

**Montanuniversität Leoben**

**Department Product Engineering**

**Lehrstuhl Allgemeiner Maschinenbau**



**Optimierung des passiven  
Fahrschwingungstilgers eines  
Radladers**

**Peter Steiner**

**Leoben, Februar 2010**

**Eidesstattliche Erklärung**

Ich erkläre hiermit an Eides Statt, die vorliegende Diplomarbeit „Optimierung des passiven Fahrschwingungstilgers eines Radladers“ eigenständig unter Zuhilfenahme der angeführten Quellen angefertigt zu haben.

Peter Steiner

Leoben, Februar 2010

## Danksagung

Herrn Prof. Dr. W. Eichseder möchte ich für die Ermöglichung und Förderung meiner Diplomarbeit danken.

Herrn DI Esche, Herrn Dr. Pfab, Herrn DI Holzer und Herrn DI Schmid möchte ich besonders für die hervorragende Betreuung und Unterstützung meiner Arbeit danken.

Ebenfalls bedanke ich mich bei den Versuchsmitarbeitern der Firma Liebherr, welche die Durchführung der zahlreichen Versuche ermöglicht haben.

Nicht zuletzt darf ich mich bei meiner Familie für die fortwährende Unterstützung bedanken.

## Inhaltsverzeichnis

Inhaltsverzeichnis.....	III
Abkürzungsverzeichnis.....	V
Verwendete Formelzeichen.....	VI
Abbildungsverzeichnis.....	VIII
Tabellenverzeichnis.....	X
1. Einleitung.....	1
2. Stand der Technik.....	2
2.1. Einsatzgebiete.....	2
2.2. Komponenten und Aufbau eines Radladers.....	2
2.3. Mögliches Systeme zur Fahrschwingungsdämpfung.....	4
2.4. Passives Fahrschwingungsdämpfungssystem.....	5
2.4.1. Aufbau.....	5
2.4.2. Funktionsbeschreibung.....	6
2.5. Fahrzeug-Koordinatensystem nach ISO 70000.....	10
3. Versuchsdurchführung.....	11
3.1. Versuchsvorbereitung.....	11
3.1.1. Beladungszustand des Radladers.....	11
3.1.2. Reifenluftdruck.....	12
3.1.3. Temperatur des Hydrauliköls.....	12
3.1.4. Einstellung der Fahrgeschwindigkeit.....	13
3.1.5. Messplan und Speicherkonfigurationen.....	14
3.2. Versuchsbeschreibung.....	15
3.2.1. Schwellenüberfahrt.....	15
3.2.2. Schlechtwegstrecke nach ISO 5008.....	17
4. Messwernerfassung.....	18
4.1. Messtechnische Ausrüstung des Versuchsladers L576.....	18
4.2. Messtechnik.....	19
4.2.1. Tri-Axis-Inertial-Sensor.....	19
4.2.2. Drucksensor.....	21
4.2.3. Wegsensoren.....	22
5. Versuchsauswertung.....	23
5.1. Beurteilungskriterien.....	23
5.1.1. Abklingverhalten.....	23
5.2. Vergleich des Abklingverhaltens von aktivem und inaktivem FSD.....	24
5.3. Fahrgeschwindigkeitseinfluss auf Vertikalbeschleunigung und Nickgeschwindigkeit.....	26
5.4. Beladungseinfluss auf Vertikalbeschleunigung und Nickgeschwindigkeit.....	28
5.5. Vergleich verschiedener Speicherkonfigurationen.....	30
5.6. Auswertung des Effektivwertes für verschiedene Einflüsse.....	34
6. Theoretische Untersuchungen zur Schwingungstilgung.....	35
6.1. Bewegungsgleichung für Hub- und Nickbewegung.....	35
6.1.1. Einspur-Federungsmodell.....	35
6.2. Schwingungstilgung.....	38
6.2.1. Grundlagen des dynamischen Schwingungstilgers.....	38
6.2.2. Einfluss des Massenverhältnisses auf die Tilgerwirkung.....	42

6.2.3.	Analytische Betrachtung des Radladers mit dynamischen Schwingungstilger .	43
6.2.4.	Auslegung hydropneumatischer Federungs- und Dämpfungselemente.....	45
6.2.5.	Berechnung von hydropneumatischen Federungselementen.....	46
6.2.6.	Dämpfungseigenschaften hydropneumatischer Federungssysteme.....	50
6.2.7.	Kombination zwischen Federung und Dämpfung des Federungssystems.....	51
7.	Auslegung des Schwingungstilgers eines Radladers.....	52
7.1.	Bestimmung des optimalen Speichervorfüllvolumens und des Speichervorfülldrucks.....	52
7.1.1.	Darstellung von Hub- und Nickfrequenzen in Abhängigkeit von der Beladung	54
7.1.2.	Auslegungsgrenzen für Vorfülldruck und Vorfüllvolumen bei Membranspeichern.....	56
8.	Modellbildung und Simulation.....	59
8.1.	Simulationssoftware.....	59
8.2.	Modellbildung.....	60
8.2.1.	MKS-Modelle.....	60
8.3.	Simulation der Hydraulikspeicher.....	61
8.4.	MKS- und Hydraulikmodell des Hubgerüstes mit FSD.....	64
8.4.1.	Aufbau des Hubgerüstmodells.....	65
8.4.2.	MKS-Simulation des Hubgerüstes.....	66
8.4.3.	Hydrauliksimulation des Fahrschwingungsdämpfers.....	67
8.4.4.	Validierung des Hubgerüstmodells.....	74
8.5.	Simulation des Gesamtfahrzeugs.....	78
8.5.1.	Beschreibung des Gesamtfahrzeugmodells.....	79
8.5.2.	Validierung des Gesamtmodells.....	84
9.	Optimiertes Speichersystem.....	88
9.1.	Speicherkonfiguration.....	88
9.2.	Vergleich der Serienkonfiguration mit der optimierten Konfiguration.....	89
10.	Zusammenfassung und Ausblick.....	91
11.	Literaturverzeichnis.....	93

**Abkürzungsverzeichnis**

AD	Analog-Digital
CAD	Computer Aided Design
DMS	Dehnmessstreifen
FSD	Fahrschwingungsdämpfer
RMS	Root Mean Square
SSI	Synchron Serielle Schnittstelle
stl	Surface Tessellation Language

## Verwendete Formelzeichen

### Lateinische Formelzeichen:

$A_k$	Kolbenfläche
$a$	Beschleunigung
$a_{\text{eff}}$	Effektivwert
$b_1, b_2, b_H, b_V$	Dämpfungskonstante
$c, c_1, c_2, c_3$	Federsteifigkeit
$c_H, c_V$	Federsteifigkeit
$D$	Dämpfung
$d_{\text{HZ}}, d_i$	Durchmesser
$f$	Frequenz
$F_0, F_F, F_{F1}, F_K, F_{\text{Hz}}$	Kraft
$g$	Erdbeschleunigung
$I_{yF}, I_{yHG}, I_{yS}, I_{yF,\text{ges}}$	Trägheitsmoment
$k$	Rauhigkeit
$l_D, l_F, l_G, l_H, l_V$	Abmessungen
$m_1, m_2, m_F, m_{\text{HG}}, m_S$	Masse
$n$	Polytropenexponent
$p_0, p_1, p_2, p_{\text{min}}, p_{\text{max}}, p_K$	Druck
$Q$	Volumenstrom
$q_k, q_{k+n}$	Amplitudenwert
$R$	allgemeine Gaskonstante
$Re$	Reynoldszahl
$Re_d$	dynamische Reynoldszahl
$T$	Zeitpunkt
$V_0, V_1, V_2, V_3$	Volumen
$V_{\text{Speicher\_min}}$	minimales Ölvolumen der Speichereinheit
$V_{\text{max}}$	Amplitude der Vergrößerungsfunktion
$x_{\text{HZ\_max}}$	maximaler Hubzylinderweg
$z_1, z_2, z_S, h_H, h_V, s$	Weg
$\dot{z}_S, \dot{h}_H, \dot{h}_V$	Geschwindigkeit
$\ddot{z}_1, \ddot{z}_2, \ddot{z}_S$	Beschleunigung

**Griechische Formelzeichen:**

$\delta, \delta_{\text{opt}}$	Frequenzverhältnis
$\zeta_s$	Widerstandsbeiwert
$\theta$	Winkel
$\dot{\theta}, \dot{\theta}_F, \dot{\theta}_{HG}$	Winkelgeschwindigkeit
$\ddot{\theta}, \ddot{\theta}_F, \ddot{\theta}_{HG}$	Winkelbeschleunigung
$\Lambda, \Lambda_{\text{opt}}$	Lehr'sches Dämpfungsmaß
$\Lambda_R$	Rohrreibungsbeiwert
$\mu$	Massenverhältnis
$\nu$	kinematische Viskosität
$\rho$	Dichte
$\Omega$	Erregerkreisfrequenz
$\omega, \omega_0, \omega_{1,2}, \omega_{0H}, \omega_{0N}$	Eigenkreisfrequenz
$\omega_T, \omega_{T,\text{opt}}$	Eigenkreisfrequenz



**Abbildungsverzeichnis**

Abb. 2.1: Baugruppen Radlader .....	2
Abb. 2.2: Aufbau des passiven Fahrschwingungsdämpfers [21] .....	5
Abb. 2.3: Aufbau Membranspeicher .....	6
Abb. 2.4: Hydraulikschaltplan inaktiver Fahrschwingungsdämpfer [21] .....	7
Abb. 2.5: Hydraulikschaltplan aktiver Fahrschwingungsdämpfer [21] .....	8
Abb. 2.6: Fahrzeugkoordinatensystem .....	10
Abb. 3.1: Halbbeladene Schaufel (Stahlgewichte) .....	12
Abb. 3.2: Seitenansicht der Schwelle .....	15
Abb. 3.3: Schwellenüberfahrt mit den Rädern der Vorder- und Hinterachse .....	16
Abb. 3.4: geteilte Schwelle .....	16
Abb. 3.5: Radlader beim Befahren der Schlechtwegstrecke .....	17
Abb. 3.6: Streckenprofil der Schlechtwegstrecke .....	17
Abb. 4.1: Messstellen am Radlader .....	18
Abb. 4.2: Tri-Axis-Inertial-Sensor .....	19
Abb. 4.3: Einbauposition des Tri-Axis-Inertial-Sensors am Hinterwagen .....	20
Abb. 4.4: Sensorposition am Membranspeicher .....	21
Abb. 4.5: Seilzugsensor zur Wegmessung .....	22
Abb. 5.1: Abklingverhalten der Vertikalbeschleunigung bei inaktivem und aktivem FSD ....	24
Abb. 5.2: Abklingverhalten der Nickgeschwindigkeit bei inaktivem und aktivem FSD .....	25
Abb. 5.3: Vergleich der Vertikalbeschleunigungen bei verschiedenen Fahrgeschwindigkeiten in Abhängigkeit von der Zeit .....	26
Abb. 5.4: Vergleich der Nickgeschwindigkeiten bei verschiedenen Fahrgeschwindigkeiten in Abhängigkeit der Zeit .....	27
Abb. 5.5: Vergleich verschiedener Beladungszustände auf die Vertikalbeschleunigung in Abhängigkeit der Zeit .....	28
Abb. 5.6: Vergleich verschiedener Beladungszustände auf die Nickgeschwindigkeit in Abhängigkeit der Zeit .....	29
Abb. 5.7: Vertikalbeschleunigung drei unterschiedlicher Speicherkonfigurationen bei leerer Schaufel .....	31
Abb. 5.8: Nickgeschwindigkeit drei unterschiedlicher Speicherkonfigurationen bei leerer Schaufel .....	32
Abb. 5.9: Vertikalbeschleunigung drei unterschiedlicher Speicherkonfigurationen bei voller Schaufel .....	33
Abb. 5.10: Nickgeschwindigkeit drei unterschiedlicher Speicherkonfigurationen bei voller Schaufel .....	33
Abb. 5.11: normierter Effektivwert der Nickbeschleunigung verschiedener Fahrzeugkonfigurationen im leeren Beladungszustand und bei 15 km/h Fahrgeschwindigkeit .....	34
Abb. 6.1: Ebenes Einspurmodell .....	35
Abb. 6.2: Einmassenschwinger mit Schwingungstilger .....	39
Abb. 6.3: Vergrößerungsfunktion bei verschiedenen Dämpferabstimmungen über dem Frequenzverhältnis [15] .....	40
Abb. 6.4: Ebenes Einspurmodell mit Tilger .....	43
Abb. 6.5: Kräftegleichgewicht am Kolben des hydropneumatischen Federungssystems [1] ..	45
Abb. 6.6: Vorgespanntes hydropneumatisches Federungssystem [1] .....	46
Abb. 6.7: Nicht vorgespanntes hydropneumatisches Federungssystem [1] .....	47
Abb. 6.8: Charakteristisches Kraft-Weg-Diagramm [1] .....	51
Abb. 7.1: Eigenfrequenz verschiedener Federungssysteme in Abhängigkeit von der Federlast [1] .....	54

Abb. 7.2: Verlauf der Eigenfrequenzen der Nickbewegung des Fahrzeugs und des Tilgers in Abhängigkeit von der Beladung.....	55
Abb. 7.3: Verlauf des Drucks am RSM-Modul bei Unterschreitung der minimalen Speichergröße.....	56
Abb. 7.4: Verformungsgrenze bei Membranspeichern [1].....	57
Abb. 8.1: Simulationsmodell des Fahrschwingungsdämpfers.....	61
Abb. 8.2: Steifigkeitshysterese einer Speicherkonfiguration.....	62
Abb. 8.3: MKS- und Hydraulikmodell des Hubgerüsts.....	65
Abb. 8.4: 3D-Ansicht des MKS-Modells des Hubgerüsts.....	66
Abb. 8.5: Zeitlicher Verlauf der Reynoldszahl einer Hydraulikleitung bei einer Schwellenüberfahrt.....	70
Abb. 8.6: Widerstandscharakteristik von Rohrkrümmern [16].....	71
Abb. 8.7: Druckverlust in Abhängigkeit des Volumenstroms für Schlauchleitungen und Rohrkrümmer von Hubzylinderbodenseite bis zum RSM-Modul.....	72
Abb. 8.8: Druckverlust in Abhängigkeit des Volumenstroms für Schlauchleitungen und Rohrkrümmer von RSM-Modul bis zu den Speichern.....	72
Abb. 8.9: Druckverlust in Abhängigkeit des Volumenstroms für das RSM-Modul [23].....	73
Abb. 8.10: Gemessener Verlauf der Vertikalbeschleunigung zur Einspeisung in das Simulationsmodell.....	74
Abb. 8.11: Gemessener Verlauf der Nickgeschwindigkeit zur Einspeisung in das Simulationsmodell.....	74
Abb. 8.12: Vergleich zwischen gemessenem und simuliertem Hubzylinderweg.....	75
Abb. 8.13: Vergleich zwischen gemessenem und simuliertem Hubzylinderbodendruck.....	76
Abb. 8.14: Vergleich zwischen gemessenem und simuliertem Druck am RSM-Modul.....	76
Abb. 8.15: Vergleich zwischen gemessenem und simuliertem Druck an den Speichern.....	77
Abb. 8.16: 3D-Ansicht des gesamten Fahrzeugmodells.....	78
Abb. 8.17: Modell des Hinterwagens und dessen Bauteile.....	80
Abb. 8.18: Modell der Hinterachse.....	82
Abb. 8.19: Vergleich der Vertikalbeschleunigung von Messung und Simulation von zwei unterschiedlichen Speicherkonfigurationen.....	85
Abb. 8.20: Vergleich der Nickgeschwindigkeit von Messung und Simulation von zwei unterschiedlichen Speicherkonfigurationen.....	86
Abb. 8.21: gemessener Effektivwert der Nickbeschleunigung bei leerer Radladerschaufel und einer Fahrgeschwindigkeit von 15 km/h.....	87
Abb. 8.22: simulierter Effektivwert der Nickbeschleunigung bei leerer Radladerschaufel und einer Fahrgeschwindigkeit von 15 km/h.....	87
Abb. 9.1: Vergleich der Nickgeschwindigkeit von Serienkonfiguration und optimierter Konfiguration bei 15 km/h und leerer Schaufel.....	89
Abb. 9.2: Vergleich der Nickgeschwindigkeit von Serienkonfiguration und optimierter Konfiguration bei 15 km/h und halb beladener Schaufel.....	90
Abb. 9.3: Vergleich der Nickgeschwindigkeit von Serienkonfiguration und optimierter Konfiguration bei 15 km/h und voll beladener Schaufel.....	90

**Tabellenverzeichnis**

Tabelle 2.1: Technische Daten Liebherr Radlader L576 [21].....	3
Tabelle 3.1: Angabe der Masse für die verschiedenen Beladungszustände.....	12
Tabelle 3.2: Ausschnitt des Messplans für die Schwellenüberfahrt.....	14
Tabelle 5.1: logarithmisches Dekrement für Vertikalbeschleunigung und Nickgeschwindigkeit bei aktiven und inaktiven FSD .....	25
Tabelle 5.2: Aufstellung der Speicherkonfigurationen für die Versuchsauswertung .....	30
Tabelle 5.3: logarithmisches Dekrement von Vertikalbeschleunigung und Nickgeschwindigkeit im leeren Zustand bei verschiedenen Speicherkonfigurationen .....	31
Tabelle 5.4: logarithmisches Dekrement von Vertikalbeschleunigung und Nickgeschwindigkeit im beladenen Zustand bei verschiedenen Speicherkonfigurationen .....	32
Tabelle 8.1: Federsteifigkeiten der Speicherkonfigurationen .....	63
Tabelle 8.2: Oberflächenrauigkeiten von Rohren [13].....	69
Tabelle 8.3: Federsteifigkeiten und Dämpfungen für das Reifenmodell .....	81
Tabelle 9.1: optimierte Speicherkonfiguration.....	88

## 1. Einleitung

Radlader sind Baumaschinen, welche die vielseitigsten Zwecke erfüllen. Zu typischen Einsatzgebieten zählen der Baustellenbetrieb, die Land- und Forstwirtschaft sowie die industrielle Verwendung. Da sich diese Maschinen meist auf unebenem Terrain bewegen, führt dies zu einer Schwingungsanregung. Es ist für die Sicherheit, den Komfort und aus Gesichtspunkten der Betriebsfestigkeit unerlässlich diese auftretenden Schwingungen so gering wie möglich zu halten.

Seit Einführung einer Richtlinie, welche die maximale tägliche Schwingungsbelastung des Maschinenbedieners begrenzt, haben die Thematiken Komfort und Maschinenschwingungsminimierung an Wichtigkeit gewonnen.

Da ein Radlader über keine Fahrwerksfederung verfügt, sind die Reifen und der hydraulische Fahrschwingungsdämpfer die einzigen Komponenten, welche die Geräteschwingungen mindern. Der Maschinenbediener erfährt durch zusätzliche Federungen der Kabine und des Bedienerstuhls nur noch einen Teil der ursprünglichen Schwingungen.

Der Fahrschwingungsdämpfer stellt ein hydropneumatisches Federungssystem dar, bei dem das Hubgerüst als Schwingungstilger wirkt. Durch die Gegebenheit, dass das Hubgerüst die Radladerschaufel aufnimmt, ändert sich dessen Eigenfrequenz je nach Beladungszustand. Aus dieser Tatsache ergibt sich, dass so ein System nur für einen bestimmten Beladungszustand der Schaufel eine optimale Wirkung erzielen kann.

Bis heute wurde dieses Schwingungstilgungssystem empirisch abgestimmt und erzielte bei Beladungszuständen nahe der maximal möglichen Schaufelzuladung sehr gute Ergebnisse. Für niedere Beladungszustände wird jedoch noch Verbesserungspotential gesehen.

Ziel dieser Arbeit ist es, das System in Hinblick auf die auftretenden Schwingungen und die Wirkungsweise des Schwingungstilgers zu untersuchen, um ein mögliches Verbesserungspotential aufzuzeigen und eine optimale Abstimmung des Schwingungstilgungssystems zu erarbeiten. Bewerkstelligt wird dies durch die Erstellung eines MKS-Modells des Radladers, wobei auf die Modellbildung des Hubgerüsts samt hydropneumatischem Federungssystem besonderes Augenmerk gelegt werden muss.

Validiert werden die Simulationsergebnisse durch Messungen, welche sich aus Schwellenüberfahrten und dem Befahren von einer genormten Schlechtwegstrecke zusammensetzen.

## 2. Stand der Technik

### 2.1. Einsatzgebiete

Radlader sind mobile Erdbaumaschinen, die hauptsächlich eingesetzt werden, um mit ihrer Ladeschaufel oberhalb der eigenen Fahrbahnebene bzw. geringfügig darunter Erdstoffe zu lösen (gewinnen), laden, transportieren und einbauen können. Im Vergleich zu anderen mobilen Erdbaumaschinen müssen Radlader oftmals weite Transportwege zurücklegen, durch diese Gegebenheit spielt neben der Arbeitsausrüstung das Fahrwerk eine bedeutende Rolle. [9]

### 2.2. Komponenten und Aufbau eines Radladers

Für die Messungen und die Simulation wurde das Radladermodell L576 aus der Großgerätebaureihe des Unternehmens herangezogen. Das Fahrzeug und dessen Baugruppen zeigt Abb. 2.1.

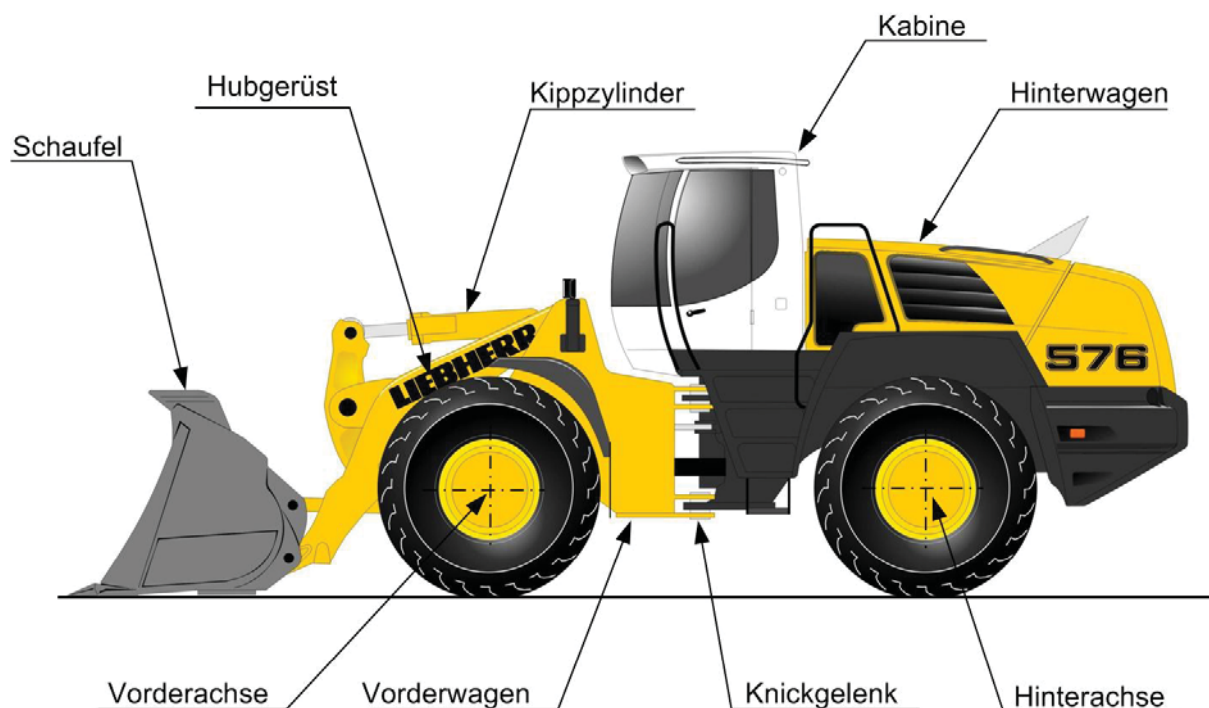


Abb. 2.1: Baugruppen Radlader

Tabelle 2.1 verschafft einen Überblick über die technischen Daten des Radladers:

**Tabelle 2.1:** Technische Daten Liebherr Radlader L576 [23]

Einsatzgewicht	24 260 kg
Motorleistung	200 kW
Achsabstand	3580 mm
Gesamtlänge	8992 mm
Kipplast geknickt 40°	17 200 kg
Schaufelbreite	3000 mm
Reifendimension	26.5 R 25

### 2.3. Mögliches Systeme zur Fahrschwingungsdämpfung

Für eine möglichst umfangreiche Betrachtung des Themas dieser Arbeit ist es wichtig, auch alternative Systeme zur Fahrschwingungsdämpfung zu erwähnen.

Grundsätzlich sind viele Systeme zur Minderung der Fahrschwingungen eines Radlader vorstellbar, im Wesentlichen lassen sich diese jedoch in vier Kategorien einteilen:

- Fahrwerksdämpfung
- Drehmomentanpassung
- Aktives hydraulisches Dämpfungssystem
- Passives hydraulisches Dämpfungssystem

Eine Fahrwerksdämpfung, wie sie von den Traktoren bekannt ist, findet zurzeit keinen Einsatz bei Radladern. Es ist jedoch denkbar, dass diese einen wesentlichen Beitrag zur Minderung der Fahrschwingungen leisten kann, da durch diese die Schwingungen bereits gedämpft werden können, bevor eine Übertragung auf das restliche Fahrzeug stattfindet.

Eine Drehmomentanpassung zur Fahrschwingungsdämpfung ist für Traktoren bekannt. Hierbei findet ein gezieltes Beschleunigen bzw. Bremsen statt, um die Schwingungen zu minimieren. Durch diesen Eingriff ist allenfalls mit Wirkungsgradverlusten zu rechnen.

Das aktive hydraulische Dämpfungssystem ist ebenfalls aus der Traktorentechnik bekannt. Bei diesem System der Schwingungsminimierung wird das Hubwerk aktiv durch eine Steuerung angehoben bzw. abgesenkt.

