Abbildung 4.10: Beispielhafter Kennlinienverlauf – Pfeffer Elastomerlagermodell	29
Abbildung 4.11: Aufbau Pfeffer Hydrolager	29
Abbildung 4.12: Beispielhafter Kennlinienverlauf – Pfeffer Hydrolagermodell	31
Abbildung 5.1: Ein- und Ausgabevariablen	32

Abbildung 5.2: Darstellung Kopplung.....	33
Abbildung 5.3: Menü Bushing.....	34
Abbildung 5.4: Variablenaustausch zwischen Fahrzeug- und Lagermodell	35
Abbildung 5.5: Definition der General Force	36
Abbildung 5.6: Einstellungen Plant Export	36
Abbildung 5.7: Schnittstellenvarianten Adams-Simulink (Mack, 2009)	37
Abbildung 5.8: Simulink Aufbau – „Continuous Mode“	38
Abbildung 5.9: Simulink Aufbau – „Discrete Mode“	39
Abbildung 5.10: Zeitversatz „Discrete Mode“	39
Abbildung 5.11: Darstellung neg. Verlustwinkel	40
Abbildung 5.12: Ausschwingvorgang ungedämpfter Einmassenschwinger	41
Abbildung 5.13: Extrapolation	41
Abbildung 5.14: Ausschwingvorgang -Frequenz: 5 Hz	42
Abbildung 5.15: Ausschwingvorgang -Frequenz: 40 Hz	42
Abbildung 5.16: zusätzliches Dämpfungselement.....	43
Abbildung 5.17: Ausschwingvorgang - zusätzliche Dämpfung	44
Abbildung 5.18: Simulink Aufbau – „Code Import“	45
Abbildung 6.1: Ausschwingvorgang	49
Abbildung 6.2: Aufbau Adams Modell	49
Abbildung 6.3: Aufbau Adams Modell-gekoppelt	50
Abbildung 6.4: Aufbau Simulink Modell-gekoppelt.....	50
Abbildung 6.5: Aufbau Simulink Modell.....	51
Abbildung 6.6: Aufbau Simulink Modell.....	52
Abbildung 6.7: Ausschwingversuch - Kelvin-Voigt Modell.....	52
Abbildung 6.8: Vergleich Adams und gekoppeltes Modell	54
Abbildung 6.9: Differenz Adams und gekoppeltes Modell.....	54
Abbildung 6.10: Vergleich Simulink Modell und mathematisches Modell	55

Abbildung 6.11: Differenz Simulink Modell und mathematisches Modell.....	55
Abbildung 6.12: Vergleich gekoppeltes Modell und mathematisches Modell.....	56
Abbildung 6.13: Differenz gekoppeltes Modell und mathematisches Modell	56
Abbildung 6.14: Differenz gekoppeltes Modell und in der Zeitachse skaliertes mathematisches Modell	57
Abbildung 6.15: Vergleich gekoppeltes Modell und Simulink Modell.....	58
Abbildung 6.16: Differenz gekoppeltes Modell und Simulink Modell	58
Abbildung 6.17: Vergleich gekoppeltes Modell und Simulink Modell bei 3,5Hz	59
Abbildung 6.18: Differenz gekoppeltes Modell und Simulink Modell bei 3,5Hz	59
Abbildung 6.19: Vergleich gekoppeltes Modell und Simulink Modell bei 15Hz	60
Abbildung 6.20: Differenz gekoppeltes Modell und Simulink Modell bei 15Hz	60
Abbildung 6.21: Vergleich gekoppeltes Modell und Simulink Modell bei 30Hz	61
Abbildung 6.22: Differenz gekoppeltes Modell und Simulink Modell bei 30Hz	61
Abbildung 6.23: Kraft-Weg Diagramm.....	63
Abbildung 6.24: Aufbau Kelvin-Voigt Modell	64
Abbildung 6.25: Weg-Zeit Diagramm.....	65
Abbildung 6.26: Kraft-Zeit Diagramm.....	65
Abbildung 6.27: Kraft-Weg Diagramm.....	65
Abbildung 6.28: dyn. Steifigkeit - Kelvin-Voigt Modell	69
Abbildung 6.29: dyn. Steifigkeit - Adams General Frequency Modell.....	69
Abbildung 6.30: dyn. Steifigkeit - Pfeffer Elastomerlagermodell.....	70
Abbildung 6.31: Verlustwinkel - Kelvin-Voigt Modell	70
Abbildung 6.32: Verlustwinkel - Adams General Frequency Modell.....	71
Abbildung 6.33: Verlustwinkel - Pfeffer Elastomerlagermodell.....	71
Abbildung 6.34: dyn. Steifigkeit - Adams Hydrolager.....	73
Abbildung 6.35: dyn. Steifigkeit - Pfeffer Hydrolagermodell.....	73
Abbildung 6.36: Verlustwinkel - Adams Hydrolager.....	74
Abbildung 6.37: Verlustwinkel - Pfeffer Hydrolagermodell.....	74

Literaturverzeichnis

- Böckling, J., Heidrich, M., & Rudolph, A. (1999). Hydraulische Fahrwerkslager: Wirkungsweise, Einfluss und rechnergestützte Auslegung bei Freudenberg. *VDI-Berichte Nr.1949* , S. 269-283.
- Göhlich, D., & Köder, B. (1992). Berechnung der Körperschallübertragung bei Elastomerlagern. *VDI-Berichte Nr. 1007* , S. 467-485.
- Heissing, B., & Ersoy, M. (2007). *Fahrwerkshandbuch*. Wiesbaden: Friedr. Vieweg & Söhne.
- Heppes, P. (1996). *Ein Beitrag zur Simulation des Schwingungsverhaltens von Aggregatagerungen unter Berücksichtigung nichtlinearer Koppelemente*. Dissertation, Universität Kaiserslauten, Fachbereich Maschinenwesen.
- John, A. (2002). *Einfluss der Modelle passiver Hydrolager auf die Ergebnisse von Gesamtfahrzeugsimulationen*. Diplomarbeit TU Wien.
- Mack, G. (2009). *Eine neue Methode zur modellbasierten Bestimmung dynamischer Betriebslasten im mechatronischen Entwicklungsprozess*. Dissertation Universität Karlsruhe (TH), Fakultät Maschinenbau.
- MSC Software Corporation. (20. 7. 2010). *MSC Knowledge Base*. Abgerufen am 20. Juli 2010 von <http://support.mscsoftware.com/kb>.
- Peeken, H., & Lambertz, S. (1994). "Nichtlineares Materialmodell zur Beschreibung des Spannungs-Dehnungsverhaltens gefüllter kautschuk-Vulkanisate. *Konstruktion Nr. 46* , S. 9-15.
- Pfeffer, P. (1994). *Prüfung von Gummi-Metall-Lagern unter fahrdynamischen und akustischen Gesichtspunkten*. Diplomarbeit TH Aachen, Institut für Kraftfahrwesen.
- Pfeffer, P., & Hofer, K. (2002). Einfaches nichtlineares Modell für Elastomer- und Hydrolager. *Automobiltechnische Zeitschrift Nr. 104* , S .442-451.
- Reimpell, J., & Stoll, H. (1989). *Fahrwerktechnik: Stoß- und Schwingungsdämpfer*. Würzburg: Vogel Verlag.
- Yu, Y., Nagathan, N., & Dukkipati, R. (2001). A literature review of automotive vehicle engine mounting systems. *Mechanism and Machine Theory 36* , S. 123-142.