Bei den Radladern wird derzeit ein passives hydraulisches Dämpfungssystem zur Schwingungstilgung eingesetzt. Der Aufbau und die Funktionsweise werden im Folgenden beschrieben.



## 2.4. Passives Fahrschwingungsdämpfungssystem

Wie schon eingangs erwähnt, verfügen Radlader über keine Fahrwerksfederung, jedoch über einen passiven hydraulischen Fahrschwingungsdämpfer (Abb. 2.2), welcher im Folgenden näher beschrieben wird.

### 2.4.1. Aufbau

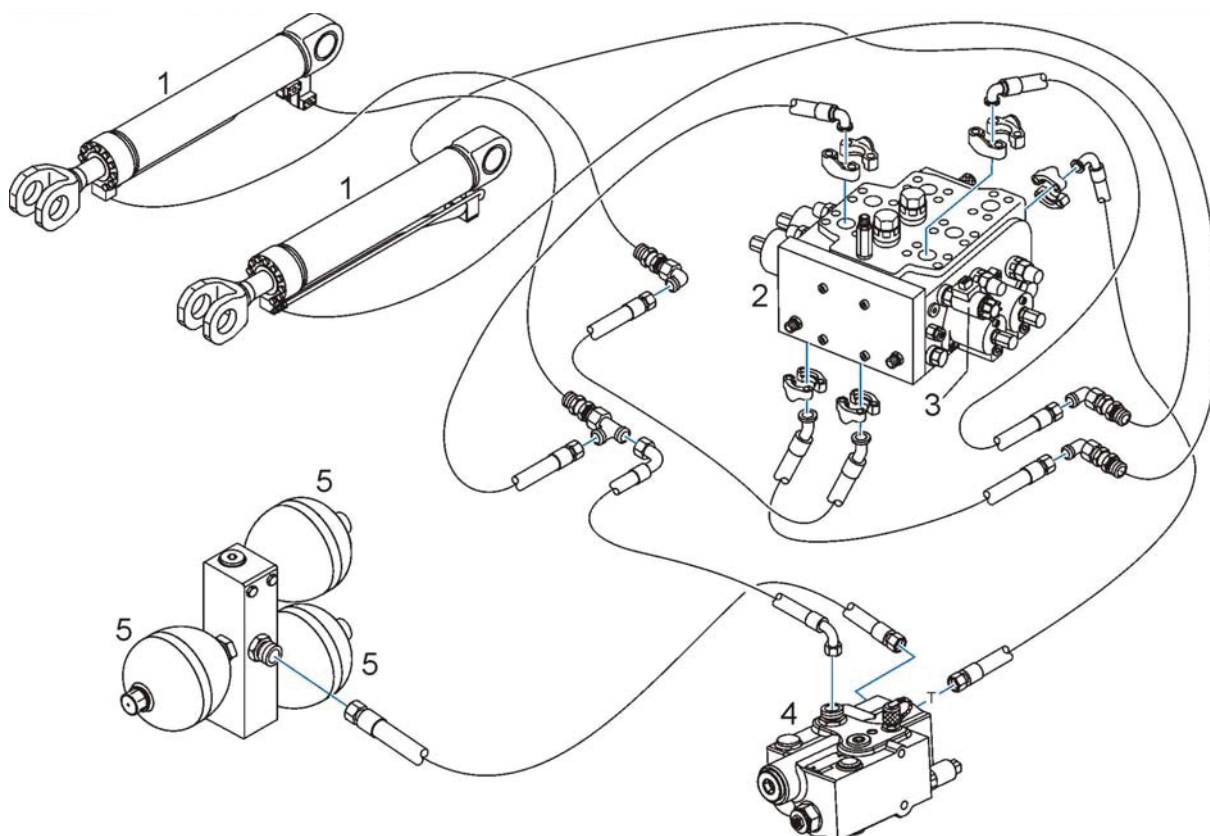


Abb. 2.2: Aufbau des passiven Fahrschwingungsdämpfers [23]

1... Hubzylinder

2... Steuerblock

3... Magnetventil – Schwimmstellung  
Fahrschwingungsdämpfer

4... Laststabilisierungsmodul (RSM-  
Modul)

5... Membranspeicher



### 2.4.1.1. Aufbau der Membranspeicher

Der Membranspeicher (Abb. 2.3) besteht aus einem Druckbehälter, der im Inneren zwei Kammern aufweist, welche durch eine Kunststoffmembrane getrennt sind. Eine dieser Kammern ist mit Stickstoff gefüllt. Diese wird durch eine Verschlusschraube mittels einer Stickstoffgasflasche gefüllt. Die zweite Kammer ist mit der Hydraulik des Fahrschwungungsdämpfers verbunden.

Durch eine Ölfüllung auf der Gasseite wird gewährleistet, dass auch bei höherem Druck seitens des Ölschlusses die Membrane keinen Schaden trägt.

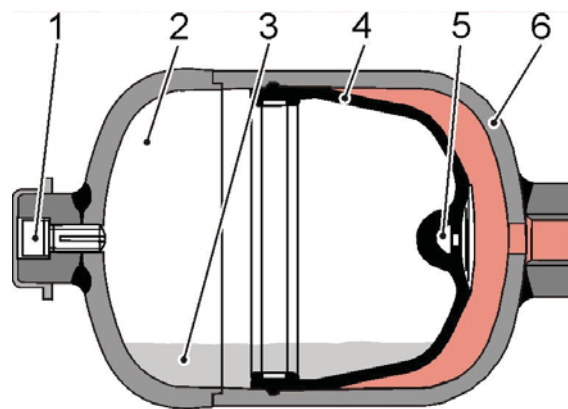


Abb. 2.3: Aufbau Membranspeicher

- |                        |                    |
|------------------------|--------------------|
| 1... Verschlusschraube | 4... Membran       |
| 2... Stickstofffüllung | 5... Schließkopf   |
| 3... Ölfüllung         | 6... Druckbehälter |

### 2.4.2. Funktionsbeschreibung

#### 2.4.2.1. Grundfunktion

Die Fahrschwungungsdämpfung ist eine hydropneumatische Federung des Hubgerüsts gegenüber dem Gerätechassis. Es werden die Hub- und die Nickschwingungen des Gerätes reduziert.

Bei aktiviertem Fahrschwungungsdämpfer ist die Bodenseite der Hubzylinder mit den Hydrospeichern verbunden. Die Stangenseite der Hubzylinder ist dabei mit dem Hydrauliktank verbunden, dadurch wird eine freie Bewegung des Hubgerüsts nach oben ermöglicht.

## 2.4.2.2. Fahrschwingungsdämpfer inaktiv

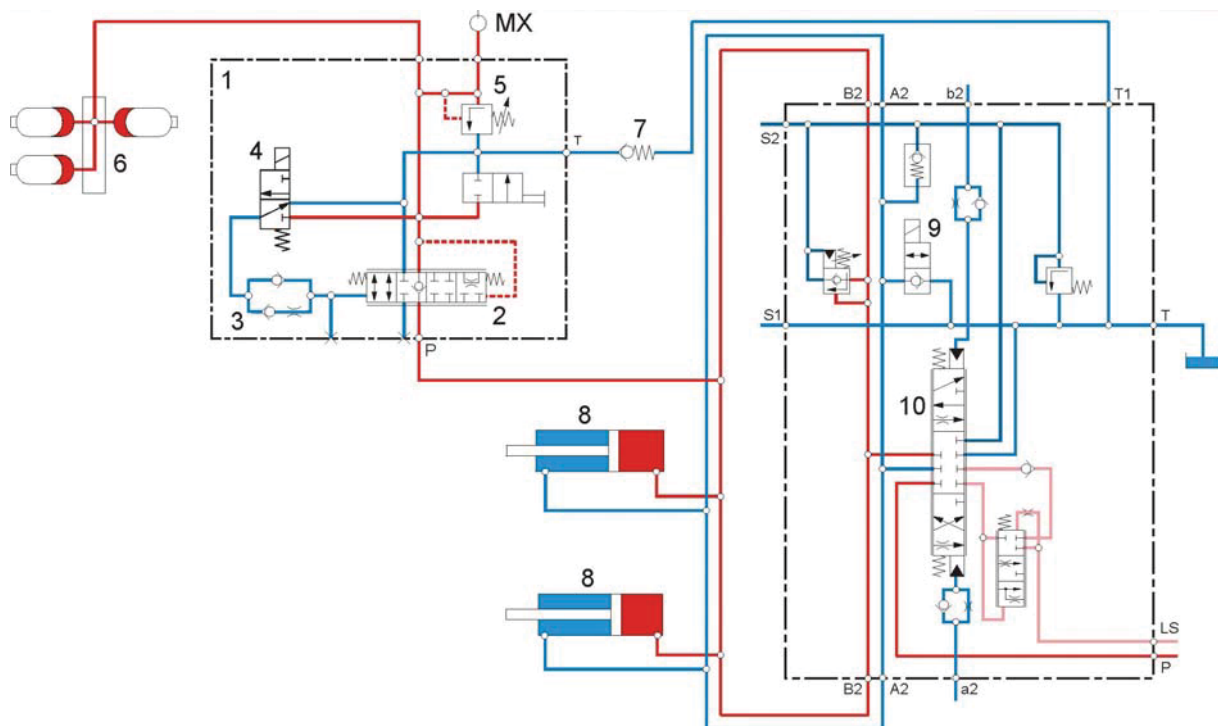


Abb. 2.4: Hydraulikschaltplan inaktiver Fahrschwingungsdämpfer [23]

- |                              |   |
|------------------------------|---|
| 1... Stabilisierungsmodul    | 6... Hydrospeichereinheit                 |
| 2... Steuerschieber – FSD    | 7... Rückschlagventil                     |
| 3... Drosselrückschlagventil | 8... Hubzylinder                          |
| 4... Magnetventil – FSD      | 9... Magnetventil – Schwimmstellung / FSD |
| 5... Sicherheitsventil       | 10... Steuerschieber / Hubzylinder        |

Bei ausgeschaltetem Fahrschwingungsdämpfer (Abb. 2.4) befindet sich der Steuerschieber in der zweiten Position. Das Hydrauliköl kann über das Rückschlagventil vom Steuerschieber zu den Hydrospeichern fließen. Dies bewirkt, dass die Hydrospeicher mit dem Lastdruck vorgespannt werden.

Sollte der Druck ein vorgegebenes Maximum übersteigen, so unterbricht der Steuerschieber die Verbindung zu den Hydrospeichern, indem sich dieser nach links in die geschlossene Stellung verschiebt.

Die Verbindung Hubzylinder-Stangenseite zum Hydrauliktank ist unterbrochen. Der entstehende Druck auf der Hubzylinder-Stangenseite verhindert ein Schwingen der Arbeitsausrüstung und erleichtert die Materialaufnahme.

## 2.4.2.3. Fahrschwingungsdämpfer aktiv

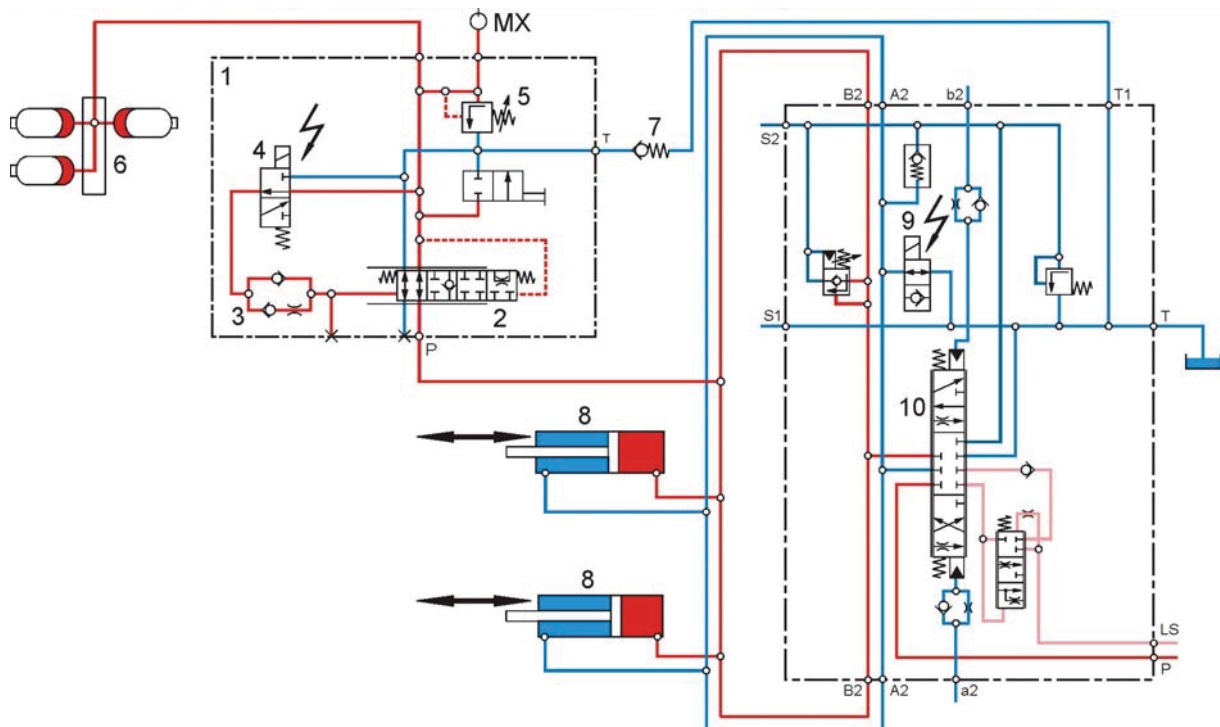


Abb. 2.5: Hydraulikschaltplan aktiver Fahrschwingungsdämpfer [23]

- |                              |   |
|------------------------------|---|
| 1... Stabilisierungsmodul    | 6... Hydrospeichereinheit                 |
| 2... Steuerschieber – FSD    | 7... Rückschlagventil                     |
| 3... Drosselrückschlagventil | 8... Hubzylinder                          |
| 4... Magnetventil – FSD      | 9... Magnetventil – Schwimmstellung / FSD |
| 5... Sicherheitsventil       | 10... Steuerschieber / Hubzylinder        |

In folgenden Fällen ist der Fahrschwingungsdämpfer aktiv:

- Taster für den Fahrschwingungsdämpfer gedrückt
- Bei einer Fahrgeschwindigkeit die größer als 9,1 km/h ist.
- Kontakt am Druckschalter – Fahrschwingungsdämpfer geschlossen

Bei aktivem Fahrschwingungsdämpfer (Abb. 2.5) ist das Magnetventil Schwimmstellung/ Fahrschwingungsdämpfer und das Magnetventil Fahrschwingungsdämpfer bestromt.

Das Magnetventil Schwimmstellung / Fahrschwingungsdämpfer öffnet die Hubzylinder-Stangenseite zum Hydrauliktank.

Das Magnetventil Fahrschwingungsdämpfer leitet den Druck vom Hydrospeicher zur linken Seite des Steuerschiebers. Dadurch wird dieser nach rechts verschoben und die Verbindungen zu den Hydrospeichern wird voll geöffnet.

Zur Druckabsicherung ist ein Sicherheitsventil eingebaut. Sollte ein eingestellter Maximaldruck überschritten werden, so öffnet dieses eine Verbindung zum Hydrauliktank.  
[23]

## 2.5. Fahrzeug-Koordinatensystem nach ISO 70000

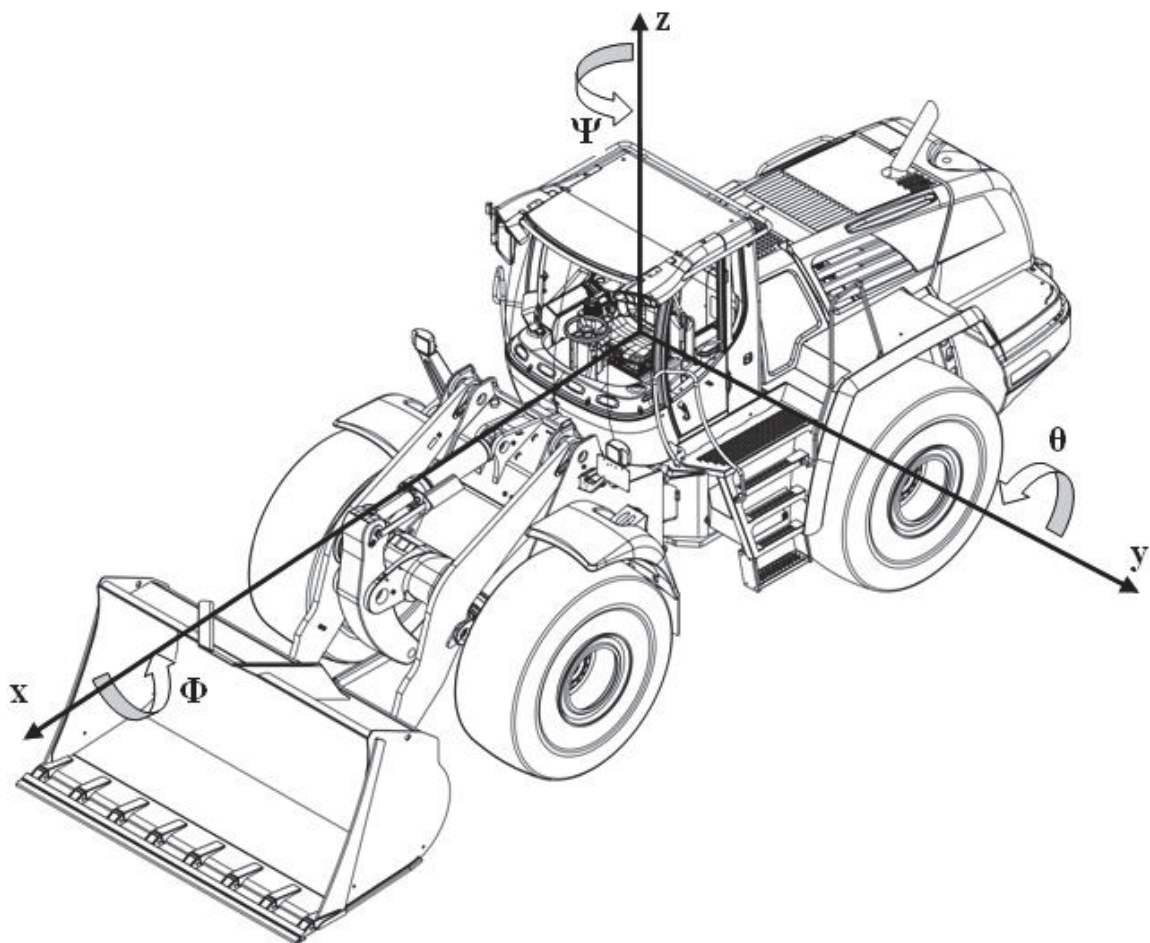


Abb. 2.6: Fahrzeugkoordinatensystem

Die Fahrzeugbewegungen können nach ISO in drei translatorische Bewegungen und drei rotatorische Bewegungen unterteilt werden.

Translatorische Bewegungen:

- x-Richtung: Fahren, Rucken
- y-Richtung: Schieben
- z-Richtung: Heben, Springen

Rotatorische Bewegungen:

- Rotation um die z-Achse ( $\Psi$ ): Gieren
- Rotation um die y-Achse ( $\theta$ ): Nicken
- Rotation um die x-Achse ( $\Phi$ ): Wanken

### **3. Versuchsdurchführung**

Aus Kosten- und Zeitgründen muss es Ziel einer jeden Versuchsdurchführung sein, mit möglichst wenigen Versuchen aussagekräftige Ergebnisse zu erzielen. Um diesen Anspruch gerecht zu werden, wurden die durchzuführenden Versuche anhand folgender Kriterien ausgewählt:

- Reproduzierbarkeit
- Möglichst genaue Abbildung der im Einsatz vorkommenden Anregungsarten
- Bewertung der Messergebnisse
- Einflussparameter auf die Messergebnisse

Eine Schwellenüberfahrt mit definierter Schwellengeometrie und ein Befahren einer Schlechtwegstrecke nach ISO 5008, welche einem Feldweg nachempfunden ist, zeigten sich als geeignete Anregungsarten, um die obig angeführten Punkten zu erfüllen.

Die Vorbereitung der Versuche und deren Durchführung soll in diesem Kapitel näher erläutert werden.

#### **3.1. Versuchsvorbereitung**

Wie schon erwähnt, spielt die Reproduzierbarkeit eine maßgebliche Rolle für die Aussagekraft der Versuche. Es muss also sichergestellt werden, dass vor jedem Versuch die Versuchsbedingungen möglichst identisch sind.

Da es den Einfluss verschiedener Speicherkonfigurationen auf das Schwingverhalten der Maschine zu untersuchen gilt, sind jene Einflussfaktor, welche die Hub- und Nickfrequenz des Radladers und des Schwingungstilgers beeinflussen besonders kritisch zu hinterfragen. Aus Überlegungen und Vorversuchen konnten Fahrgeschwindigkeit, Beladungszustand, Reifenluftdruck, Betriebstemperatur des Hydrauliköls und eben die Speicherkonfiguration als Haupteinflussfaktoren identifiziert werden.

##### **3.1.1. Beladungszustand des Radladers**

Durch eine Reihe von Maßnahmen wurde versucht, diese Einflüsse so gering wie möglich zu halten bzw. die Konfiguration des Radladers reproduzierbar zu gestalten. Da im Betrieb der Maschine die Schaufelfüllung zwischen leer und einer maximalen Füllung schwankt, muss dies auch bei den Versuchen berücksichtigt werden. Aus diesem Grund wurden drei verschiedene Schaufelfüllgrade gewählt: leere, halb beladene und voll beladene Schaufel.

Um eine Reproduzierbarkeit der Beladungszustände zu gewährleisten, wurden die einzelnen Schaufelfüllgrade durch den Einsatz von Stahlgewichten (Abb. 3.1) realisiert. Die Masse des jeweiligen Beladungszustandes ist in Tabelle 3.1 angeführt.



**Abb. 3.1:** Halbbeladene Schaufel (Stahlgewichte)

**Tabelle 3.1:** Angabe der Masse für die verschiedenen Beladungszustände

<b>Beladungszustand</b>	<b>Masse [kg]</b>
leer	0
½ beladen	3430
voll beladen	6360

### 3.1.2. Reifenluftdruck

Vor allem beim Befahren der Schlechtwegstrecke verändert sich der Reifenluftdruck durch das Walken des Reifens. Aus diesem Grund wurde vor jeder Messserie der Reifenluftdruck kontrolliert und falls nötig neu eingestellt.

### 3.1.3. Temperatur des Hydrauliköls

Um vergleichbare Messbedingungen zu schaffen, wurde vor jeder Messserie das Hydrauliköl des Radladers durch das Heben und Senken des Hubgerüsts und den Fahrbetrieb auf Betriebstemperatur gebracht.



**3.1.4. Einstellung der Fahrgeschwindigkeit**

Die Radlader der Firmengruppe Liebherr werden durch einen hydrostatischen Fahrtrieb, der im geschlossenen Kreislauf arbeitet, angetrieben. Eine Verstellpumpe, welche über ein Pumpenverteilergetriebe vom Motor angetrieben wird, fördert Öl zu den Verstellmotoren. Diese Verstellmotoren treiben über ein Getriebe die Gelenkwellen des Radladers an.

Die Fahrgeschwindigkeiten für die Messungen werden über die Maschinensteuerung durch die Bestromung des Proportionalventils der Verstellpumpe eingestellt.



### 3.1.5. Messplan und Speicherkonfigurationen

Bei der Auswahl der zu messenden Speicherkonfigurationen wurde das Hauptaugenmerk nicht darauf gerichtet, durch die Messung eine möglichst ideale Konfiguration herauszufinden, sondern vielmehr, um für die Validierung der anschließenden Simulation eine genügend große Bandbreite an unterschiedlichen Messergebnissen zu erhalten.

Für die Auswahl des Speichervorfüllvolumens  $V_0$  und des Speichervorfülldrucks  $p_0$  wurde ein einfaches Simulationsmodell erstellt, um die Unterschiede in der Federrate dieser Konfigurationen darzustellen (siehe Kapitel 8).

Mit den Erkenntnissen über die Haupteinflussfaktoren, welche durch die Simulation der Speicherkonfiguration und durch die Vorversuche gewonnen wurde, konnte ein Messplan für die Schwellenüberfahrten und das Befahren der Schlechtwegstrecke erstellt werden.

Ein Ausschnitt dieses Messplans wird in Tabelle 3.2 gezeigt.

**Tabelle 3.2:** Ausschnitt des Messplans für die Schwellenüberfahrt

Nr.	Speicherkonfiguration		Beladungszustand			Geschwindigkeit [km/h]	
	1	2	leer	½ beladen	voll beladen	10	15
1	x		x			x	
2	x		x				x
3	x			x		x	
4	x			x			x
5	x				x	x	
6	x				x		x
7		x	x			x	
8		x	x				x
9		x		x		x	
10		x		x			x
11		x			x	x	
12		x			x		x

### 3.2. Versuchsbeschreibung

Die durchgeführten Versuche lassen sich in Schwellenüberfahrten und dem Befahren der Schlechtwegstrecke nach ISO 5008 einteilen. Um möglichst viele Einflüsse erfassen zu können, wurden bei der Schwellenüberfahrt Versuche durchgeführt, bei denen eine definierte Schwelle (Abb. 3.2) mit beiden Achsen überfahren wurde, als auch Versuche, bei denen das Fahrzeug die Schwelle nur mit der Vorderachse überfuhr.

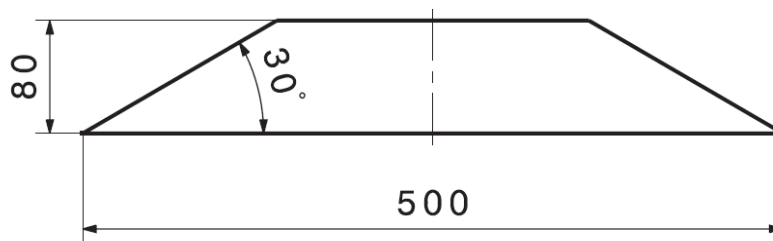


Abb. 3.2: Seitenansicht der Schwelle

#### 3.2.1. Schwellenüberfahrt

Diese Messungen dienen vor allem dazu, um das Abklingverhalten von Hub- und Nickschwingungen nach einer impulsartigen Anregung beschreiben zu können. Dabei treten bei einem Überfahren mit beiden Achsen (Abb. 3.3) zwei impulsartige Anregungen auf, wobei dazwischen ein geringfügiges Abklingen der ersten Anregung stattfindet.

Von großer Bedeutung für die Ergebnisse dieser Versuche ist der Zeitpunkt, zu welchem die Räder der Hinterachse durch die Schwelle angeregt werden. So kann es bei bestimmten Fahrgeschwindigkeiten vorkommen, dass durch die Schwingung der Maschine, die Schwelle fast nicht berührt wird. Andererseits kann es jedoch auch vorkommen, dass durch diese zweite impulsartige Anregung eine Verstärkung der Schwingung auftritt.

Dieser Einfluss macht es schwieriger, genau reproduzierbare Messergebnisse zu erhalten, da eine kleine Abweichung der Geschwindigkeit oder der für die jeweilige Messung vorliegende Schwingungsfrequenz der Maschine, zu einer großen Abweichung in den Ergebnissen führen kann.

Aus diesem Grund wurden auch Schwellenüberfahrten durchgeführt, bei denen die Schwelle nur mit den Rädern der Vorderachse angeregt wurde und das Fahrzeug danach ohne eine weitere Anregung ausschwingen konnte.



**Abb. 3.3:** Schwellenüberfahrt mit den Rädern der Vorder- und Hinterachse

Für die Versuche, bei denen nur die Räder der Vorderachse die Schwelle überrollen, wurde eine geteilte Schwelle angefertigt. Diese kann mithilfe von angebrachten Ketten nach dem Passieren der Vorderachse weggezogen werden (Abb. 3.4).



**Abb. 3.4:** geteilte Schwelle

### 3.2.2. Schlechtwegstrecke nach ISO 5008

Zusätzlich zu den Schwellenüberfahrten wurden Versuche durch das Befahren einer Schlechtwegstrecke (Abb. 3.5), welche der Norm ISO 5008 entspricht und einem Feldweg nachempfunden ist, durchgeführt.



**Abb. 3.5:** Radlader beim Befahren der Schlechtwegstrecke

Aufgebaut ist diese Strecke aus Kanthölzern, welche für die verschiedenen Positionen unterschiedliche, genau festgelegte Höhen aufweisen und in einem Stahlrahmen eingelegt werden. Zu beachten ist, dass sich die Streckenprofile von linker und rechter Spur unterscheiden (Abb. 3.6).



**Abb. 3.6:** Streckenprofil der Schlechtwegstrecke

## 4. Messwerterfassung

### 4.1. Messtechnische Ausrüstung des Versuchsladers L576

Zur Ermittlung des Verhaltens des Gerätes bei Schwellenüberfahrt bzw. beim Befahren der Schlechtwegstrecke wurde der Radlader mit aufwendiger Messtechnik (Abb. 4.1) ausgestattet.

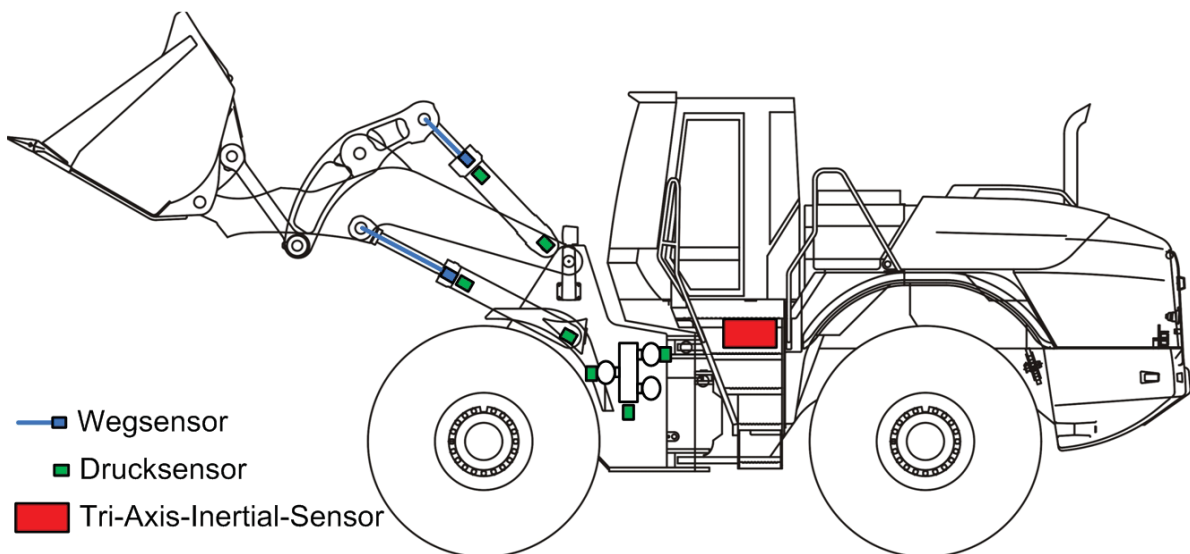


Abb. 4.1: Messstellen am Radlader

Die Aufbaubeschleunigungen und die Drehbewegung des Gerätes werden mittels einem „Tri-Axis-Inertial-Sensor“ gemessen, welcher Beschleunigungssensoren und Gyroskope in sich vereint und am Hinterwagen befestigt ist. Dadurch lassen sich Längs-, Lateral- und Vertikalbeschleunigungen sowie Nick-, Wank- und Gierwinkel messen.

Für eine Analyse des Hydrauliksystems des Fahrschwingungstilgers und die spätere Validierung der Simulation ist es erforderlich, die Drücke der hydraulischen Komponenten zu messen.



## 4.2. Messtechnik

### 4.2.1. Tri-Axis-Inertial-Sensor

Die Beschleunigungen und die Drehgeschwindigkeiten des Fahrzeugs werden mit einem „Tri-Axis-Inertial-Sensor“ (Abb. 4.2) des Typs ADIS 16350 gemessen. Dieser Sensor vereint drei orthogonal zueinander stehende Gyroskopsensoren und drei orthogonal zueinander angeordnete Beschleunigungssensoren. Die Beschleunigungssensoren sind in Richtung der Rotationsachsen der Gyroskopsensoren orientiert.

Diese Sensorelemente sind in einem Gehäuse vereint, in dem auch das gemessene Analogsignal mit Hilfe eines AD-Konverters zur Weiterverarbeitung der Daten in ein Digitalsignal umgewandelt wird. [18]



Abb. 4.2: Tri-Axis-Inertial-Sensor

Abb. 4.3 zeigt die Einbauposition am Hinterwagen des Radladers, nahe beim Knicklager.



**Abb. 4.3:** Einbauposition des Tri-Axis-Inertial-Sensors am Hinterwagen

#### *Funktionsbeschreibung des Gyroskopsensors*

Für die Messung der Drehgeschwindigkeiten wird ein Gyroskopsensor auf Basis der MEMS-Sensortechnologie (MEMS – Mikroelektronisches mechanisches System) eingesetzt, der nach dem Prinzip eines Resonator-Gyroskops arbeitet. Zwei polykristalline Silicium-Sensorstrukturen enthalten jeweils einen so genannten „Dither Frame“, welcher elektrostatisch in Resonanz versetzt wird. Dadurch wird die erforderliche Bewegung erzeugt, um während der Rotation einen Coriolis-Effekt zu generieren.

An zwei der äußeren Ränder des Frames befinden sich bewegliche Finger, die zwischen festen Fingern platziert sind und über eine elektrische Kapazitätsänderung die Coriolis-Bewegung erkennen. [18]

#### *Funktionsprinzip des Beschleunigungssensors*

Der Beschleunigungssensor arbeitet nach dem seismischen Prinzip und ist wie ein Einmassenschwinger, welcher aus der seismischen Masse und einem Feder-Dämpfer-Element besteht, aufgebaut. Dabei ruft die Beschleunigung eine Kraftwirkung hervor, welche die Masse um einen, zur Beschleunigung proportionalen, Weg auslenkt.

Beim eingesetzten Sensor wird der erforderliche Einmassenschwinger mit anisotroper und selektiver Ätztechnik aus einem Silizium-Wafer herausgearbeitet. Die seismische Masse ist als Kondensatorplatte ausgeführt. Über eine Kapazitätsänderung lässt sich die Positionsveränderung der Masse und somit die Beschleunigung messen. [18]

#### 4.2.2. Drucksensor

Der Druck mittels Druckmessumformer des Typs HDA 84MK-A-0600-037 von dem Hersteller HYDAC gemessen.

Wie in Abb. 4.1 dargestellt werden folgende Drücke gemessen:

- Kippzylinder: boden- und stangenseitig
- Hubzylinder: boden- und stangenseitig
- Druck am RSM-Modul
- Drücke an den Speichern: gasseitig

Für die Messung des Drucks der Speicher wurden die Sensoren direkt am Befüllanschluss an der Gasseite befestigt (Abb. 4.4).



**Abb. 4.4:** Sensorposition am Membranspeicher



### 4.2.3. Wegsensoren

Neben den Drücken sind auch die Wege von Kipp- und Hubzylinder für die Analyse des Systemverhaltens und die spätere Validierung des Simulationsmodells des FSD von Bedeutung.

So werden diese Wege mittels Seilzugsensoren (Abb. 4.5) des Typs Modell WS10 mit Analog- und SSI-Ausgang aufgenommen. Mit den eingesetzten Seilzugsensoren ist es möglich Zylinderwege bis zu 1250 mm zu messen. [19]

#### *Messprinzip der Wegsensoren*

Die Wege von Kipp- und Hubzylinder werden über ein rostfreies Stahlseil gemessen. Dieses Stahlseil ist auf eine Trommel mit Federmotor aufgewickelt, welche axial an ein Mehrgang-Potentiometer, einen „Inkremental-Encoder“ oder einen „Absolut-Encoder“ gekoppelt ist. Die Linearbewegung wird in eine Rotationsbewegung transformiert und gemessen. [24]



**Abb. 4.5:** Seilzugsensor zur Wegmessung

## 5. Versuchsauswertung

Wie schon in Kapitel 3 beschrieben werden zwei verschiedene Arten von Versuchen zur Beurteilung der verschiedenen Speicherkonfigurationen herangezogen. Diese können in Schwellenüberfahrten und Befahren einer genormten Schlechtwegstrecke unterteilt werden. Bei den Messungen der Schwellenüberfahrten wird das Abklingverhalten der Schwingung untersucht. Die Messwerte vom Befahren der Schlechtwegstrecke werden mittels eines Effektivwertes ausgewertet.

### 5.1. Beurteilungskriterien

#### 5.1.1. Abklingverhalten

Für die Beurteilung des Abklingverhaltens werden so genannte Ausschwingversuche herangezogen, bei denen das zu untersuchende Objekt durch einen Schlag oder eine plötzliche statische Belastung oder Entlastung zur Eigenschwingung angeregt wird.

Aus dem Ausschwingversuch kann das logarithmische Dekrement  $\lambda$  errechnet werden, indem man den Quotienten von zwei aufeinanderfolgenden Maxima berechnet. Für viele Fälle ist es jedoch sinnvoller einen größeren Zeitbereich zu betrachten und das zweite Maximum nach  $n$  Perioden für die Berechnung heranzuziehen (Glg. (5.1)). [4]

$$\lambda = \frac{1}{n} \cdot \ln \left( \frac{q_k}{q_{k+n}} \right) \quad (5.1)$$

Der Effektivwert (englisch: root mean square, RMS) ist der quadratische Mittelwert eines zeitlich veränderlichen Signals. Dieser wird dazu verwendet, die einzelnen Speicherkonfigurationen bei einer stochastischen Anregung zu bewerten und kann nach Glg. (5.2) berechnet werden.

$$a_{eff} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T a^2(t) dt} \quad (5.2)$$

## 5.2. Vergleich des Abklingverhaltens von aktivem und inaktivem FSD

Für diesen Vergleich werden Messungen aus einer Voruntersuchung herangezogen, bei denen der Versuchslader mit den Rädern beider Achsen die Schwelle überfahren hat. Verglichen werden die Vertikalbeschleunigung (Abb. 5.1) und die Nickgeschwindigkeit (Abb. 5.2) bei 15 km/h und einer leeren Radladerschaufel.

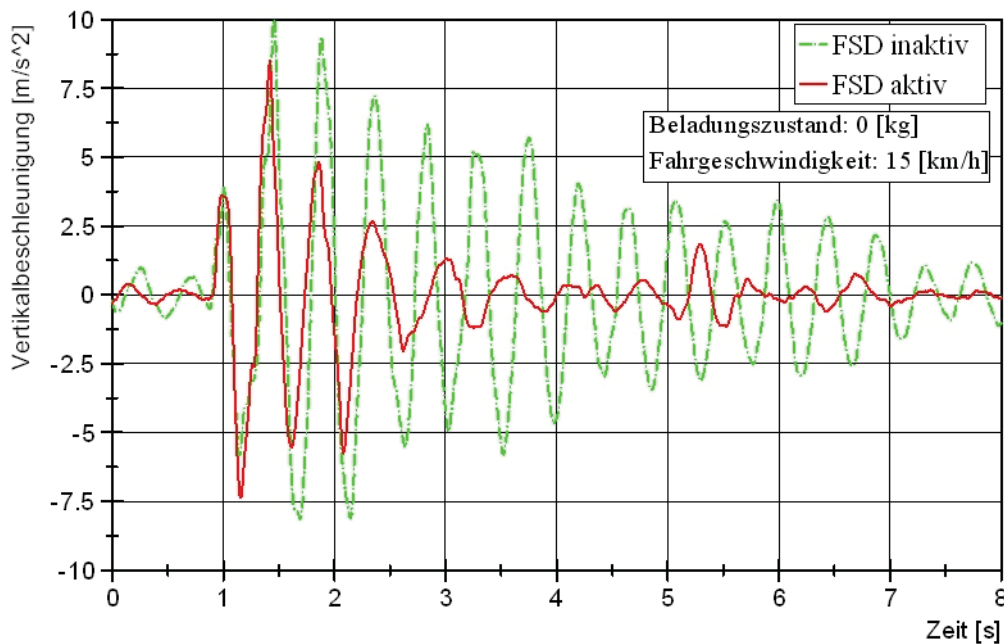
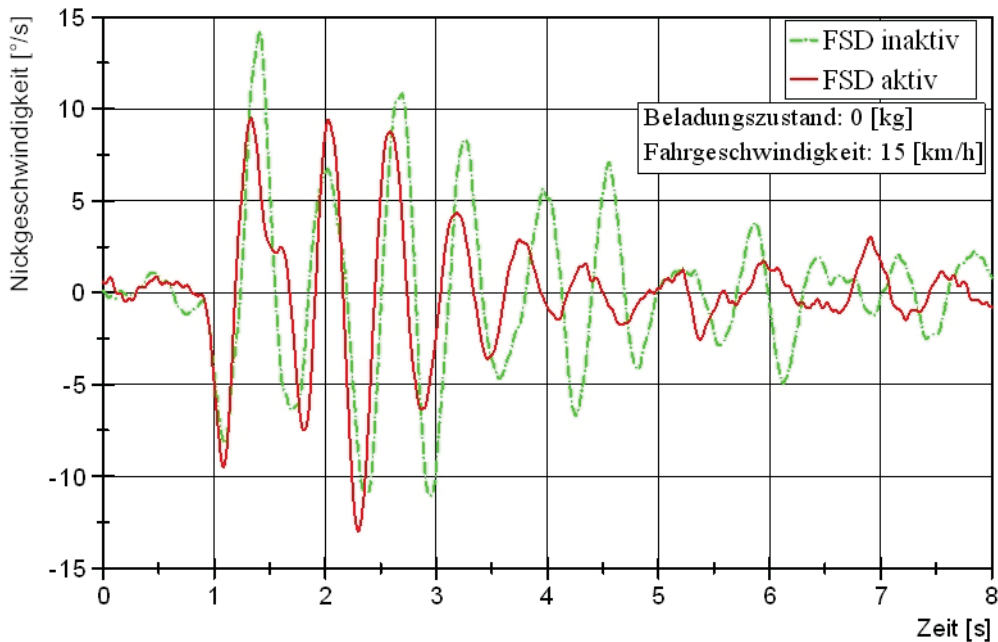


Abb. 5.1: Abklingverhalten der Vertikalbeschleunigung bei inaktivem und aktivem FSD

Beim Abklingverhalten der Hubschwingung scheint es am Beginn der Anregung durch die Schwelle kaum einen Einfluss zu haben, ob der FSD aktiv oder inaktiv ist. Dies beruht darauf, dass das erste Maximum maßgeblich durch die Form der Schwelle bestimmt wird. Die Beschleunigung entsteht also durch das Überrollen der Schwelle durch die Räder des Fahrzeugs.

Für das erste Minimum kann festgestellt werden, dass dieses bei inaktivem FSD geringer ist als bei aktivem FSD. Durch Achsabstand und Geschwindigkeit bestimmt, treffen nach 0,86 Sekunden die Räder der Hinterachse auf die Schwelle und es erfolgt eine zweite Anregung.

Es ist zu erkennen, dass die Amplituden der Vertikalbeschleunigung bei aktiviertem FSD ab dem ersten Minimum geringer sind und auch schneller abklingen, als jene bei inaktivem FSD. Sehr deutlich ist die Verbesserung des Systems mit Fahrschwingungsdämpfer an dem Vergleich der Amplituden nach der zweiten Periode zu erkennen. Die Maximalausschläge bei inaktivem FSD sind in etwa dreimal größer, als jene bei aktiviertem FSD.



**Abb. 5.2:** Abklingverhalten der Nickgeschwindigkeit bei inaktivem und aktivem FSD

Durch das Auftreffen der Räder der Vorderachse auf die Schwelle rotiert das Fahrzeug zu Beginn der Messung im negativen Drehsinn um die y-Achse. Auch diese Bewegung wird maßgeblich durch die Geometrie der Schwelle beeinflusst und hat für beide Systeme in etwa den gleichen Ausschlag zur Folge. Bereits das erste Maximum weist für aktivierten FSD einen um 40 Prozent geringeren Wert auf.

Wie bereits erwähnt, ist es bei Schwellenüberfahrten mit den Rädern der Vorder- und Hinterachse von großer Bedeutung, wann der Zeitpunkt der zweiten Anregung stattfindet. Diese zweite Anregung findet für das System mit aktivem FSD zu einem ungünstigen Zeitpunkt statt. Deshalb erfährt dieses eine höhere Anregung, als das System mit inaktivem FSD.

Bei eingeschaltetem Fahrsvingungsdämpfer ist wiederum ein schnelleres Abklingen der Schwingung festzustellen, jedoch fällt der Unterschied der Nickgeschwindigkeiten geringer aus, als der der Vertikalbeschleunigung.

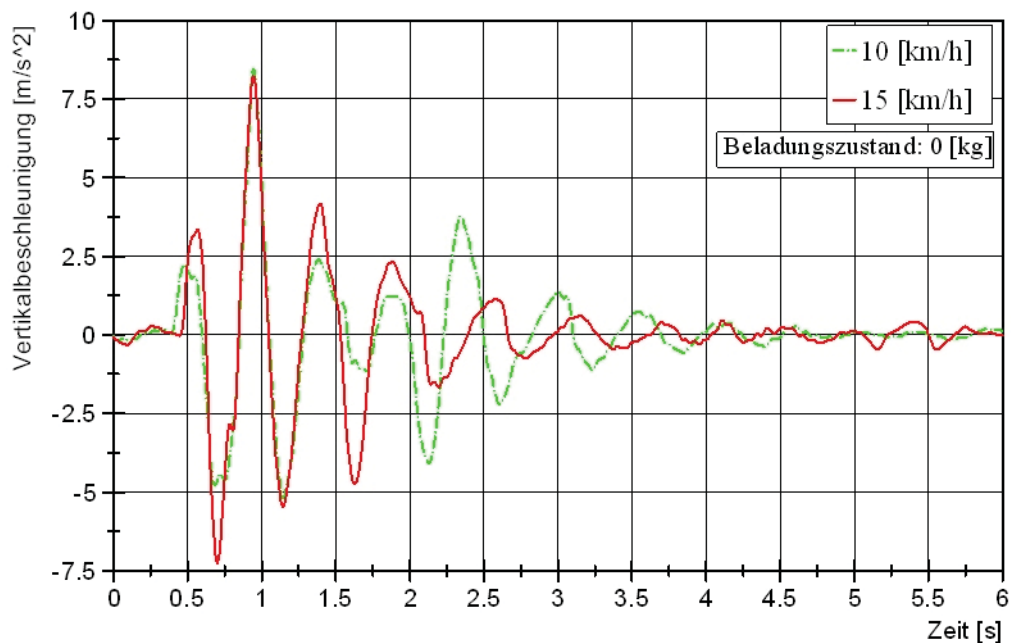
Durch die Berechnung des logarithmischen Dekrements (Tabelle 2.1) wird deutlich, dass der FSD für die Vertikalbeschleunigung und Nickgeschwindigkeiten des Fahrzeugs einen großen Einfluss hat.

**Tabelle 5.1:** logarithmisches Dekrement für Vertikalbeschleunigung und Nickgeschwindigkeit bei aktiven und inaktiven FSD

	Vertikalbeschleunigung		Nickgeschwindigkeit	
	FSD aus	FSD an	FSD aus	FSD an
<b>logarithmisches Dekrement <math>\Lambda</math></b>	0,15	0,74	0,18	0,73

### 5.3. Fahrgeschwindigkeitseinfluss auf Vertikalbeschleunigung und Nickgeschwindigkeit

Für die Erfassung des Einflusses der Fahrgeschwindigkeit auf die Vertikalbeschleunigung (Abb. 5.3) und die Nickgeschwindigkeit (Abb. 5.4) des Radladers, wurden Schwellenüberfahrten mit den Geschwindigkeiten von 10 und 15 km/h und mit leerer Radladerschaufel durchgeführt.

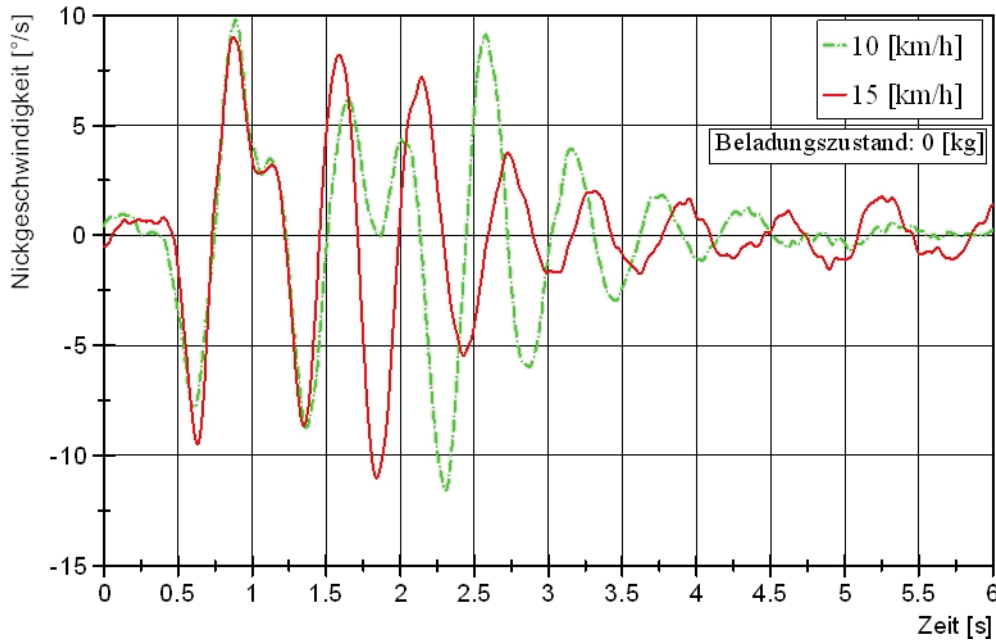


**Abb. 5.3:** Vergleich der Vertikalbeschleunigungen bei verschiedenen Fahrgeschwindigkeiten in Abhängigkeit von der Zeit

Das Überrollen der Schwelle findet bei zunehmender Geschwindigkeit in kürzerer Zeit statt. So ist die Periodendauer der ersten Amplitude für eine Fahrgeschwindigkeit von 15 km/h geringer als bei 10 km/h.

Weiters ist zu erkennen, dass das erste Maximum und das erste Minimum für die höhere Geschwindigkeit um circa ein Drittel größer sind. Die zweite Periode ist bei beiden Messungen identisch. Nach 1,3 Sekunden wird bei einer Geschwindigkeit von 15 km/h der Radlader durch das Auftreffen der Räder der Hinterachse auf die Schwelle erneut angeregt und zeigt dadurch für diesen Zeitbereich einen höheren Ausschlag.

Bei einer Fahrgeschwindigkeit von 10 km/h tritt diese zweite Anregung nach 1,8 Sekunden auf und ist deutlich im Verlauf der Vertikalbeschleunigung zu erkennen.

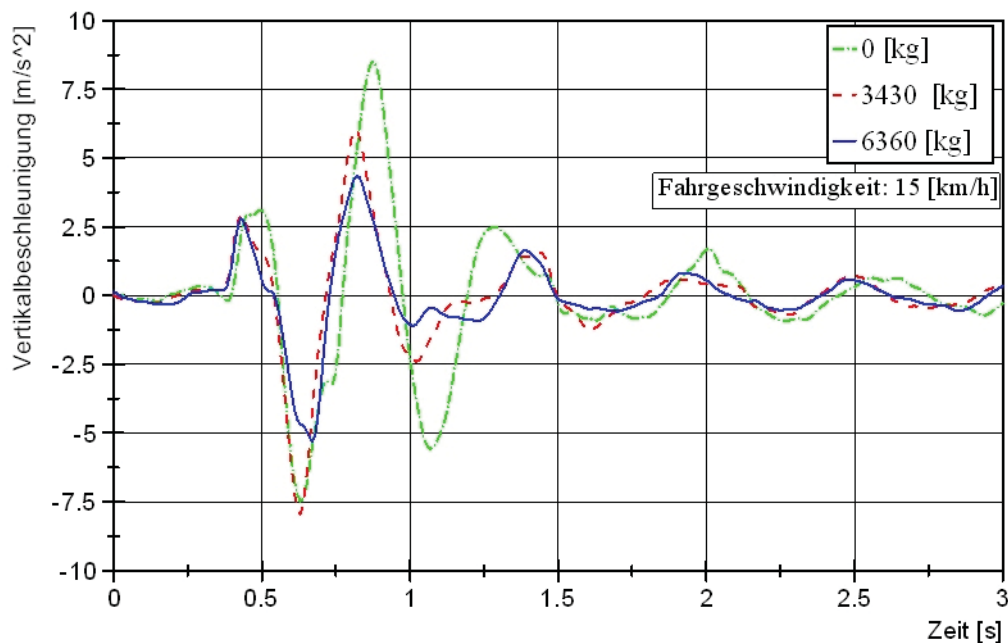


**Abb. 5.4:** Vergleich der Nickgeschwindigkeiten bei verschiedenen Fahrgeschwindigkeiten in Abhängigkeit der Zeit

Für die Nickschwingung lässt sich für den Anregungsbeginn ebenfalls feststellen, dass die Periodendauer für die höhere Fahrgeschwindigkeit kürzer und deren Amplitude größer ist. Danach verlaufen die Schwingungen identisch und unterscheiden sich erst wieder ab dem Zeitpunkt zu dem die zweite Anregung durch das Auftreffen der Hinterräder auf die Schwelle stattfindet. Bei der Nickschwingung für eine Fahrgeschwindigkeit von 10 km/h kann man nun sehr deutlich erkennen, dass die zweite Anregung nach 1,8 Sekunden stattfindet, da der Verlauf der Nickgeschwindigkeit zu diesem Zeitpunkt stark beeinflusst wird.

## 5.4. Beladungseinfluss auf Vertikalbeschleunigung und Nickgeschwindigkeit

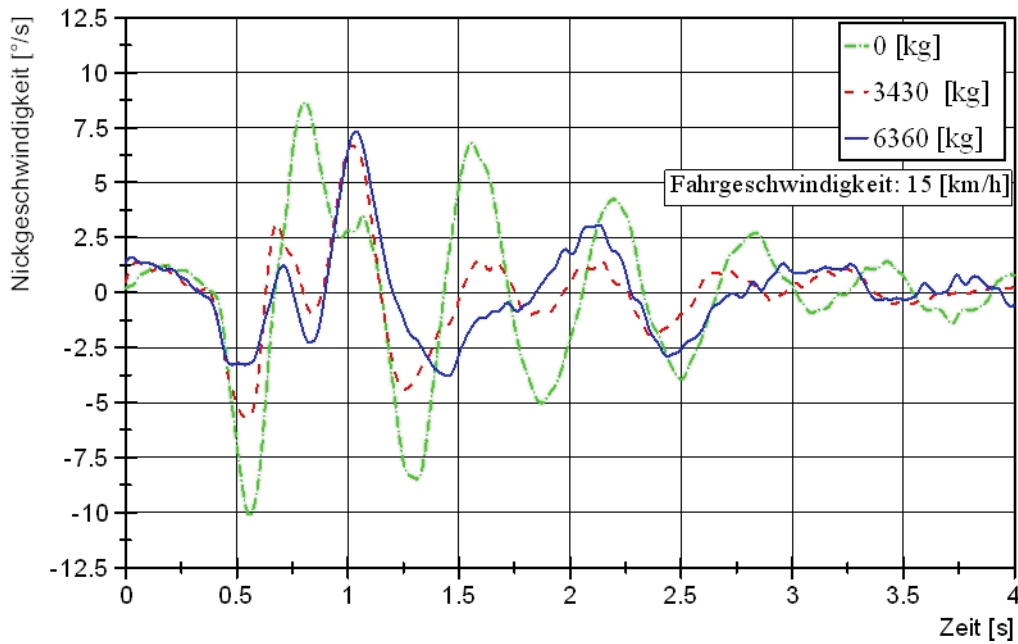
Für die Beurteilung des Einflusses der Beladung auf die Vertikalbeschleunigung (Abb. 5.5) und Nickgeschwindigkeit (Abb. 5.6) werden Messungen herangezogen, bei denen das Fahrzeug die Schwelle nur mit der Vorderachse überfährt, um den Einfluss des Zeitpunktes der Anregung durch die Räder der Hinterachse auszuschließen.



**Abb. 5.5:** Vergleich verschiedener Beladungszustände auf die Vertikalbeschleunigung in Abhängigkeit der Zeit

Mit zunehmender Beladung wächst bei gleichbleibendem Reifendruck die Latschlänge des Reifens und die Schwelle scheint dadurch im Bezug auf die Anregung zunehmend abgerundet zu sein. Bei leerer Schaufel ist der Bereich im ersten Schwingungsmaximum noch zu erkennen, bei welchem die Vertikalbeschleunigung ein Plateau aufweist, welches durch die Schwellengeometrie vorgegeben ist. Bei voll beladener Schaufel (6360 kg) ist dieses Plateau nicht mehr zu erkennen. Dieses gleichmäßigere Abrollverhalten wirkt sich positiv auf den Verlauf der Schwingung aus. So ist das zweite Schwingungsmaximum für den voll beladenen Zustand nur etwa halb so groß, als jenes im leeren.





**Abb. 5.6:** Vergleich verschiedener Beladungszustände auf die Nickgeschwindigkeit in Abhängigkeit der Zeit

Der oben beschriebene Einfluss des Reifenlatsches auf die Anregung durch die Schwelle fällt bei Betrachtung der verschiedenen Nickgeschwindigkeiten noch deutlicher aus. Das erste Minimum ist bei voll beladener Schaufel nur etwa ein Drittel so groß als jenes bei leerem Beladungszustand.

Die Berechnung des logarithmischen Dekrements kann für die Messung des Einflusses des Beladungszustandes nur noch bedingt herangezogen werden, da das Abklingen der Schwingungen keinen periodischen Verlauf folgt bzw. manche Schwingungen bereits nach einer Periode nur noch einen sehr kleinen Ausschlag zeigen.



## 5.5. Vergleich verschiedener Speicherkonfigurationen

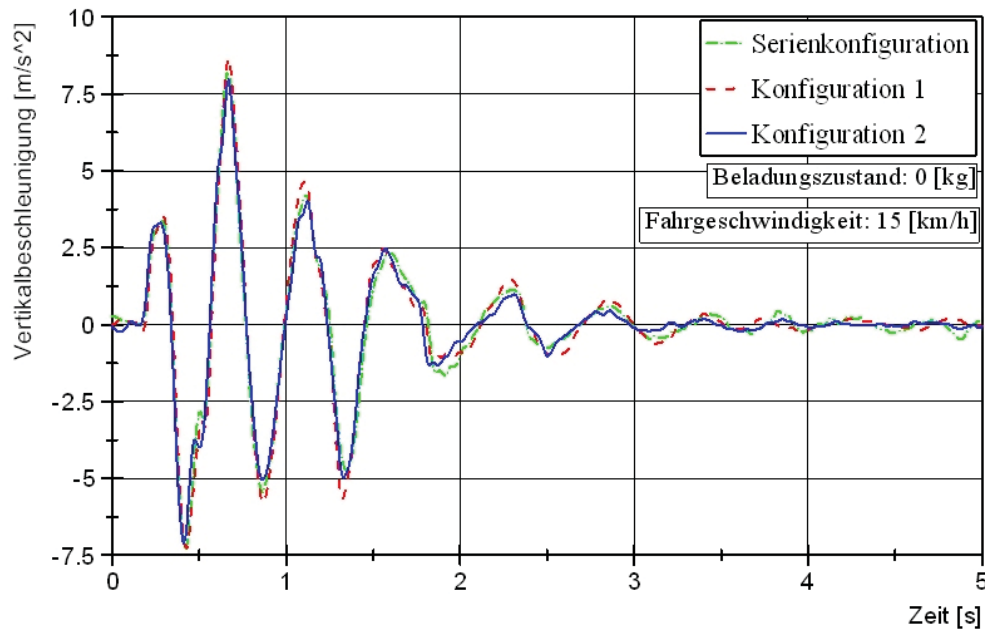
Nachdem das Systemverhalten hinsichtlich unterschiedlichen Beladungszustände und unterschiedlicher Geschwindigkeit untersucht und bewertet wurde, soll im Folgenden der Einfluss der Speicherkonfiguration auf das Systemverhalten aufgezeigt werden. Tabelle 5.2 zeigt eine Aufstellung verschiedener Speicherkonfigurationen, welche hinsichtlich ihrer Auswirkung auf die Schwingungstilgung von Hub- und Nickschwingungen untersucht werden sollen.

**Tabelle 5.2:** Aufstellung der Speicherkonfigurationen für die Versuchsauswertung

	Vorfüllvolumen $V_0$ [dm <sup>3</sup> ]			Vorfülldruck $p_0$ [bar]		
	Speicher 1	Speicher 2	Speicher 3	Speicher 1	Speicher 2	Speicher 3
<b>Serienkonfiguration</b>	2	2	2	25	25	25
<b>Konfiguration 1</b>	6	6	-	25	25	-
<b>Konfiguration 2</b>	3	3	-	10	70	-

Untersucht werden die Auswirkungen auf die Schwingungstilgung bei leerer und voll beladener Radladerschaufel. Im Vorfeld sei erwähnt, dass bei leerem Beladungszustand ein Lasthaltdruck von 32 bar am Hubzylinder herrscht. Dieser Druck liegt auch in den Speichern an und steigert sich bei der Schwellenüberfahrt um circa 15 bar. Somit ist bei der Konfiguration 2 im leeren Beladungszustand nur Speicher 1 mit den 10 bar Vorfülldruck wirksam.

Abb. 5.7 zeigt, dass sich die unterschiedlichen Speicherkonfigurationen nur in einem sehr geringen Ausmaße auf den Verlauf der Vertikalbeschleunigung auswirken und deshalb angenommen werden kann, dass sich die Hubfrequenz des Fahrzeugs deutlich von der Frequenz des Tilgers unterscheidet.



**Abb. 5.7:** Vertikalbeschleunigung drei unterschiedlicher Speicherkonfigurationen bei leerer Schaufel

Im Vergleich zur Vertikalbeschleunigung sind bei der Nickgeschwindigkeiten (Abb. 5.8) Einflüsse durch die verschiedenen Speicherkonfigurationen erkennbar. Für die ersten Amplituden besteht zwischen der Serienkonfiguration und der Konfiguration 1 kein Unterschied. Konfiguration 2, welche den kleinsten Vorfülldruck und das kleinste Vorfüllvolumen aufweist, kann das erste Maximum um 20 Prozent verringern und zeigt auch ein schnelleres Abklingen der Nickschwingung (Tabelle 5.3).

**Tabelle 5.3:** logarithmisches Dekrement von Vertikalbeschleunigung und Nickgeschwindigkeit im leeren Zustand bei verschiedenen Speicherkonfigurationen

Konfiguration	Nickgeschwindigkeit		
	Serie	1	2
logarithmisches Dekrement $\Delta$	0,50	0,52	0,92

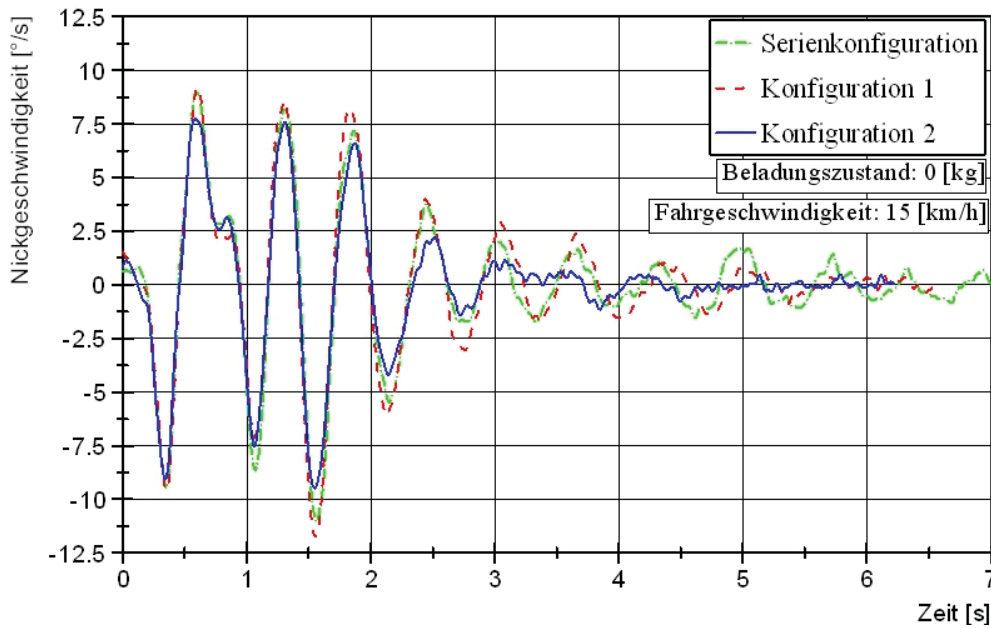
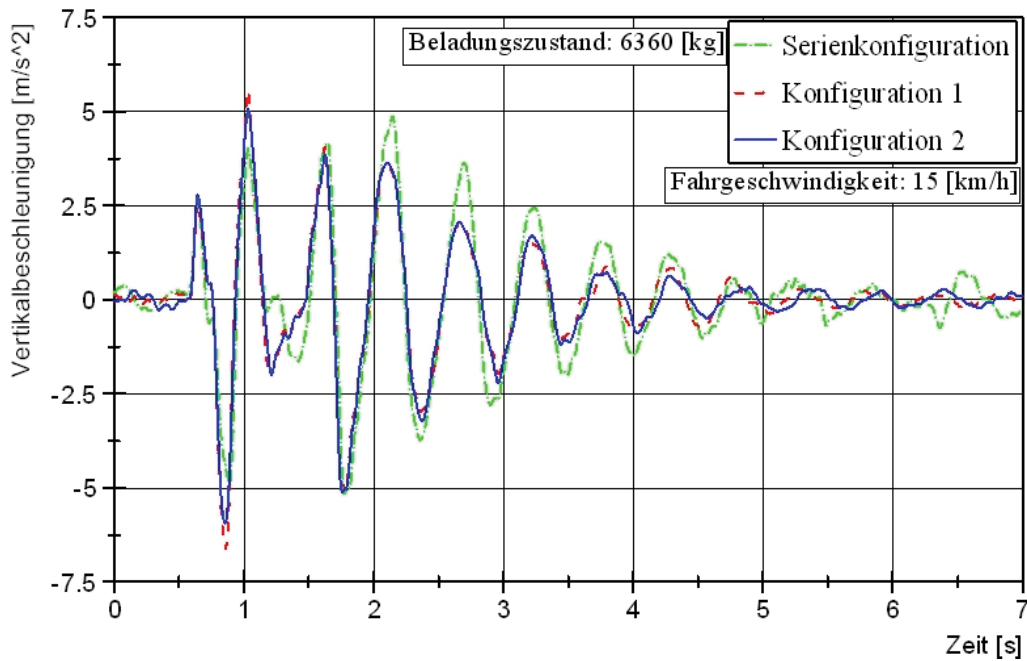


Abb. 5.8: Nickgeschwindigkeit drei unterschiedlicher Speicherkonfigurationen bei leerer Schaufel

Im beladenen Zustand wirken sich die verschiedenen Speicherkonfigurationen sowohl auf die Vertikalbeschleunigung als auch auf die Nickgeschwindigkeit aus. Zu Schwingungsbeginn sind bei der Vertikalbeschleunigung (Abb. 5.9) alle drei Konfigurationen fast deckungsgleich. Der Unterschied scheint sich erst nach zwei Sekunden, bei der Anregung des Fahrzeugs durch die Schwellenüberfahrt der Räder der Hinterachse, auszuwirken. Danach zeigen die Konfigurationen eins und zwei ein ähnliches, im Vergleich zur Serienkonfiguration verbessertes Verhalten. So ist bei diesen beiden Konfigurationen das erste Maximum nach der zweiten Anregung um 25 Prozent geringer als bei der Serienkonfiguration. Beim Abklingverhalten gibt es bei den drei verschiedenen Konfigurationen kaum einen Unterschied (Tabelle 5.4).

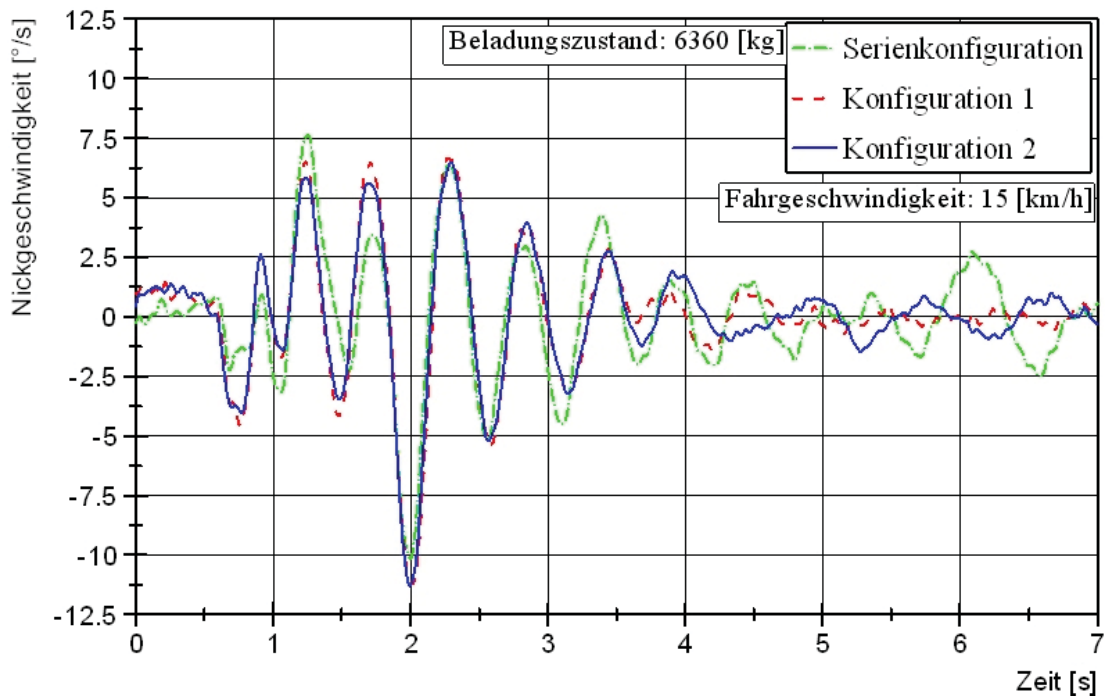
Tabelle 5.4: logarithmisches Dekrement von Vertikalbeschleunigung und Nickgeschwindigkeit im beladenen Zustand bei verschiedenen Speicherkonfigurationen

Konfiguration	Vertikalbeschleunigung			Nickgeschwindigkeit		
	Serie	1	2	Serie	1	2
logarithmisches Dekrement $\Lambda$	0,40	0,37	0,37	0,16	0,55	0,31



**Abb. 5.9:** Vertikalbeschleunigung drei unterschiedlicher Speicherkonfigurationen bei voller Schaufel

Im Vergleich zu den vorhergehenden Verläufen fällt auf, dass das Minimum nach der Anregung der Räder der Hinterachse bei einer Messzeit von etwa zwei Sekunden die größte Schwingungsamplitude darstellt und für alle drei Konfigurationen den gleichen Wert annimmt. Danach zeigt Konfiguration 1, welche das größte Vorfüllvolumen besitzt, das beste Abklingverhalten (Tabelle 5.4).



**Abb. 5.10:** Nickgeschwindigkeit drei unterschiedlicher Speicherkonfigurationen bei voller Schaufel

## 5.6. Auswertung des Effektivwertes für verschiedene Einflüsse

Wie bereits erwähnt, werden die Messungen des Befahrens der Schlechtwegstrecke mittels des Effektivwertes ausgewertet. Abb. 5.11 zeigt die Effektivwerte der Nickbeschleunigungen der verschiedenen Fahrzeugkonfigurationen bei leerem Beladungszustand und einer Fahrgeschwindigkeit von 15 km/h. Die einzelnen Messergebnisse werden auf den Wert der Serieneinstellung normiert. Es fällt auf, dass die Fahrzeugkonfigurationen, welche sich durch die verwendeten Speicher unterscheiden, nur sehr gering voneinander abweichen. So ist die beste Speicherkonfiguration nur um 11 Prozent besser als die Serienkonfiguration.

Die größten Einflüsse auf den Effektivwert werden durch den deaktivierten Fahrschwingungsdämpfer und durch Veränderung des Reifenluftdrucks ausgeübt. Ein deaktivierter Fahrschwingungsdämpfer ergibt eine Erhöhung von 40 Prozent, ein erhöhter Reifenluftdruck erhöht den Effektivwert um 31 Prozent und ein abgesenkter Reifenluftdruck ergibt einen Wert, der um 32 Prozent niedriger ist.

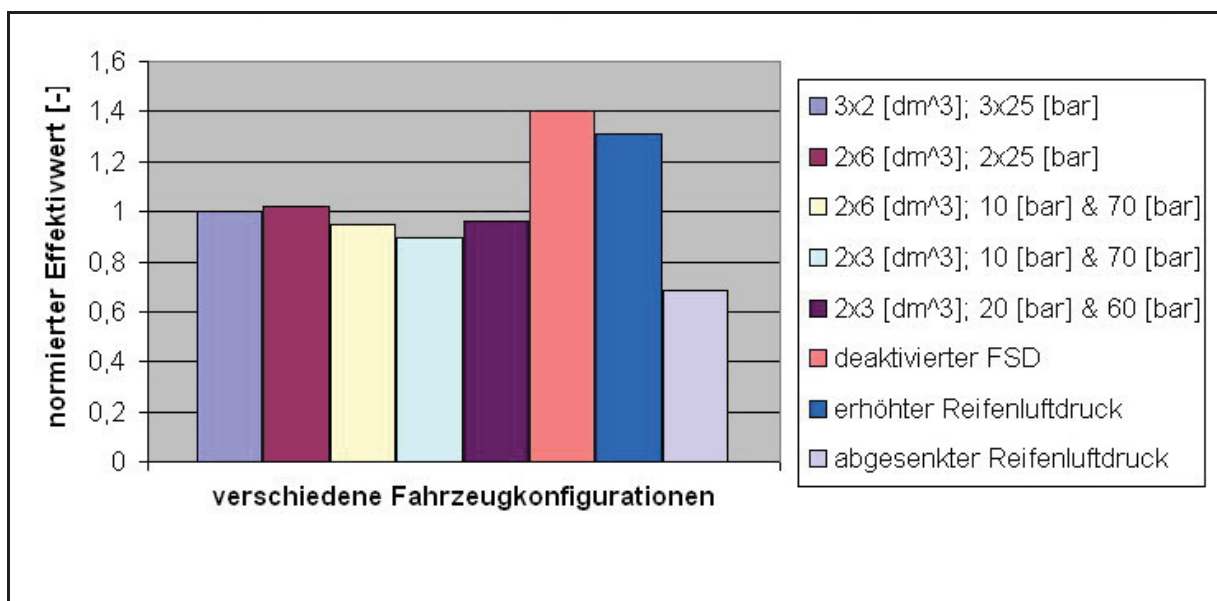


Abb. 5.11: normierter Effektivwert der Nickbeschleunigung verschiedener Fahrzeugkonfigurationen im leeren Beladungszustand und bei 15 km/h Fahrgeschwindigkeit

## 6. Theoretische Untersuchungen zur Schwingungstilgung

Die Messergebnisse aus Kapitel 5 zeigen, dass der Reifenluftdruck einer der größten Einflussparameter auf die Hub- und Nickbewegungen ist. Weiters spielt es eine bedeutende Rolle, ob der Fahrschwingungsdämpfer aktiv oder inaktiv ist. So kann durch das Zuschalten des Fahrschwingungsdämpfers eine deutliche Verbesserung des Abklingverhaltens der Hub- und Nickschwingungen erzielt werden.

Im Folgenden werden die Bewegungsgleichungen für die Hub- und die Nickbewegung des Fahrzeuges angeführt und die grundlegenden Auslegungsmerkmale eines Schwingungstilgers aufgezeigt.

### 6.1. Bewegungsgleichung für Hub- und Nickbewegung

Für die Betrachtung der Hub- und Nickbewegung des vertikalen Schwingungsverhaltens ist es aufgrund des annähernd symmetrischen Aufbaus des Fahrzeugs ausreichend, ein Einspurmodell (Abb. 6.1) zu betrachten. Durch diese vereinfachte Darstellung muss die Hälfte der Fahrzeugmasse bzw. der Fahrzeugträgheitsmomentes herangezogen werden. [16]

#### 6.1.1. Einspur-Federungsmodell

Beim Einspur-Federungsmodell wird der Aufbau als ein mit Masse behafteter Balken gesehen.

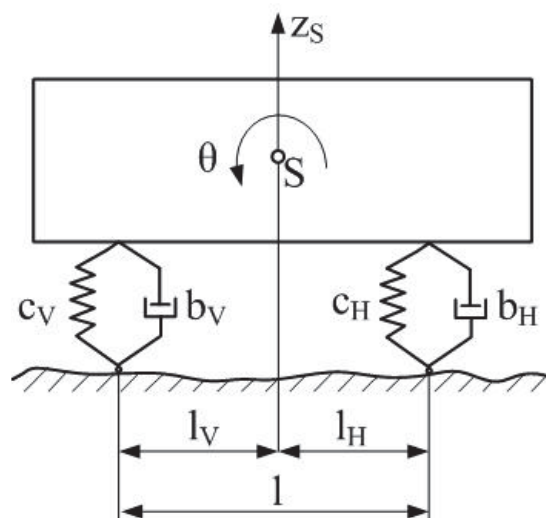


Abb. 6.1: Ebenes Einspurmodell

Es werden die Differentialgleichungen für das Einspur-Federungsmodell formuliert. Ein solches Fahrzeugmodell hat zwei Freiheitsgrade: das Heben und das Nicken des Aufbaus. Nach dem Schwerpunktsatz kann für die Hubbewegung und nach dem Drallsatz für die Nickbewegung unter Betrachtung kleiner Nickwinkel folgendes Gleichungssystem aufgestellt werden [16]:

$$\begin{aligned}
 m_S \cdot \ddot{z}_S &= -(b_V + b_H) \cdot \dot{z}_S - (c_V + c_H) \cdot z_S \\
 &+ (b_V \cdot l_V - b_H \cdot l_H) \cdot \dot{\theta} + (c_V \cdot l_V - c_H \cdot l_H) \cdot \theta \\
 &+ c_V \cdot h_V + c_H \cdot h_H + b_V \cdot \dot{h}_V + b_H \cdot \dot{h}_H
 \end{aligned} \tag{6.1}$$

$$\begin{aligned}
 I_{Y_S} \cdot \ddot{\theta}_S &= -(b_V \cdot l_V^2 + b_H \cdot l_H^2) \cdot \dot{\theta} - (c_V \cdot l_V^2 + c_H \cdot l_H^2) \cdot \theta \\
 &+ (b_V \cdot l_V - b_H \cdot l_H) \cdot \dot{z}_S + (c_V \cdot l_V - c_H \cdot l_H) \cdot z_S \\
 &- c_V \cdot l_V \cdot h_V + c_H \cdot l_H \cdot h_H - b_V \cdot l_V \cdot \dot{h}_V + b_H \cdot l_H \cdot \dot{h}_H
 \end{aligned} \tag{6.2}$$

Aus den Gleichungen Glg. (6.1) und Glg. (6.2) ist erkennbar, dass die Hub- und Nickbewegung miteinander gekoppelt sind. Beim Anstoß einer Hubbewegung tritt also auch eine Nickbewegung auf.

Die beiden Bewegungen sind entkoppelt, wenn die Bedingungen aus Glg. (6.3) und Glg. (6.4) erfüllt sind.

$$b_V \cdot l_V - b_H \cdot l_H = 0 \tag{6.3}$$

$$c_V \cdot l_V - c_H \cdot l_H = 0 \tag{6.4}$$

Für den entkoppelten Fall können die Eigenkreisfrequenzen des Fahrzeugs nach Glg. (6.5) und Glg. (6.6) berechnet werden.

Hubeigenkreisfrequenz:

$$\omega_{0_H} = \sqrt{\frac{2 \cdot (c_V + c_H)}{m_S}} \tag{6.5}$$



Nickeigenkreisfrequenz:

$$\omega_{0_N} = \sqrt{\frac{2 \cdot (c_V \cdot l_V^2 + c_H \cdot l_H^2)}{I_{Y_S}}} \quad (6.6)$$

Im gekoppelten Fall ergeben sich die Eigenkreisfrequenzen (Glg. (6.7)) nach Lehr [10]:

$$\omega_{1,2} = \sqrt{\frac{\omega_{0_H}^2 + \omega_{0_N}^2}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\omega_{0_H}^2 + \omega_{0_N}^2}{2}\right)^2 + \frac{2(c_V \cdot l_V^2 - c_H \cdot l_H^2)}{m_S \cdot I_{Y_S}}}} \quad (6.7)$$

## 6.2. Schwingungstilgung

Aus Gründen der Betriebsfestigkeit, der Fahrsicherheit und des Fahrkomforts sind die dynamischen Radlasten und die Beschleunigungen am Fahrersitz zu senken, was üblicherweise durch Schwingungs- und Stoßisolierung bewirkt wird. [16]

Diese Anforderung könnte durch Absenken des Reifenluftdruckes zum Teil befriedigt werden, jedoch ist dies in der Praxis kaum realisierbar, da ein gewisser Reifenluftdruck vom Reifenhersteller für den Betrieb des Fahrzeugs gefordert wird.

Der Aufbau des Radladers bietet die idealen Voraussetzungen, um das Hubgerüst als Schwingungstilger zu verwenden. Wie schon in Kapitel 2 gezeigt, wird hierfür die Hubzylinderbodenseite mit Speichereinheiten verbunden, die auf einer Seite mit Stickstoff gefüllt sind und somit als Federelemente dienen.

### 6.2.1. Grundlagen des dynamischen Schwingungstilgers

Die Dauerlösung eines Systems mit einem Freiheitsgrad, das in der Nähe der Eigenfrequenz  $\omega_0$  durch eine Schwingung mit der Frequenz  $\Omega$  angeregt wird, kann eine große Schwingungsamplitude aufweisen. Sollte keine Dämpfung des Systems vorhanden sein, so kann es zur Resonanzkatastrophe kommen. Durch die Anbringung eines zusätzlichen Feder-Masse-Systems kann die auftretende Amplitude reduziert werden. Aufgrund der Anbringung eines neuen Feder-Masse-Systems wird ein zusätzlicher Freiheitsgrad gewonnen. Dieses neue System besitzt nun aufgrund der zwei Freiheitsgrade zwei Eigenfrequenzen  $\omega_1$  und  $\omega_2$ , welche weiter von  $\Omega$  entfernt sind als  $\omega_0$ . [8]

Am besten lässt sich die Wirkungsweise des Schwingungstilgers am Einmassenschwinger, an dem eine zweite Masse (die Tilgermasse) angekoppelt ist, veranschaulichen (Abb. 6.2).

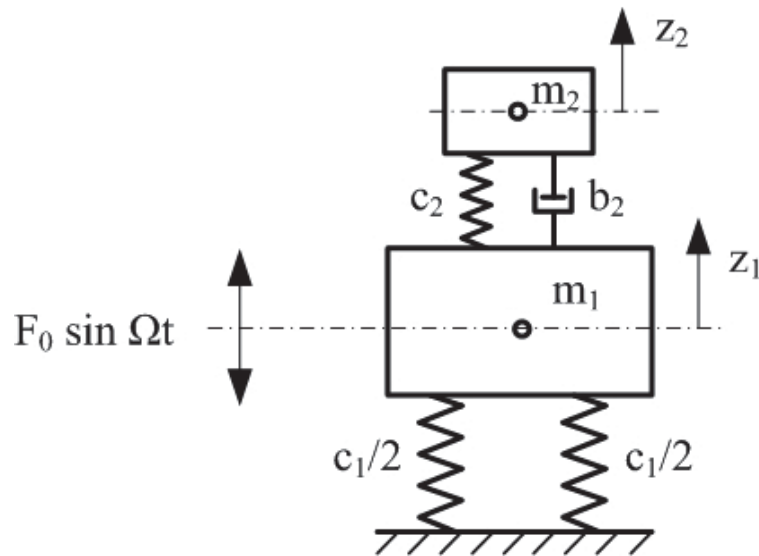


Abb. 6.2: Einmassenschwinger mit Schwingungstilger

Die Bewegungsgleichungen für dieses System sind:

$$m_1 \cdot \ddot{z}_1 + c_1 \cdot \dot{z}_1 + c_2 \cdot (z_1 - z_2) + b_2 \cdot (\dot{z}_1 - \dot{z}_2) = F_0 \cdot \sin \Omega t \tag{6.8}$$

$$m_2 \cdot \ddot{z}_2 + c_2 \cdot (z_2 - z_1) + b_2 \cdot (\dot{z}_2 - \dot{z}_1) = 0 \tag{6.9}$$

Nach Ulrich [16] ist es dabei unerheblich, ob die Anregung durch eine Kraft aufgebracht wird, oder ob das System durch das Fundament angeregt wird. Die Weg-Übertragungsfunktion ist identisch zur Kraft-Übertragungsfunktion.

In Abb. 6.3 wird die Wirkung des Schwingungstilgers mit verschiedenen Dämpferabstimmungen auf die Übertragungsfunktion der Hauptmasse veranschaulicht.

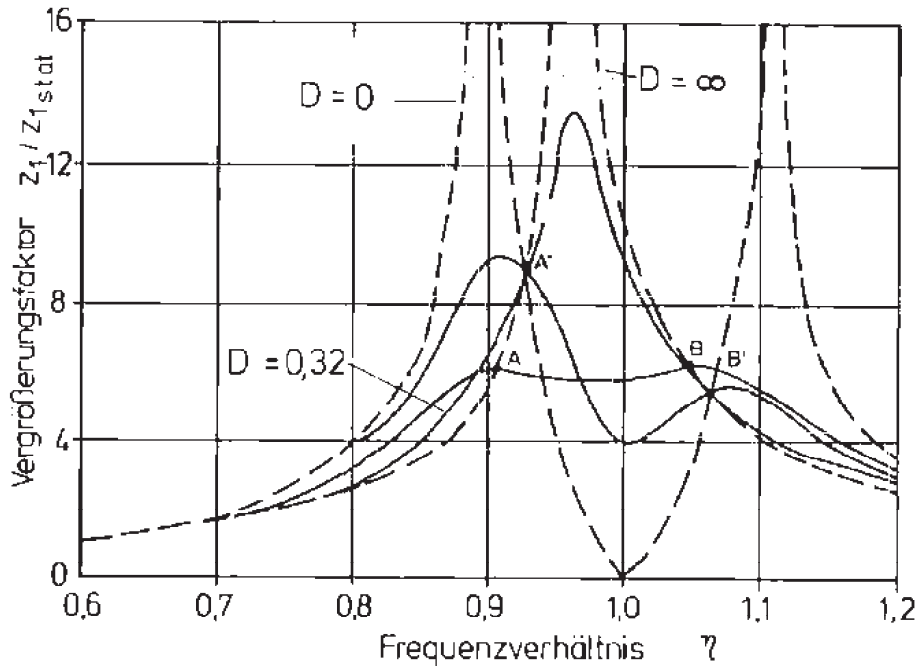


Abb. 6.3: Vergrößerungsfunktion bei verschiedenen Dämpferabstimmungen über dem Frequenzverhältnis [16]

Bei Abstimmung des Tilgers, dass das Verhältnis der Eigenfrequenzen des Hauptsystems  $\omega_0$  zur erzwungenen Schwingung  $\Omega$  die Glg. (6.10) erfüllt und das Dämpfungsmaß  $D = 0$  ist, wird die Resonanzstelle des Hauptsystems vollständig absorbiert.

$$\frac{\Omega}{\omega_0} = 1 \tag{6.10}$$

Diese Abstimmung bringt jedoch den Nachteil mit sich, dass zwei neue Resonanzstellen auftreten. Geht das Dämpfungsmaß des Tilgers gegen unendlich, so verhält sich das System, als ob die beiden Massen starr miteinander verbunden wären, in diesem Fall zeigt der Schwingungstilger keine Wirkung.

Zwischen den zwei extremen Dämpfungswerten  $D = 0$  und  $D = \infty$  gibt es eine Dämpfung, bei der das Hauptsystem die kleinsten Schwingungsamplituden aufweist. Nach Den Hartog [3] kann durch die Schnittpunkte A und B der Kurve (Abb. 6.3) eine optimale Dämpferauslegung gefunden werden.

Der Schwingungstilger ist optimal abgestimmt, wenn durch geeignete Wahl des Frequenzverhältnisses  $\delta$ , welches durch Glg. (6.11) definiert ist, die beiden Schnittpunkte A und B auf gleicher Höhe liegen.

$$\delta = \frac{\omega_T}{\omega_0} \quad (6.11)$$

Weiters soll die Dämpfung so abgestimmt werden, dass die Kurve der Vergrößerungsfunktion mit einer waagrechten Tangente durch die beiden Schnittpunkte A und B geht.

Dadurch ergeben sich für das optimale Frequenzverhältnis von Fahrzeugfrequenz zu Tilgerfrequenz und die optimale Dämpfung des Tilgers folgenden, vom Massenverhältnis abhängige, Zusammenhänge.

Das Massenverhältnis  $\mu$  ist eine dimensionslose Größe, welche die Masse des Tilgers mit der Masse des Hauptsystems ins Verhältnis setzt und nach Glg. (6.12) berechnet wird.

$$\mu = \frac{m_T}{m} \quad (6.12)$$

Das optimale Frequenzverhältnis  $\delta_{opt}$  berechnet sich in Abhängigkeit von dem Massenverhältnis nach Glg. (6.13) zu:

$$\delta_{opt} = \frac{1}{1 + \mu} \quad (6.13)$$

Als zweiten Entwurfsparameter wird das Lehr'sche Dämpfungsmaß  $\lambda$  herangezogen und kann für eine optimale Abstimmung nach Glg. (6.14) berechnet werden.

$$\lambda_{opt} = \sqrt{\frac{3 \cdot \mu}{8 \cdot (1 + \mu)}} \quad (6.14)$$

**6.2.2. Einfluss des Massenverhältnisses auf die Tilgerwirkung**

Wie bereits erwähnt, entsteht durch Ankopplung des Tilgers ein weiterer Freiheitsgrad. Die ursprüngliche Resonanzfrequenz spaltet sich in zwei neue auf, wobei eine unter und die andere über der Resonanzfrequenz des Systems ohne Tilger liegt.

In [4] und [12] wird aufgezeigt, dass durch eine optimale Abstimmung der Federsteifigkeit und der Dämpfung des Schwingungstilgers die maximale Amplitude  $V_{\max}$  im Frequenzspektrum bei harmonischer Krafterregung durch Glg. (6.15) gegeben ist.

$$V_{\max} = \sqrt{1 + \frac{2}{\mu}} \quad (6.15)$$





$$\begin{aligned}
 \ddot{\theta}_F = & \frac{b_V \cdot l_V}{(2)} \cdot (\dot{z}_F - l_V \cdot \dot{\theta}_F - \dot{h}_V) - \frac{b_H \cdot l_H}{(2)} \cdot (\dot{z}_F + l_H \cdot \dot{\theta}_F + \dot{h}_H) \\
 & + \frac{c_V \cdot l_V}{(2)} \cdot (z_F - l_V \cdot \theta_F - h_V) - \frac{c_H \cdot l_H}{(2)} \cdot (z_F + l_H \cdot \theta_F - h_H) \\
 & - \frac{b_T \cdot l_T^2}{(2)} \cdot (\dot{\theta}_F - \dot{\theta}_{HG}) - \frac{c_T \cdot l_T^2}{(2)} \cdot (\theta_F - \theta_{HG}) + \frac{(1)}{(2)} \cdot \ddot{\theta}_{HG} \\
 & - \frac{m_{HG} \cdot l_D}{(2)} \cdot \ddot{z}_F
 \end{aligned} \tag{6.17}$$

$$\begin{aligned}
 \ddot{\theta}_{HG} = & \frac{b_{HG} \cdot l_T^2}{(3)} \cdot (\dot{\theta}_F - \dot{\theta}_{HG}) + \frac{c_T \cdot l_T^2}{(3)} \cdot (\theta_F - \theta_{HG}) \\
 & - \frac{(1)}{(3)} \cdot \ddot{\theta}_F + \frac{m_{HG} \cdot l_{HG}}{(3)} \cdot \ddot{z}_F
 \end{aligned} \tag{6.18}$$

Die in den Gleichungen (6.16), (6.17) und (6.18) angeführten Abkürzungen mit den Ziffern (1), (2) und (3) bedeuten:

$$\begin{aligned}
 (1) \quad & \frac{m_F \cdot m_{HG}}{m_F + m_{HG}} \cdot l_G \cdot l_F - l_D \cdot l_{HG} \cdot m_{HG} \\
 (2) \quad & I_{y_F} + \frac{m_F \cdot m_{HG}}{m_F + m_{HG}} \cdot l_G^2 + l_D^2 \cdot m_{HG} \\
 (3) \quad & I_{y_{HG}} + \frac{m_F \cdot m_{HG}}{m_F + m_{HG}} \cdot l_F^2 + l_{HG}^2 \cdot m_{HG}
 \end{aligned}$$

### 6.2.4. Auslegung hydropneumatischer Federungs- und Dämpfungselemente

Ein hydropneumatisches Federungssystem besteht zumindest aus zwei Elementen, dem Hydraulikzylinder und dem Druckspeicher, der direkt mit dem Zylinder verbunden ist. Beim Verschieben des Kolbens ändert sich das Flüssigkeitsvolumen und der Druck im Speicher. Die Wirkungsweise eines solchen Systems wird von Bauer [1] beschrieben.

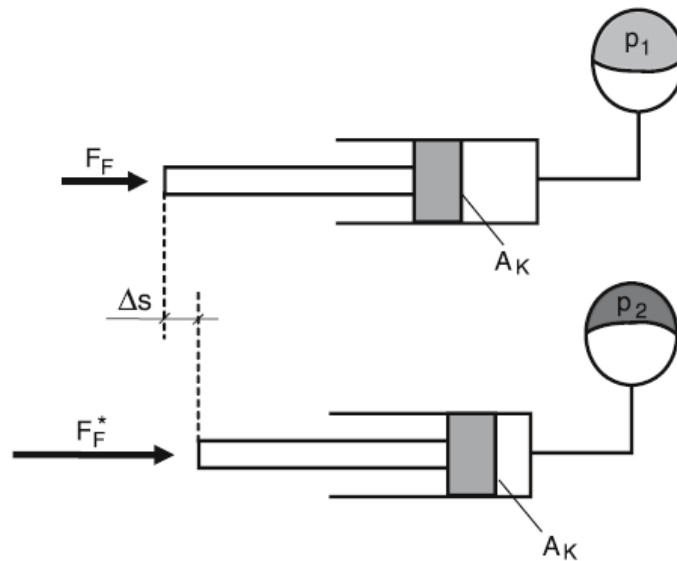


Abb. 6.5: Kräftegleichgewicht am Kolben des hydropneumatischen Federungssystems [1]

Für das in Abb. 6.5 dargestellte hydropneumatische Federungssystem gelten die Beziehungen nach Glg. (6.19) und Glg. (6.20).

$$F_F = A_K \cdot p_1 \quad (6.19)$$

$$F_F^* = A_K \cdot p_2 \quad (6.20)$$

Die Federrate  $c$  von hydropneumatischen Federungssystemen lässt sich aus Kraft-Weg-Kurven bestimmen. Eine Erhöhung der Kraft führt zu einer Druckerhöhung und zu einer Verschiebung des Zylinders. Diese Verschiebung kann auf mehrere Effekte zurückgeführt werden:

- Komprimierung des Gases im Druckspeicher
- Aufweitung der Leitungselemente
- Komprimierung der Druckflüssigkeit

Diese drei Effekte haben auch einen direkten Einfluss auf die Federrate des Systems. Die Federrate wird demnach aus einer Reihenschaltung nach Glg. (6.21) berechnet:

$$c_{ges} = \frac{c_1 \cdot c_2 \cdot c_3}{c_1 \cdot c_2 + c_1 \cdot c_3 + c_2 \cdot c_3} \quad (6.21)$$

Bei hydropneumatischen Federungssystemen ist die Steifigkeit der Leitungselemente und der Druckflüssigkeit im Allgemeinen sehr hoch und kann deshalb im Bezug auf die Gesamtfederrate vernachlässigt werden.

Die Federungseigenschaften werden deshalb im Wesentlichen von dem im Hydrospeicher befindlichem Gas geprägt.

### 6.2.5. Berechnung von hydropneumatischen Federungselementen

Es muss zwischen vorgespannten (Abb. 6.6) und nicht vorgespannten hydropneumatischen Federungssystemen (Abb. 6.7) unterschieden werden.

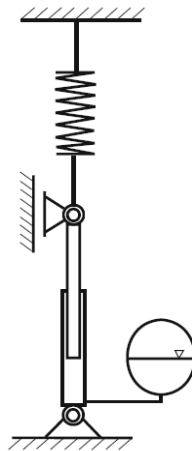


Abb. 6.6: Vorspanntes hydropneumatisches Federungssystem [1]

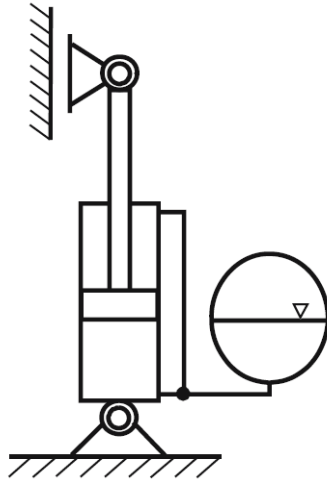


Abb. 6.7: Nicht vorgespanntes hydropneumatisches Federungssystem [1]

Da beim Fahrswingungsdämpfer des Radladers das nicht vorgespannte hydropneumatische Federungssystem seinen Einsatz findet, wird die Berechnung für dieses beschrieben.

### 6.2.5.1. Nicht vorgespannte hydropneumatische Federungssysteme

Das nicht vorgespannte hydropneumatische Federungssystem besteht aus einem einwirkenden Zylinder und einem Druckspeicher.

Für die Charakterisierung des Federungssystems ist die Kraft-Weg-Kennlinie beim Ein- und Ausfedern die wichtigste Eigenschaft zur Beschreibung des Verhaltens. Wie bereits erwähnt, verläuft diese Kennlinie bei mechanische Federn (sofern keine speziellen Windungsformen oder Verschaltungen von Federn vorliegen) linear. Die Kennlinien von hydropneumatischen Federungen weisen hingegen immer einen progressiven Verlauf auf.

Für die Berechnung von nicht vorgespannten hydropneumatischen Federungssystemen ist es entscheidend, einige mögliche Zustände zu definieren, welche angenommen werden können:

- **Zustand 0:** Es liegt keine Federkraft vor, im Druckspeicher herrscht der vom Füllprozess des Speichers vorliegende Speicherfülldruck  $p_0$  und das Gasvolumen nimmt das gesamte Innenvolumen  $V_0$  des Druckspeichers ein.
- **Zustand 1:** Eine statische Federungskraft wirkt auf das System. Diese Kraft bewirkt eine isotherme Komprimierung des Gasvolumens auf das Volumen  $V_1$  und den Druck  $p_1$ .
- **Zustand 2:** Auf das System wirkt eine dynamische Federkraft, die das Federungssystem polytrop auf das Volumen  $V_2$  und den Druck  $p_2$  komprimiert bzw. expandiert.

Das Gleichgewicht zwischen der Kraft an der Kolbenfläche und des vorliegenden Druckes an dieser, wird als Ausgangspunkt der Berechnung herangezogen (Glg. (6.22)).

$$F_K(s) = p_K(s) \cdot A_K \quad (6.22)$$

Ausgehend vom Zustand 1 kann nun der Druck  $p_2$  für Zustand 2 berechnet werden, indem man Glg. (6.23) für eine polytrophe Zustandsänderung ansetzt.

$$p_1 \cdot V_1^n = p_2 \cdot V_2^n \quad (6.23)$$

Setzt man nun voraus, dass von Zustand 1 auf Zustand 2 eine Kompression durch verschieben des Kolbens um den Weg  $s$  stattfindet kann der Druck für den zweiten Zustand nach Glg. (6.24) berechnet werden.

$$p_2 = \frac{p_1 \cdot V_1^n}{V_2^n} = \frac{p_1 \cdot V_1^n}{(V_1 - A_K \cdot s)^n} \quad (6.24)$$

Das Volumen  $V_1$  kann durch eine isotherme Zustandsänderung von 0 nach 1 berechnet werden, wobei sich der Druck für Zustand 1 aus dem Kräftegleichgewicht am Kolben nach Glg. (6.25) berechnet.

$$p_1 = \frac{F_{F1}}{A_K} \quad (6.25)$$

Durch das Ansetzen, dass der Druck  $p_K(s)$  nach der Kompression gleich  $p_2$  und das Herauskürzen von  $A_K$  kann Glg. (6.26) angeschrieben werden:

$$F_K(s) = F_{F1} \cdot \frac{\left(\frac{p_0 \cdot V_0}{F_{F1}}\right)^n}{\left(\frac{p_0 \cdot V_0}{F_{F1}} - s\right)^n} \quad (6.26)$$

Allgemein ist die Federrate nach Glg. (6.27) definiert.

$$c = \frac{dF}{ds} = \frac{d(p \cdot A_K)}{ds} = A_K \cdot \frac{dp}{ds} \quad (6.27)$$

Durch einsetzen von Glg. (6.24) und ableiten nach der Kettenregel erhält man:

$$\frac{dp}{ds} = p_1 \cdot V_1^n \cdot (-n) \cdot (V_1 - A_K \cdot s)^{-n-1} \cdot (-A_K) \quad (6.28)$$

Wird nun wieder eine isotherme Zustandsänderung von 0 nach 1 mit dem Kräftegleichgewicht am Kolben nach Glg. (6.25) betrachtet, dann ergibt sich folgender Zusammenhang:

$$c = A_K \cdot \frac{dp}{ds} = A_K \cdot \frac{F_{F1}}{A_K} \cdot \left( \frac{p_0 \cdot A_K \cdot V_0}{F_{F1}} \right)^n \cdot (-n) \cdot \left( \frac{p_0 \cdot A_K \cdot V_0}{F_{F1}} - A_K \cdot s \right)^{-n-1} \cdot (-A_K) \quad (6.29)$$

Durch Auflösen und einsetzen von  $s = 0$  für die Mittellage ergibt sich für die Formel der Federrate:

$$c = n \cdot \frac{F_{F1}^2}{p_0 \cdot V_0} \quad (6.30)$$

Auf diese grundlegende Formel baut jede Auslegung eines hydropneumatischen Federungssystems auf. Es ist erkennbar, dass keinerlei Abmessungen enthalten sind und die Federrate lediglich von den Eigenschaften bzw. dem Vorfüllzustand des Gases sowie von der gefederten Last abhängt.

Es kann also die Gasfüllung des Druckspeichers als Produkt aus Speichervorfüllvolumen  $V_0$  und Speichervorfülldruck  $p_0$  dargestellt werden, durch die allgemeine Gasgleichung ist es jedoch auch möglich das Produkt  $m_G \cdot R \cdot T$  dafür einzusetzen. Dadurch ist die Federkonstante neben der Masse der Gasfüllung auch von der Temperatur des Gases abhängig und muss bei der Berechnung berücksichtigt werden.

Eine Änderung der Gastemperatur während des Betriebes kann nur schwer vermieden werden, da die Maschine bei verschiedenen Umgebungstemperaturen eingesetzt wird bzw. sich das Gas durch Dämpfungsarbeit erwärmt.

Für die Auslegung eines hydropneumatischen Federungssystems als Schwingungstilger ist es von großer Bedeutung die Eigenfrequenz  $f$  dieses Systems berechnen zu können. Hierzu wird ein ungedämpftes Feder-Masse-System mit der gefederten Last betrachtet, dessen Eigenkreisfrequenz wie folgt berechnet wird:

$$\omega = \sqrt{\frac{c}{m_F}} \quad (6.31)$$

Durch das Ersetzen der gefederten Last durch die äquivalente Kraft und Umformung kann schlussendlich die Formel für die Eigenfrequenz  $f$  für ein nicht vorgespanntes hydropneumatisches Federungssystem gefunden werden:

$$f = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{n \cdot F_{F1} \cdot g}{p_0 \cdot V_0}} \quad (6.32)$$

Aus Glg. (6.32) ist die Proportionalität der Frequenz  $f$  zur Wurzel der statischen Last erkennbar:

$$f \sim \sqrt{F_{F1}} \quad (6.33)$$

### 6.2.6. Dämpfungseigenschaften hydropneumatischer Federungssysteme

Für den Abbau der von außen zugeführter Energie sind Komponenten erforderlich, die diese Bewegungsenergie dissipiert. Hauptsächlich geschieht dies durch das umwandeln dieser Bewegungsenergie in Wärme. Zurückführen kann man diese Dissipation auf die zwei wesentlichen Prinzipien der Festkörperreibung und der Flüssigkeitsreibung.

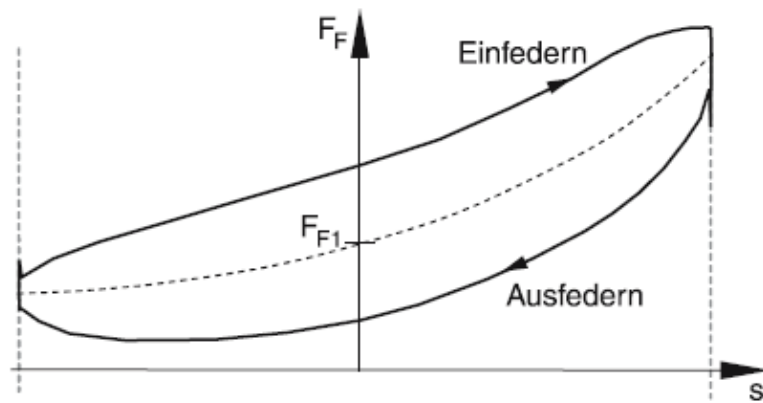
Im Falle des hydropneumatischen Schwingungstilgers wird versucht, die Dämpfung so gering wie möglich zu halten, damit die Entkoppelung der gefederten Masse auf der Sekundärseite von der Primärseite so gut wie möglich bewerkstelligt werden kann. [1]



**6.2.7. Kombination zwischen Federung und Dämpfung des Federungssystems**

Zur Charakterisierung des Federungsverhaltens eines solchen hydropneumatischen Federungssystems soll auch hier wieder das Kraft-Weg-Diagramm herangezogen werden.

Durch das Wirken der verschiedenen Reibungen kommt es bei der Aufzeichnung solcher Diagramme zur Ausbildung von Hysteresen wie sie in Abb. 6.8 zu sehen sind.



**Abb. 6.8:** Charakteristisches Kraft-Weg-Diagramm [1]

## 7. Auslegung des Schwingungstilgers eines Radladers

Wie Glg. (6.30) aufzeigt, wird die Federsteifigkeit des Schwingungstilgers durch den Vorfülldruck und das Vorfüllvolumen der Speichereinheit festgelegt. Im Folgenden werden Näherungsformeln für die Abstimmung dieser Parameter des Schwingungstilgers hergeleitet.

### 7.1. Bestimmung des optimalen Speichervorfüllvolumens und des Speichervorfülldrucks

Aus dem optimalen Frequenzverhältnis, wie es in Kapitel 6 beschrieben wird, kann die optimale Tilgerfrequenz nach Glg. (7.1) berechnet werden.

$$\omega_{T,opt} = \frac{\omega}{(1 + \mu)} \quad (7.1)$$

Durch das Einsetzen dieser optimalen Tilgerfrequenz in Glg. (6.30), kann das erforderliche Produkt aus Speichervorfüllvolumen und Speichervorfülldruck mithilfe Glg. (7.2) berechnet werden.

$$p_0 \cdot V_0 = \left( \frac{1}{\omega_{T,opt}} \right)^2 \cdot \frac{n \cdot F_{Hz}^2}{m_T} \quad (7.2)$$

Ersetzt man nun noch die optimale Tilgerfrequenz durch die Beziehung von Glg. (7.1), so erhält man Glg. (7.3) für die Auslegung des Speichers in Abhängigkeit von der Fahrzeugfrequenz  $\omega$ .

$$p_0 \cdot V_0 = \left( \frac{(1 + \mu)}{\omega} \right)^2 \cdot \frac{n \cdot F_{Hz}^2}{m_T} \quad (7.3)$$

Die Fahrzeugfrequenz wird näherungsweise durch die Gleichungen, welche bei der Betrachtung des ebenen Einspurmodells ohne Koppelung aufgezeigt wurden, berechnet. Es ist zu beachten, dass das System entweder auf die Hubschwingungen oder die Nickschwingungen optimal abgestimmt werden kann.

Um die Rastlastschwankungen so gering wie möglich zu halten und dadurch die Fahrsicherheit zu erhöhen, wird der Fahrschwingungsdämpfer auf die Nickschwingung abgestimmt.

Für die Abstimmung des Tilgers auf die Nickfrequenz des Systems müssen translatorische Größen durch rotatorische Größen ersetzt werden. Das Verhältnis der Trägheitsmomente von Tilger und Fahrzeug ersetzt das Massenverhältnis.

$$\mu_{rot} = \frac{I_T}{I_{yF,ges}} \quad (7.4)$$

Das Trägheitsmoment des Radladers mit Schwingungstilger kann mit den in Kapitel 6 gefundenen Zusammenhängen berechnet werden:

$$I_{yF,ges} = I_{yF} + \frac{m_F \cdot m_{HG}}{m_F + m_{HG}} \cdot l_G^2 + l_D^2 \cdot m_{HG} \quad (7.5)$$

Die Nickfrequenz des Fahrzeugs wird mit dem oben angegebenen Trägheitsmoment für den entkoppelten Fall durch Glg. (7.6) berechnet.

$$\omega_{0_N} = \sqrt{\frac{2 \cdot (c_V \cdot l_V^2 + c_H \cdot l_H^2)}{I_{yF,ges}}} \quad (7.6)$$

Das Vorfüllvolumen und der Vorfülldruck kann somit durch Glg. (7.7) bestimmt werden.

$$p_0 \cdot V_0 = \frac{\left(1 + \frac{I_T}{I_{yF,ges}}\right)^2}{\left(\frac{2 \cdot (c_V \cdot l_V^2 + c_H \cdot l_H^2)}{I_{yF,ges}}\right)} \cdot \frac{n \cdot F_{Hz}^2 \cdot l_T^2}{I_T} \quad (7.7)$$

### 7.1.1. Darstellung von Hub- und Nickfrequenzen in Abhängigkeit von der Beladung

Auf das Federungssystem wirken im Betrieb, je nach Beladung, stark unterschiedliche Lasten. Die Abhängigkeit zwischen der Federrate des hydropneumatischen Federungssystems und dieser gefederten Last spielt eine tragende Rolle bei der Auslegung.

Abb. 7.1 zeigt die Eigenfrequenz verschiedener Federungssystem in Abhängigkeit von der Federlast. Ein hydropneumatisches Federungssystem, wie es auch beim Schwingungstilger des Radladers eingesetzt wird, weist eine progressive Kennlinie auf.

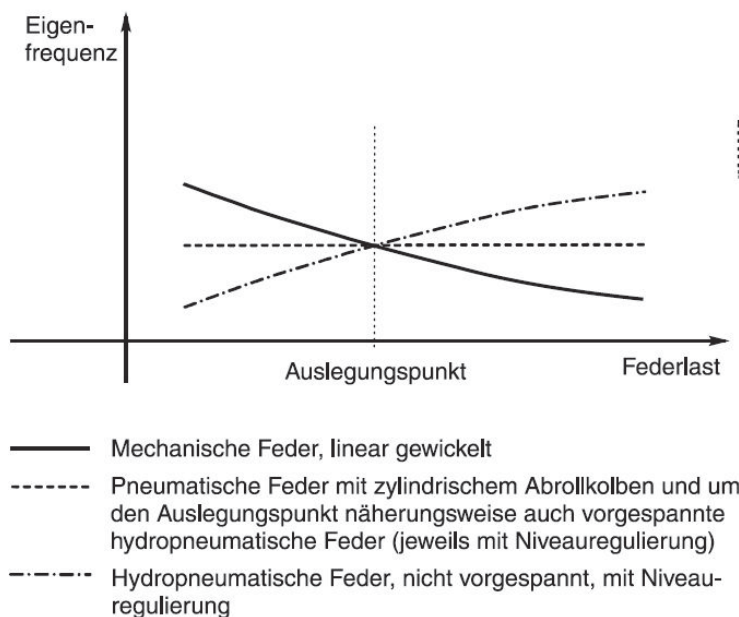
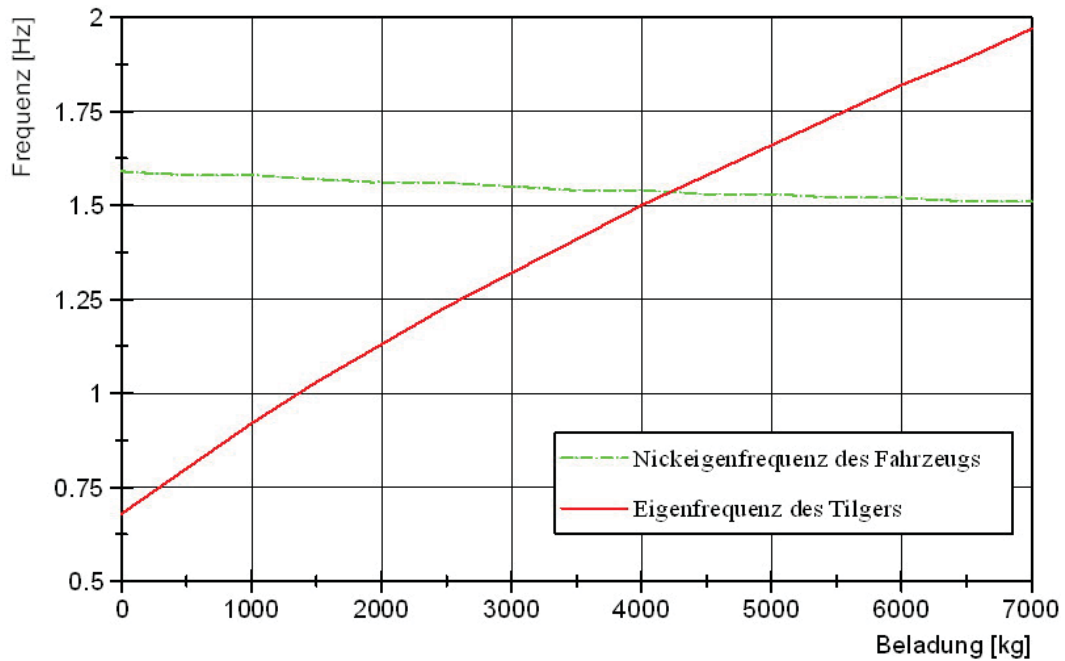


Abb. 7.1: Eigenfrequenz verschiedener Federungssysteme in Abhängigkeit von der Federlast [1]

Aus den Gleichungen, wie sie in Kapitel 6 für Hub- und Nickschwingungen des Fahrzeugs dargestellt sind, ergibt sich, dass die Frequenzen dieser Schwingungen bei zunehmender Beladung abnehmen.

Die Veränderung der Frequenzen für die auftretenden Hub- und Nickschwingungen in Abhängigkeit von der Beladung ist also gegenläufig zu der des Fahrerschwingungstilgers (Abb. 7.2). Aus diesem Grund kann es bei einem passiven hydropneumatischen Fahrerschwingungstilger mit Speichern, welche ein bestimmtes, unveränderliches Vorfüllvolumen und einen bestimmten, unveränderlichen Vorfülldruck aufweisen, nur einen Betriebspunkt geben für den das System optimal ausgelegt ist.



**Abb. 7.2:** Verlauf der Eigenfrequenzen der Nickbewegung des Fahrzeugs und des Tilgers in Abhängigkeit von der Beladung

Die Nickfrequenz des vorliegenden Fahrzeugs liegt bei leerem Beladungszustand bei 1,59 Hz und nimmt in Abhängigkeit von der Zuladung kontinuierlich ab, bis bei voller Beladung ein Wert von 1,51 Hz erreicht wird.

Wie erwähnt, ist die Charakteristik des Fahrschwingungstilgers progressiv. Ohne Zuladung liegt die Eigenfrequenz des Tilgers bei 0,68 Hz und steigert sich bis zu einem Wert von 1,97 Hz im voll beladenen Zustand.

### 7.1.2. Auslegungsgrenzen für Vorfülldruck und Vorfüllvolumen bei Membranspeichern

#### 7.1.2.1. Minimales Ölvolumen der Speichereinheiten

Bei einer starken Anregung des Fahrzeugs, wie sie zum Beispiel bei einer Schwellenüberfahrt stattfindet, kann das Hubgerüst zu Schwingungen mit großen Amplituden angeregt werden. Von diesen großen Schwingungsamplituden lässt sich direkt auf die auftretenden Hubzylinderwege zurückrechnen.

Für die Auslegung der Speichereinheit ist es nun bedeutend, dass die Speicher mindestens die Menge an Hydrauliköl aufweisen, welche durch dieses Ausfahren der Hubzylinder abgesaugt wird. Ansonsten ist der Federungseffekt nicht mehr gewährleistet und es kommt zu einer spürbaren Verschlechterung des Schwingungsverhaltens.

Das Ölvolumen, das mindestens im Speicher enthalten sein sollte, berechnet sich durch folgende Gleichung:

$$V_{\text{Speicher\_min}} = \frac{d_{Hz}^2 \cdot \pi}{4} \cdot x_{Hz\_max} \quad (7.8)$$

Abb. 7.3 zeigt den Verlauf des Drucks am RSM-Modul bei Unterschreitung des minimalen Ölvolumens des Membranspeichers, welches durch Glg. (7.8) berechnet wird. Bei der Messung handelt es sich um eine Schwellenüberfahrt mit den Rädern der Vorder- und Hinterachse des Radladers. Die beiden Anregungen sind deutlich im Druckverlauf zu erkennen, da zu diesen Zeitpunkten der Druck stark absinkt und sogar null wird.

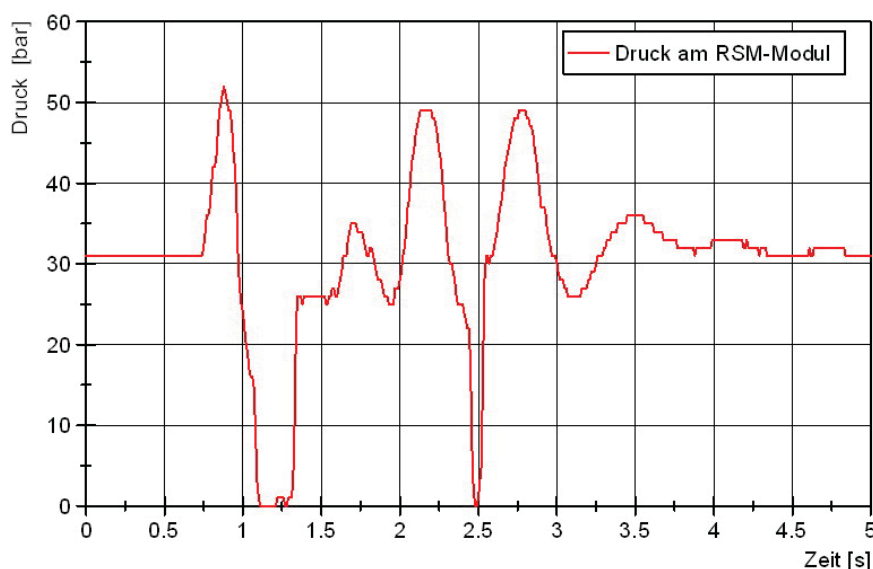


Abb. 7.3: Verlauf des Drucks am RSM-Modul bei Unterschreitung der minimalen Speichergröße

### 7.1.2.2. Verformungsgrenze von Membranspeichern

Wie in Glg. (6.32) ersichtlich, kann die gewünschte Frequenz durch die Wahl der Gasfüllmenge eingestellt werden. In der Praxis ist jedoch nicht jedes beliebige Verhältnis von Vorfülldruck und Vorfüllvolumen wählbar, da man im Falle des Speichervolumens nur die am Markt erhältlichen Speichergrößen verwenden kann. Der Vorfülldruck wird durch den minimalen bzw. maximalen Druck des Speichers während des Betriebes begrenzt.

Bei Membranspeichern wird der minimale und maximale Betriebsdruck durch eine maximal zulässige Membranverformung (Abb. 7.4) bestimmt. So gibt es einen maximalen Verformungsweg dieser Membrane, der in beide Richtungen nicht überschritten werden darf. Um diese zulässige Verformung nicht zu überschreiten, sollen bei jedem Betriebspunkt mindestens 10% Öl bzw. 10% Gas das Volumen des Speichers ausfüllen. Aus diesem Kriterium lässt sich der minimale und maximale Betriebsdruck des Speichers errechnen [1]:

$$p_{\min} = \frac{p_0 \cdot V_0}{0,9 \cdot V_0} = 1,11 \cdot p_0 \quad (7.9)$$

$$p_{\max} = \frac{p_0 \cdot V_0}{0,1 \cdot V_0} = 10 \cdot p_0 \quad (7.10)$$

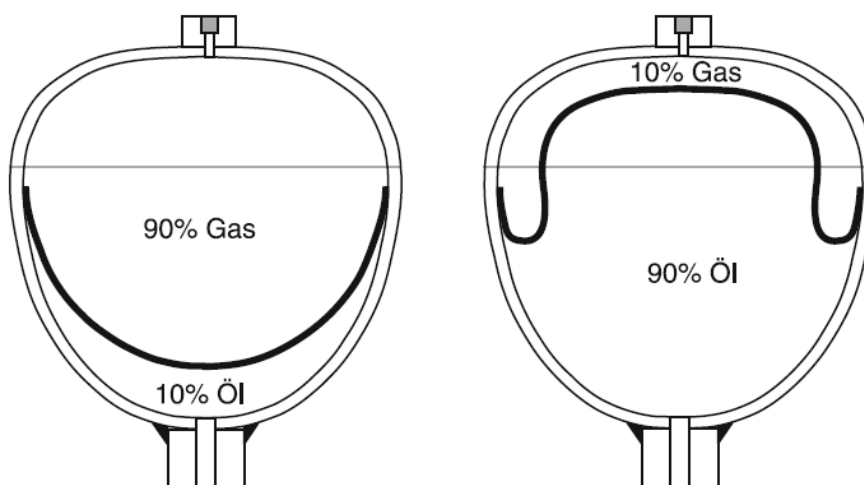


Abb. 7.4: Verformungsgrenze bei Membranspeichern [1]

Diese Grenzwerte gelten jedoch nur für Raumtemperatur (20°C). Da bei dem Einsatz der Speicher am Radlader je nach Einsatzort Temperaturen zwischen -40 bis +60°C auftreten können, muss der zulässige Druckbereich noch weiter eingeschränkt werden.

$$p_{\min} = 1,11 \cdot p_0 \cdot \frac{333,15}{293,15} = 1,26 \cdot p_0 \quad (7.11)$$

$$p_{\max} = 10 \cdot p_0 \cdot \frac{233,15}{293,15} = 7,95 \cdot p_0 \quad (7.12)$$



## **8. Modellbildung und Simulation**

Ziel der Simulation ist es, das Optimum des Speichervorfüllvolumens und des Speichervorfülldrucks zu bestimmen. Für eine Bewertung der Speicherkonfigurationen werden, wie bei den Messungen, die Schwellenüberfahrt und das Befahren der Schlechtwegstrecke nach ISO 5008 herangezogen.

### **8.1. Simulationssoftware**

Für die Durchführung der Simulation wurde die Software SimulationX von dem Unternehmen ITI GmbH, welches seinen Firmensitz in Dresden hat, verwendet. Die Besonderheit dieser Simulationssoftware besteht darin, dass verschiedene Domänen miteinander kombiniert werden können. So wurde die vorliegende Problemstellung durch das Zusammenspiel zwischen Hydraulik- und MKS-Simulation untersucht. Durch diese Möglichkeit bleibt dem Anwender die Schnittstellenproblematik, welche bei der Verwendung mehrerer unterschiedlicher Simulationsprogramme entsteht, erspart.

Das Programm ist benutzerfreundlich aufgebaut, indem die einzelnen Komponenten zum Aufbau des Modells aus einer integrierten Bibliothek in die Modellstrukturansicht importiert werden können. Neben den Simulationskomponenten, welche von dem Softwareanbieter bereitgestellt werden, besteht darüber hinaus die Möglichkeit die Elementbibliothek mit weiteren Elementen, welche mit der Programmiersprache „Modelica“ erstellt werden, zu erweitern.

Die Programmansicht lässt sich in Bibliothek, Strukturmodell, 3D-Ansicht und Ausgabe unterteilen. Eine 3D-Ansicht lässt sich jedoch nur bei einer MKS-Modellierung generieren.

## 8.2. Modellbildung

Zu Beginn einer jeden Simulation steht die Modellbildung, das heißt, es wird versucht die tatsächlichen technischen Gegebenheiten einer zu simulierenden Struktur mathematisch zu beschreiben. Je detaillierter und genauer diese Beschreibung ausfällt, desto umfangreicher und komplexer wird das Modell. Dies führt nicht nur zu Schwierigkeiten in der Modellierung, sondern wirkt sich auch erheblich auf die Rechnerauslastung aus. [21]

Aus den oben genannten Gründen wurde von Anfang an darauf geachtet, die Modelle möglichst einfach aufzubauen. Einige Optimierungsmaßnahmen konnten durch die in der Software enthaltene „Performanceanalyse“ getroffen werden, indem man sich einen Überblick darüber verschaffen kann, wie viel Rechenzeit pro Element aufgebracht werden muss. Solch eine Analyse ermöglicht den Anwender das Modell zu überarbeiten, um etwaige Modellierungsfehler auszubessern oder rechenaufwendige Elemente bzw. Elementverknüpfung zu ersetzen oder gänzlich auszuschließen.

### 8.2.1. MKS-Modelle

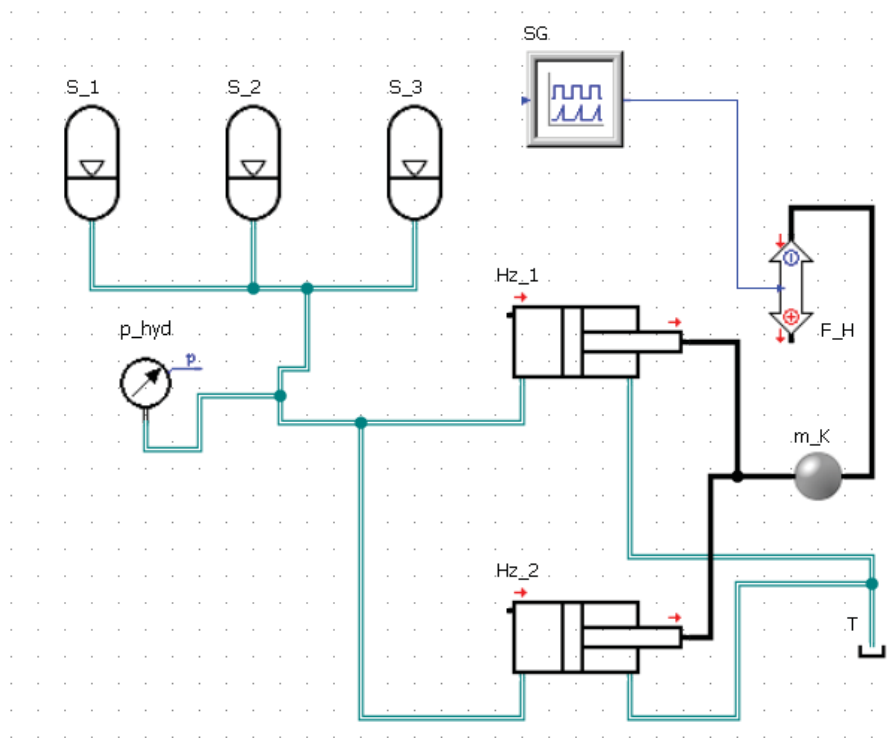
Ein Mehrkörpersystem (MKS) setzt sich aus starren Körpern zusammen, zwischen denen innere Kräfte und Momente wirken. Weiters können noch beliebige äußere Kräfte und Momente am System angreifen.

Die starren Körper können untereinander durch Federn, Dämpfer, Stellmotoren oder Lagerungen gekoppelt sein. [13]

**8.3. Simulation der Hydraulikspeicher**

Bereits vor der Erstellung des Simulationsmodells des Gesamtfahrzeuges mussten zur Auswahl möglicher Messkonfigurationen eine Simulation der Membranspeicher mit einer sinusförmigen Kraftanregung durchgeführt werden. Zur Beurteilung, wie sich die Federsteifigkeit über die Beladung ändert, wurde der leere Beladungszustand der Radladerschaufel sowie der voll beladene Zustand simuliert.

Durch diese Simulation war es möglich die Federsteifigkeiten der einzelnen Konfigurationen abzuschätzen und eine geeignet Auswahl für die durchzuführenden Messungen zu treffen.



**Abb. 8.1:** Simulationsmodell des Fahrswingungsdämpfers

F\_H... Kraft auf Hubzylinder  
 Hz\_1, Hz\_2... Hubzylinder  
 m\_K... Masse des Kolbens  
 p\_hyd... Manometer

S\_1, S\_2, S\_3... Membranspeicher  
 SG... Signalgenerator  
 T... Hydrauliktank

Trotz einer sehr einfachen Gestaltung des Simulationsmodells des Fahrschwingungsdämpfers (Abb. 8.1) können die grundlegenden Federungseigenschaften eines hydropneumatischen Federungssystems abgebildet werden. Dies ist darauf zurückzuführen, dass die Federsteifigkeit hauptsächlich von Vorfülldruck und Vorfüllvolumen der Membranspeicher sowie von der auf die Hubzylinder wirkende Kraft abhängt.

### Modellbeschreibung des Fahrschwingungsdämpfermodells

Durch den Signalgenerator (SG) wird ein Sinussignal erzeugt, welches eine bestimmte Amplitude und Offset aufweist. Dabei entspricht die Amplitude der Kraftamplitude, welche normalerweise durch die Fahrbahnanregung im Hubzylinder hervorgerufen wird.

Der Offset des Signals muss je nach zu simulierenden Beladungszustand der Radladerschaufel angepasst werden.

In der Kraftschnittstelle wird das Signal des Signalgenerators in eine Kraft umgewandelt, die auf die Hubzylinderstange wirkt. Da das Zylindermodell grundsätzlich masselos ist, muss das Modell um eine Masse ergänzt werden, um die Trägheit der Hubzylinderstange abbilden zu können.

Der durch die Kraftanregung entstehende Druck an der Bodenseite der beiden Hydraulikzylinder wirkt direkt auf die drei Membranspeicher (S\_1, S\_2, S\_3) und komprimiert ihre Stickstofffüllung. Durch die Gegebenheit, dass die Membrane in den Speichern öl- und gasseitig flächengleich ist, herrscht eine Druckgleichheit zwischen Stickstoffdruck und dem Druck des Hydrauliköls im Speicher ( $p_{hyd}$ ).

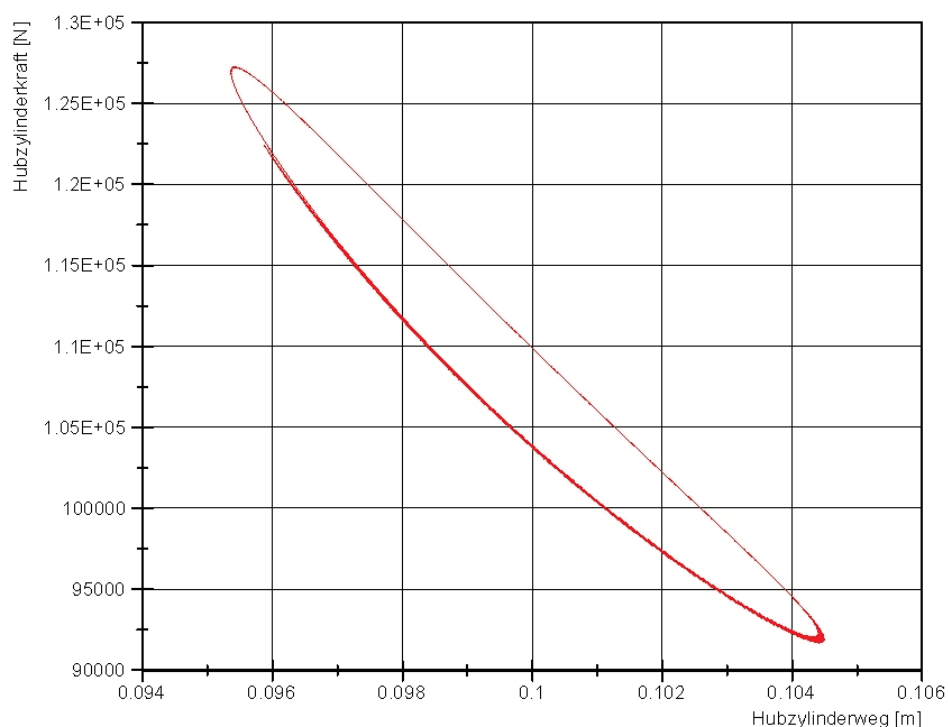


Abb. 8.2: Steifigkeitshysterese einer Speicherkonfiguration

In Abb. 8.2 ist beispielhaft eine typische Steifigkeitshysterese für hydropneumatische Federungssysteme dargestellt. Die Steigung dieser Hysteresen stellt die Steifigkeit und somit das Systemverhalten der jeweiligen Speicherkonfiguration dar. Für eine Bewertung der unterschiedlichen Systeme wurde die Steifigkeit unterschiedlicher Speicherkonfigurationen für den leeren und beladenen Radladerschaufelzustand ausgewertet und untereinander verglichen (Tabelle 8.1). Das für die Simulation angenommene und auch zu Messung verwendete Gewicht der beladenen Radladerschaufel beträgt dabei 6360 Kilogramm.

**Tabelle 8.1:** Federsteifigkeiten der Speicherkonfigurationen

Speicherkonfiguration						Federsteifigkeit [N/mm]	
Vorfüllvolumen $V_0$ [dm <sup>3</sup> ]			Vorfülldruck $p_0$ [bar]			leere Schaufel	beladene Schaufel
Speicher 1	Speicher 2	Speicher 3	Speicher 1	Speicher 2	Speicher 3		
2	2	2	25	25	25	682	8457
6	6	-	25	25	-	347	4240
6	6	-	10	70	-	1523	2961
3	3	-	10	70	-	2591	5697
3	3	-	20	60	-	824	3879

Bei der Auswahl der Speicherkonfiguration wurde darauf geachtet, eine möglichst große Varianz bezüglich der Steifigkeiten zu erreichen, um eine ausreichende Streuung der Ergebnisse hinsichtlich des Systemverhaltens zu erzielen.

#### **8.4. MKS- und Hydraulikmodell des Hubgerüstes mit FSD**

Durch die Bestrebung ein möglichst einfaches Modell zu erstellen, um die Anzahl der möglichen Fehlerquellen zu reduzieren, wurde vor der Abbildung des gesamten Fahrzeuges ein Modell des Hubgerüstes (Abb. 8.3, 8.4) mit der Hydraulik des Fahrschwingungsdämpfers erstellt.

Dadurch ist es möglich, mittels gemessener Werte das Hydraulikmodell abzustimmen, ohne Einflüsse der Fahrzeugbereifung berücksichtigen zu müssen.

Bei diesem Modell findet die Anregung aufgrund der fehlenden Bereifung nicht durch den Untergrund statt, sondern wird durch ein Schubgelenk und ein angetriebenes Drehgelenk an der Messposition, durch Umrechnung der gemessenen Verläufe von Vertikalbeschleunigung und Nickgeschwindigkeit in eine Kraft bzw. in ein Moment, aufgebracht.

Mit diesem Modell lassen sich die Parameter aller hydraulischen Elemente in einem sehr guten Maße ermitteln. Die Werte für die Strömungswiderstände der Schlauchleitungen und der Verbindungselemente wurden mit Hilfe von Näherungsformeln ermittelt und anschließend durch den Abgleich mittels den Ergebnissen einer Messung noch verfeinert.

## 8.4.1. Aufbau des Hubgerüstmodells

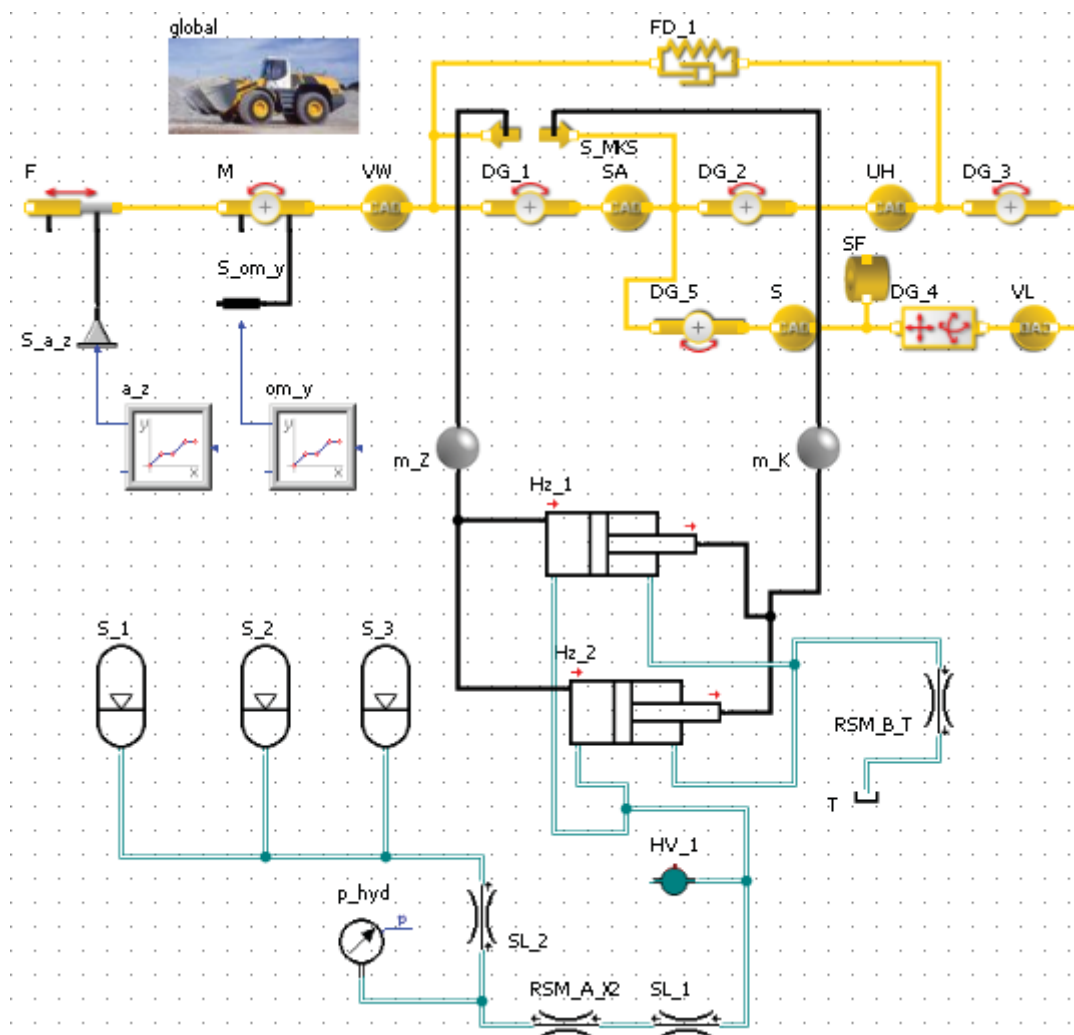


Abb. 8.3: MKS- und Hydraulikmodell des Hubgerüsts

a<sub>z</sub>... Kennlinie der Beschleunigung in z-Richtung

DG<sub>1</sub>, DG<sub>2</sub>, DG<sub>3</sub>, DG<sub>4</sub>, DG<sub>5</sub>...

Drehgelenke

F... Kraft (Schubgelenk)

FD<sub>1</sub>... Feder-Dämpfer-Element

(Kippzylinder)

HV<sub>1</sub>... hydraulisches Volumen

Hz<sub>1</sub>, Hz<sub>2</sub>... Hubzylinder

M... Moment (angetriebenes Drehgelenk)

m<sub>K</sub>... Masse des Kolbens

m<sub>Z</sub>... Masse des Zylinders

om<sub>y</sub>... Kennlinie der

Drehgeschwindigkeit um die y-Achse

p<sub>hyd</sub>... Druck am RSM-Modul

S... Schaufel

S<sub>1</sub>, S<sub>2</sub>, S<sub>3</sub>... Membranspeicher

S<sub>a\_z</sub>, S<sub>om\_y</sub>, S<sub>MKS</sub>... Schnittstellen

1D- und 3D-Mechanik

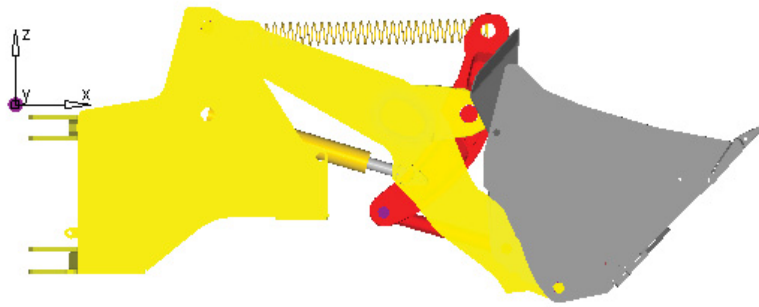
SA... Schaufelarm

SF... Schaufelfüllung

UH... Umlenkhebel

VW... Vorderwagen

VL... Vorderlenker



**Abb. 8.4:** 3D-Ansicht des MKS-Modells des Hubgerüstes

### 8.4.2. MKS-Simulation des Hubgerüstes

Für die Modellierung und die Simulation des Hubgerüstes ist es entscheidend, die Kinematik richtig abzubilden, da diese den wesentlichen Einfluss auf das Schwingungsverhalten und die Wirkung des Fahrschwingungstilgers darstellt. Aus diesen Gründen wurden die Geometriedaten von einem CAD-System im stl-Dateiformat abgespeichert und konnten in das MKS-Simulationsprogramm importiert werden. Durch die Eingabe der Dichte des Werkstoffes der jeweiligen Teile kann das Simulationsprogramm die Massen und den Trägheitstensor berechnen.

#### *Darstellung von Kipp- und Hubzylinder*

Der Kippzylinder wurde durch ein Feder-Dämpfer-Element dargestellt, um die elastischen Eigenschaft der Stahlbauteile abzubilden. Die Steifigkeit der Feder wurde aus Daten einer DMS-Messung ermittelt.

Die beiden Hubzylinder des Radladers werden im Modell als ein Hubzylinder, der eine Kraftschnittstelle zwischen der 3D-Mechanik und der 1D-Mechanik darstellt, abgebildet. Die Kräfte, welche an dieser Schnittstelle auftreten, werden auf die zwei Hydraulikzylinder im Hydraulikmodell übertragen.



### 8.4.3. Hydrauliksimulation des Fahrschwingungsdämpfers

Der grundsätzliche Aufbau des Hydraulikmodells des FSD ähnelt dem Modell zur Vorauswahl der Speicherkonfigurationen für die durchgeführten Messungen. So wurde die ursprüngliche Erregung, welche von einem Signalgenerator über eine Kraftschnittstelle auf das Hydrauliksystem aufgebracht wurde durch die Ankoppelung an das MKS-System ersetzt. Weiters wurde das Hydrauliksystem hinsichtlich der Abbildung der Strömungswiderstände verfeinert.

Um die Rechenzeit des Modells möglichst gering zu halten, wurde nicht jede Verschlauchung und die zugehörigen Krümmer bzw. Anschlussstücke separat dargestellt, sondern ein für die jeweiligen Bauteile äquivalenter Strömungswiderstand berechnet und als Drossel im Simulationsmodell abgebildet. So wurden in den Hydraulikkreislauf insgesamt vier Drosseln integriert. Der Druckverlust des RSM-Moduls in Abhängigkeit vom Volumenstrom konnte aus dem Datenblatt des Moduls ermittelt werden. Die drei anderen Drosseln ersetzen die Strömungswiderstände der Verschlauchung von der Hubzylinderbodenseite zum RSM-Modul, vom RSM-Modul zu den Speichern sowie von der Hubzylinderstangenseite zum Hydrauliktank.

Auf die Berechnung der Strömungswiderstände und die Druckverlustcharakteristik in Abhängigkeit vom Volumenstrom wird im Folgenden eingegangen.

#### 8.4.3.1. Berechnung der Strömungswiderstände

Die Strömungswiderstände sind die Dämpfungselemente des Fahrschwingungsdämpfers und wirken sich maßgeblich auf das Systemverhalten des Schwingungstilgers aus. Für die Berechnung und Modellierung dieser Strömungswiderstände müssen Schlauchleitungen, Krümmer, Anschlussstücke und das RSM-Modul in Betracht gezogen werden.

##### *Strömungswiderstand der Schlauchleitungen*

Grundsätzlich können sich bei der Durchströmung eines zylindrischen Rohrs zwei verschiedene Strömungsformen ausbilden, es wird zwischen laminarer und turbulenter Strömung unterschieden.

In Abhängigkeit der Reynoldszahl  $Re$  tritt in einer Rohr- bzw. Schlauchleitung eine laminare oder turbulente Strömung auf. Der Übergang zwischen diesen beiden Strömungsformen erfolgt bei einer kritischen Reynoldszahl von 2320, wobei die Strömung unter diesem Wert laminar und darüber turbulent ausgebildet ist. [14]

Weiters gilt es zu beachten, dass es sich im Falle des Fahrschwingungsdämpfers um eine schwingende Strömung handelt und deshalb überprüft werden muss, in wie weit die Formeln für die stationäre Strömung gültig sind.

Dieser Nachweis kann nach [15] mit Hilfe der dynamischen Reynoldszahl  $Re_d$  erbracht werden.

$$Re_d = \sqrt{\frac{\omega}{\nu}} \cdot \frac{d_i}{2} \quad (8.1)$$

Bei Werten von  $Re_d < 2$  kann von einer stationären Strömung ausgegangen werden, sollte  $Re_d > 10$  sein, dann ist die Strömung hoch instationär.

Für die vorliegenden Systemparameter des Schwingungstilgers beläuft sich der Wert der dynamischen Reynoldszahl auf circa fünf. Die Rohrreibung einer instationären Strömung nimmt höhere Werte an als für eine stationäre Strömung.

Aus den oben genannten Gründen kann eine Berechnung des Druckverlustes nur als grobe Näherung herangezogen werden. Da die Messergebnisse der Manometer von Hubzylinderbodenseite, Druck am RSM-Modul, sowie der Speicher vorliegen, kann der Verlauf des Druckverlustes durch die Berechnungsergebnisse des Simulationsmodells des Hubgerüsts ermittelt werden.

Die Gleichungen für die Bestimmung von Rohrreibungsbeiwerten für laminare und turbulente Strömung unterteilen sich in weitere zwei Gruppen. Es wird zwischen einer hydraulisch glatten und einer hydraulisch rauhen Rohrwand unterschieden.

Nach [14] liegt ein hydraulisch glattes Rohr dann vor, wenn folgende Beziehung erfüllt wird:

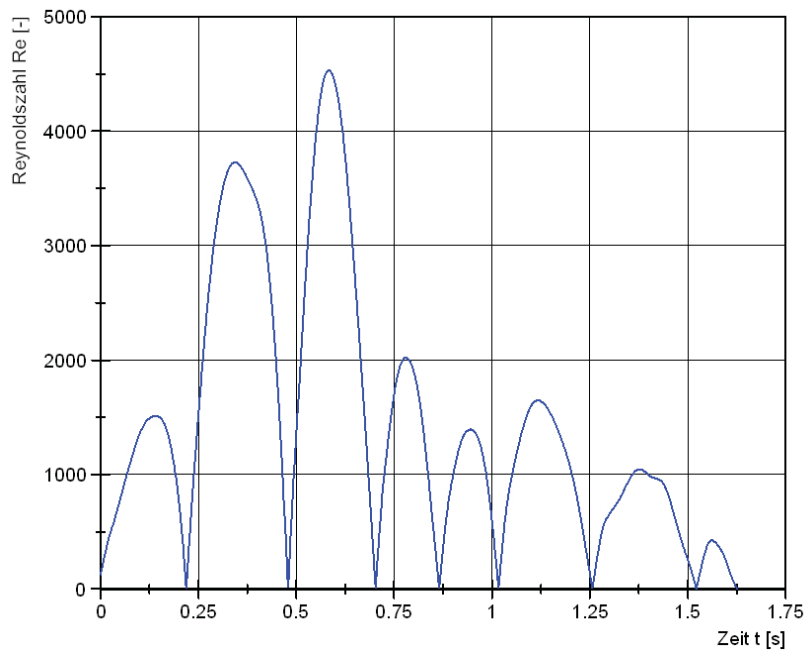
$$Re^{7/8} \cdot \frac{k}{d_i} < 5 \quad (8.2)$$

Da nach Tabelle 8.2 die Rauigkeit  $k$  von Gummidruckschläuchen sehr gering ist, wird dieser Wert für die vorhandenen Schlauchinnendurchmesser immer einen Wert kleiner fünf annehmen.

**Tabelle 8.2:** Oberflächenrauigkeiten von Rohren [14]

<b>Rohrwerkstoff</b>	<b>Zustand der Rohrwand</b>	<b>Rauigkeit k in mm</b>
Gezogene Rohre aus Metall (Cu, Messing, Bronze, Leichtmetall), Glas oder Plexiglas	neu, technisch glatt	0,0012 bis 0,0015
Gummidruckschlauch	neu, unversprödet	0,0016
Nahtlose Stahlrohre	Walzhaut gebeizt, neu verzinkt	0,02 bis 0,06 0,03 bis 0,04 0,07 bis 0,16
Längsgeschweißte Stahlrohre	Walzhaut bituminiert, neu galvanisiert	0,04 bis 0,1 0,01 bis 0,05 0,008
Benützte Stahlrohre	verrostet oder leicht verkrustet stark verkrustet	0,15 bis 0,2 bis 3,0
Gusseiserne Rohre	neu mit Gusshaut neu bituminiert leicht angerostet verkrustet	0,2 bis 0,6 0,1 bis 0,13 0,5 bis 1,5 bis 4,0
Asbestzementrohre	neu	0,03 bis 0,1
Drainagerohre aus gebranntem Ton	neu	0,07
Betonrohre	neu mit Glattstrich neuer Stahlbeton Schleuderbeton, neu	0,3 bis 0,8 0,1 bis 0,15 0,2 bis 0,8

Um einen Anhaltspunkt für auftretende Reynoldszahl zu erhalten, wurde in das Hydraulikmodell des Hubgerüstes ein Rohrleitungselement eingebaut. Durch den Einbau eines solchen Elementes ist es möglich, den Verlauf der Reynoldszahl bei einer Anregung des Schwingungssystems zu berechnen.



**Abb. 8.5:** Zeitlicher Verlauf der Reynoldszahl einer Hydraulikleitung bei einer Schwellenüberfahrt

Der Rohrreibungsbeiwert kann für Reynoldszahlen unter 2320 nach Glg.(8.3) und darüber durch das Blasiusgesetz (Glg. (8.4)), welches für einen den Bereich der Reynoldszahl  $Re > 2320$  und  $Re < 10^5$  gilt, berechnet werden.

$$\lambda_R = \frac{64}{Re} \quad (8.3)$$

$$\lambda_R = \frac{0,3164}{Re^{1/4}} \quad (8.4)$$

Der Widerstandsbeiwert  $\zeta_S$  lässt sich durch Glg. (8.5) berechnen:

$$\zeta_S = \lambda_R \cdot \frac{l_S}{d_i} \quad (8.5)$$

### Strömungswiderstände von Rohrkrümmern und Kniestücken

In Rohrkrümmern entstehen neben den Reibungsverlusten zusätzliche Verluste durch Querströmungen und Strahlablösung. Der Widerstandsbeiwert kann aus dem Diagramm nach Abb. 8.6 entnommen werden. [17]

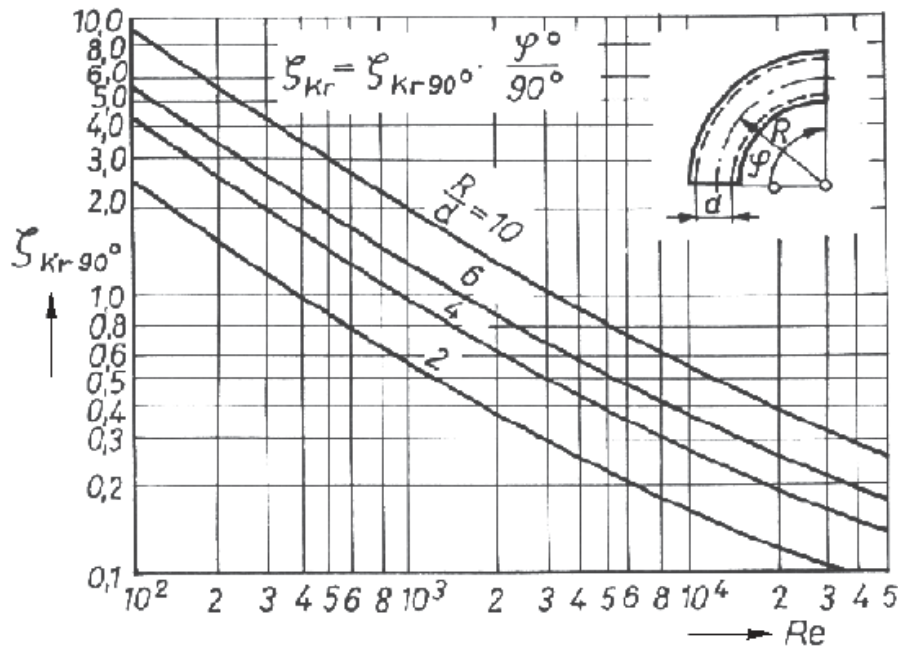


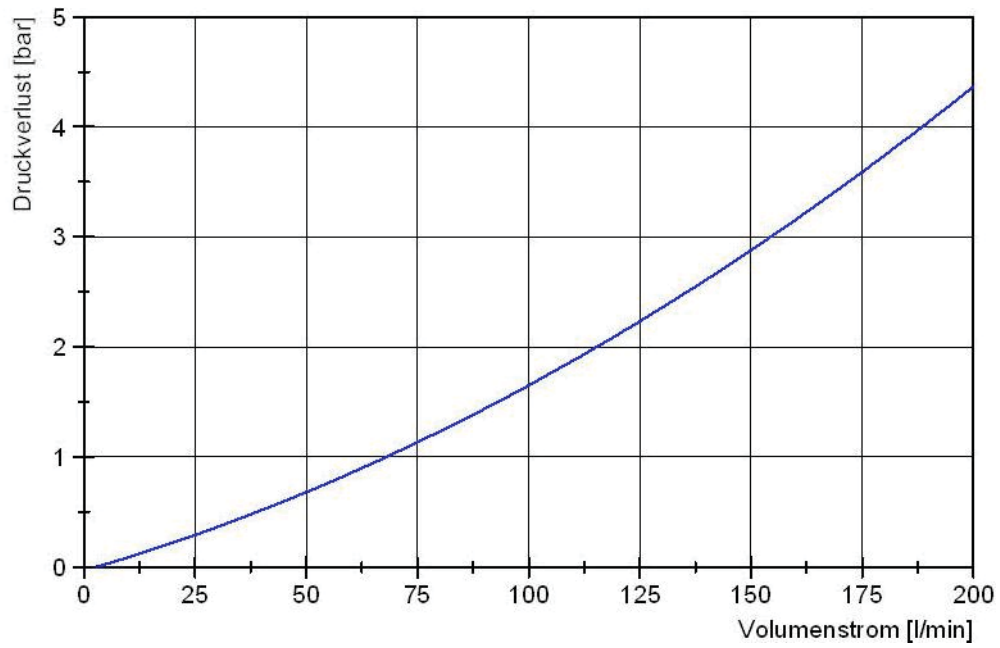
Abb. 8.6: Widerstandscharakteristik von Rohrkrümmern [17]

Nach Ermittlung der Widerstandsbeiwerte für die Schlauchleitungen und Rohrkrümmen kann der Druckverlust in Abhängigkeit vom Volumenstrom durch Glg. (8.6) berechnet werden.

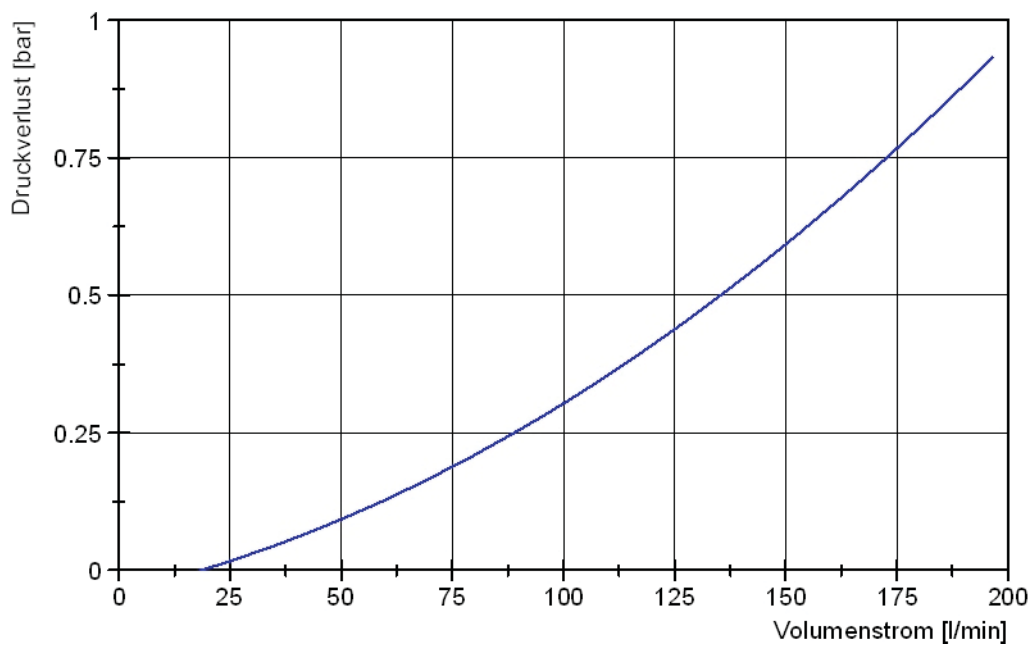
$$\Delta p = \zeta_{ges} \cdot \frac{\rho}{2 \cdot A^2} \cdot Q^2 \quad (8.6)$$

Durch Messung der Drücke an Hubzylinderboden, RSM-Modul und an den Speichern lässt sich die gefundene Funktion des Druckverlustes der einzelnen Komponenten noch weiter verfeinern.

Nach Abgleich der Druckverläufe der Simulation mit den Messergebnissen ergaben sich für den Druckverlust für Schlauchleitungen und Rohrkrümmen bzw. Kniestücke zwischen Hubzylinderbodenseite und RSM-Modul die in Abb. 8.7 gezeigte Charakteristik. Abb. 8.8 zeigt diese Charakteristik für die hydraulischen Komponenten zwischen RSM-Modul und Speichereinheit.



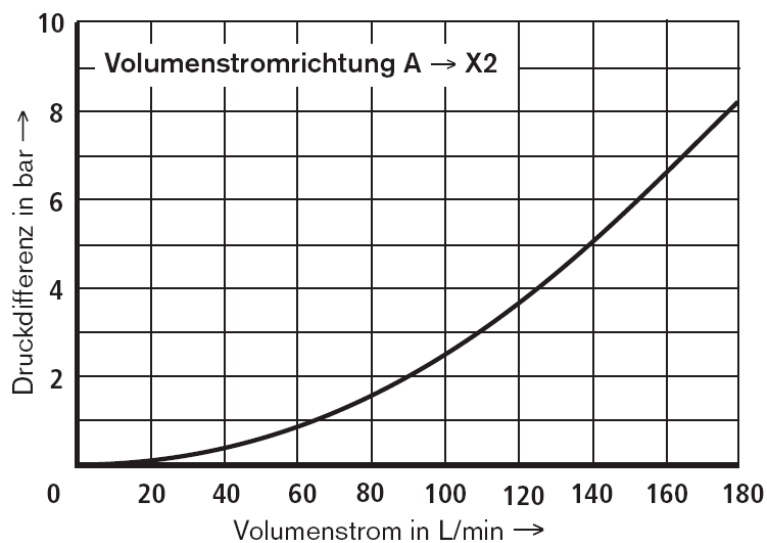
**Abb. 8.7:** Druckverlust in Abhängigkeit des Volumenstroms für Schlauchleitungen und Rohrkrümmer von Hubzylinderbodenseite bis zum RSM-Modul



**Abb. 8.8:** Druckverlust in Abhängigkeit des Volumenstroms für Schlauchleitungen und Rohrkrümmer von RSM-Modul bis zu den Speichern

### RSM-Modul

Wie in Kapitel 2 beschrieben, ist das RSM-Modul für die Zu- und Abschaltung der Speichereinheiten zur Fahrschwingungsdämpfung verantwortlich. Bei aktiviertem FSD wird die Bodenseite der Hubzylinder über dieses RSM-Modul mit den Speichereinheiten verbunden. Der Hersteller dieses Moduls gibt für den Betrieb den in Abb. 8.9 dargestellten Verlauf für den Druckverlust in Abhängigkeit von dem Volumenstroms an. Im Simulationsmodell wird das RSM-Modul als Drossel dargestellt. Bei diesem Element besteht die Möglichkeit diesen Verlauf des Strömungswiderstandes als Kennlinie einzugeben.



**Abb. 8.9:** Druckverlust in Abhängigkeit des Volumenstroms für das RSM-Modul [20]

### 8.4.4. Validierung des Hubgerüstmodells

Für die Validierung des Hubgerüstmodells wurde die am Hinterwagen gemessene Vertikalbeschleunigung (Abb. 8.10) und Nickgeschwindigkeit (Abb. 8.11) durch ein Schubgelenk und ein angetriebenes Drehgelenk als Kraftanregung in der Simulation aufgebracht.

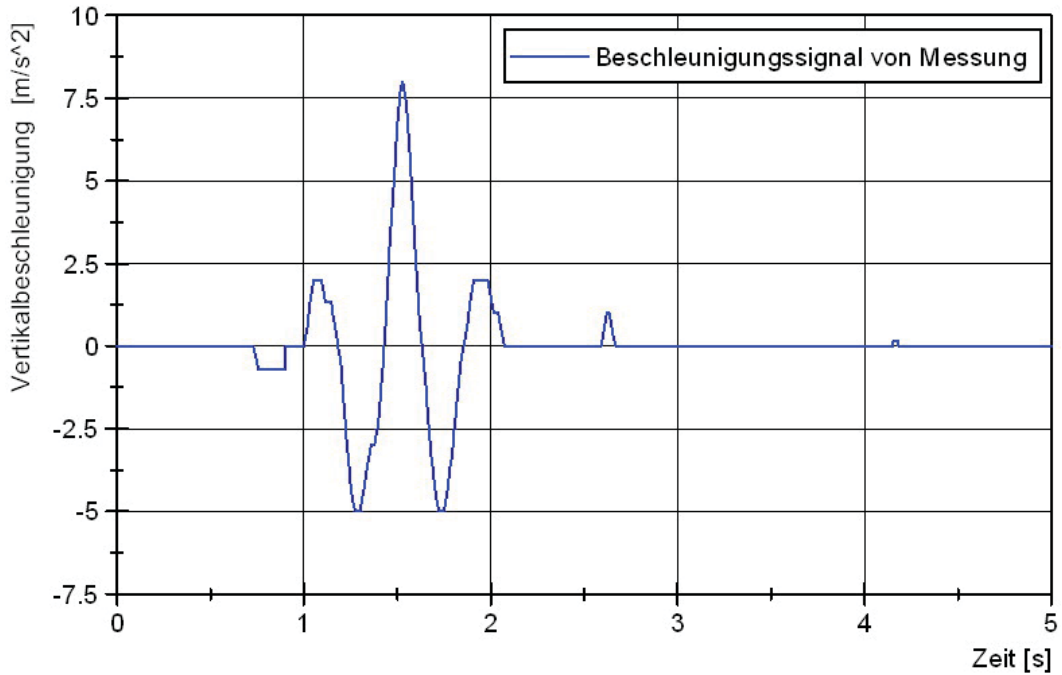


Abb. 8.10: Gemessener Verlauf der Vertikalbeschleunigung zur Einspeisung in das Simulationsmodell

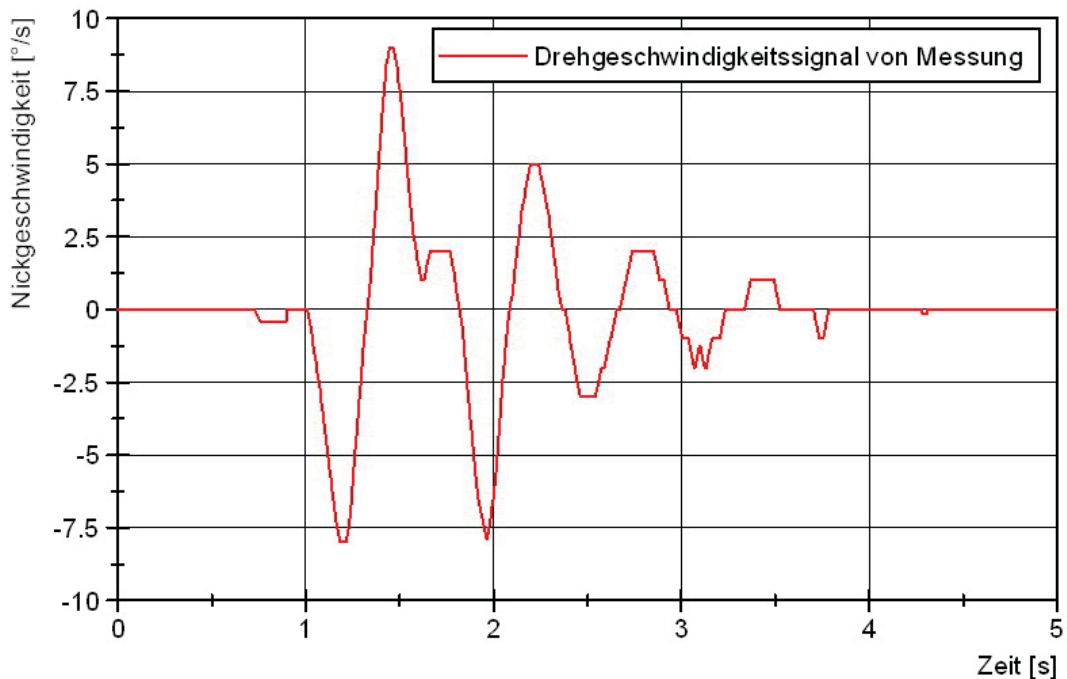
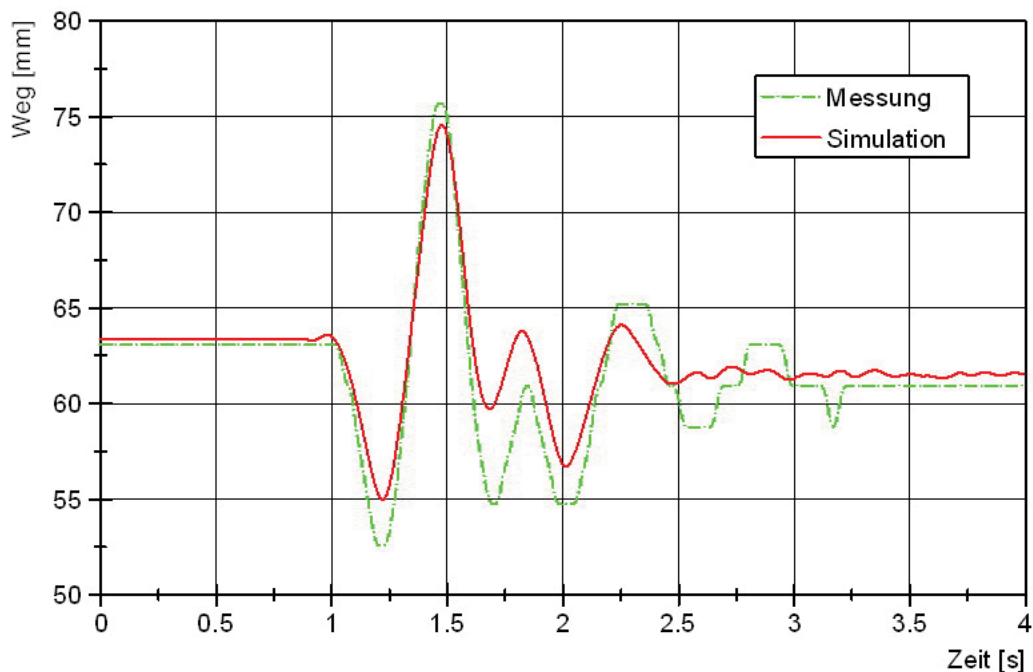


Abb. 8.11: Gemessener Verlauf der Nickgeschwindigkeit zur Einspeisung in das Simulationsmodell



Bei dem Vergleich von gemessenem und simuliertem Hubzylinderweg (Abb. 8.12) ist vor und nach der eigentlichen Schwingung bei dem Simulationsergebnis ein Offset von einem Millimeter zu erkennen. Da vor der eigentlichen Simulation alle Anfangsbedingungen berechnet werden müssen, kann es vorkommen, dass der Solver manche Werte anpassen muss, um einen Gleichgewichtszustand des Systems zu erreichen.

Der Messwert der Amplitude des ersten Minimums ist um circa 12 Prozent größer als der simulierte Wert. Das darauffolgende Maximum des gemessenen Hubzylinderweges übersteigt den simulierten Wert um lediglich sieben Prozent.



**Abb. 8.12:** Vergleich zwischen gemessenem und simuliertem Hubzylinderweg

Auch bei der Gegenüberstellung der Verläufe des Hubzylinderbodendruckes (Abb. 8.13) ist ein Offset zwischen Messung und Simulation erkennbar, dieser beträgt circa ein bar. Die Unterschiede bei den Amplituden fallen jedoch geringer aus, als beim Hubzylinderweg. Das erste Maximum der Simulation stimmt exakt mit der Messung überein und die darauffolgenden Amplituden sind durchschnittlich um zehn Prozent geringer.

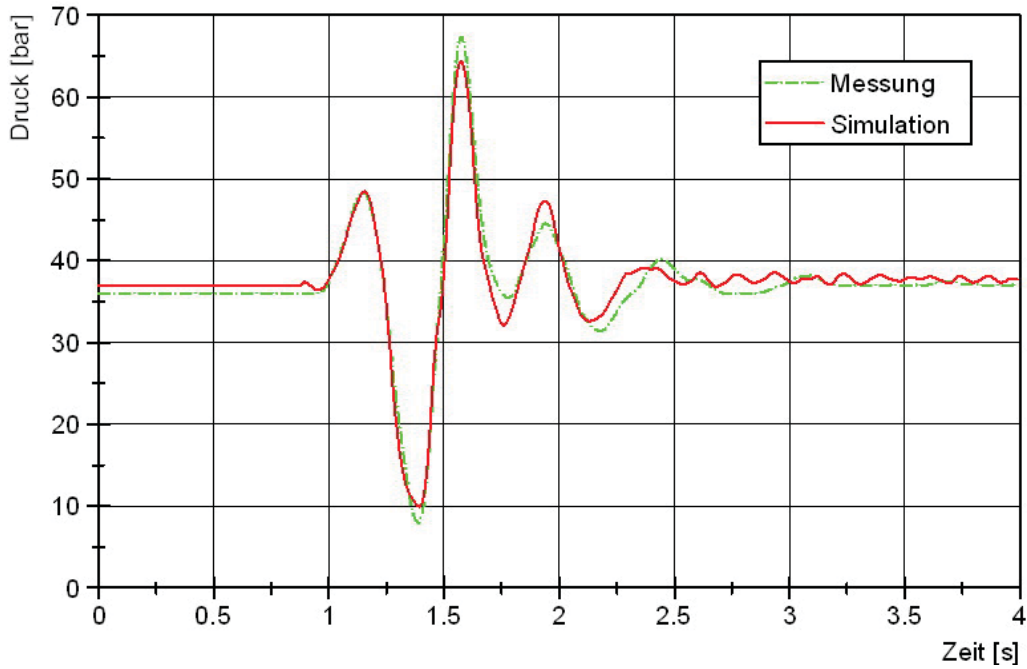


Abb. 8.13: Vergleich zwischen gemessenem und simuliertem Hubzylinderbodendruck

Bei der Messung des Drucks am RSM-Modul (Abb. 8.14) tritt ebenfalls der bereits festgestellte Offset auf. Auch für diesen Druckverlauf tritt zwischen Messung und Simulation beim ersten Maximum fast kein Unterschied auf. Die darauffolgenden Amplituden der Messwerte sind um durchschnittlich 15 Prozent größer, als jene der Simulation.

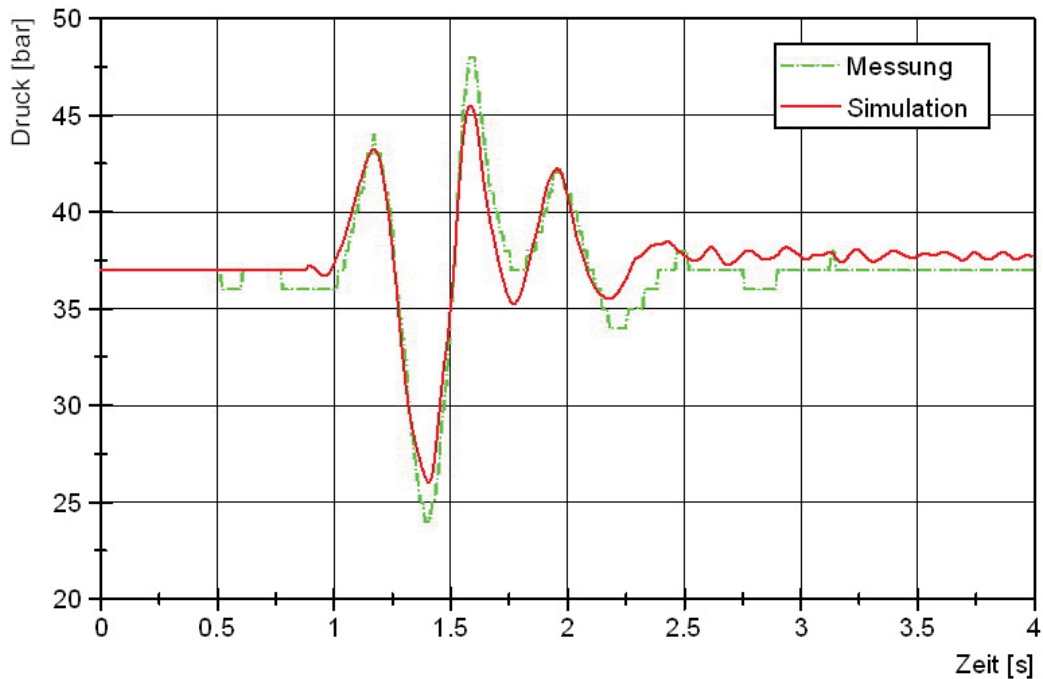
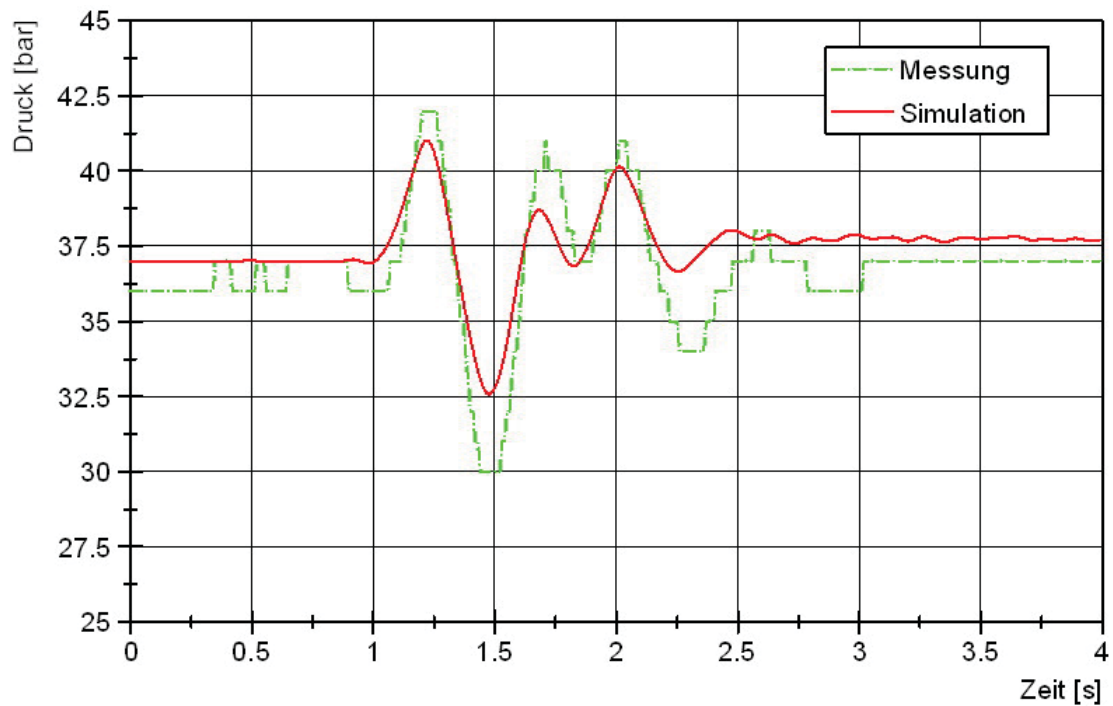


Abb. 8.14: Vergleich zwischen gemessenem und simuliertem Druck am RSM-Modul

Die größten Abweichungen zwischen Messung und Simulation zeigt der Verlauf des Speicherdrucks (Abb. 8.15). Der auftretende Offset deckt sich mit den Verläufen von Hubzylinderbodendruck und dem Druck am RSM-Modul. Bei den Amplituden zeigt sich jedoch eine größere Abweichung zwischen gemessenen und simulierten Werten, als bei den anderen Verläufen. Im Mittel sind die Amplitudenwerte des Drucks der Messung um 20 bis 30 Prozent größer als bei der Simulation.



**Abb. 8.15:** Vergleich zwischen gemessenem und simuliertem Druck an den Speichern

### 8.5. Simulation des Gesamtfahrzeugs

Für die Simulation des Gesamtfahrzeugs wurde das oben dargestellte Hubgerüstmodell noch um die restlichen Baugruppen des Fahrzeugs erweitert.

Im Vergleich zum MKS-Modell des Hubgerüsts wurden die restlichen Baugruppen des Gesamtmodells (Abb. 8.16) nicht mit deren tatsächlichen Geometrie importiert, sondern durch einfache geometrische Körper dargestellt, bei denen der Trägheitstensor eingegeben wurde.

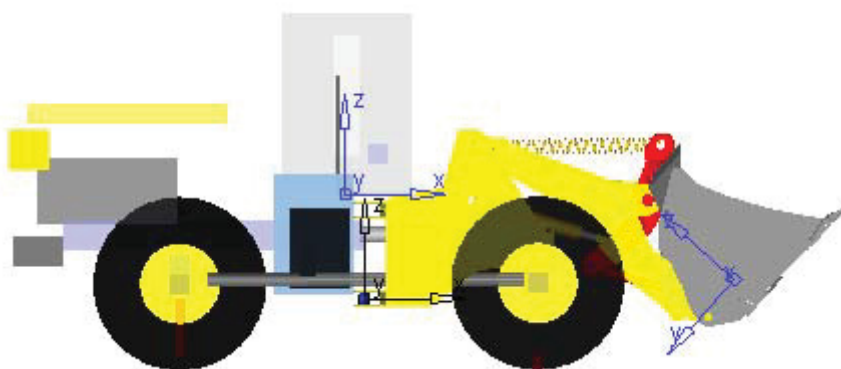


Abb. 8.16: 3D-Ansicht des gesamten Fahrzeugmodells

Zur Abstimmung der Reifenparameter wurde im ersten Schritt das Radladermodell mit inaktivem Fahrschwingungsdämpfer simuliert, um möglichst viele Störgrößen auszuschließen. Reifenparameter des Herstellers waren bereits verfügbar, diese mussten nun in einem gewissen Maß verändert werden, sodass die Abweichungen der Vertikalbeschleunigung und Nickgeschwindigkeit von Messung und Simulation minimal wurden.

Im Anschluss an die Reifenparametrierung konnte das Modell mit aktivem Fahrschwingungsdämpfer simuliert werden und erneut mit den Messergebnissen verglichen werden.

### **8.5.1. Beschreibung des Gesamtfahrzeugmodells**

Im Folgenden sollen die einzelnen Teile des Gesamtfahrzeugmodells beschrieben und Hinweise zur Modellierung gegeben werden. Dabei wird auf das Hubgerüst und die Hydraulik des Fahrschwingungsdämpfers nicht mehr eingegangen, da dieser Bestandteil ohne Veränderung vom Hubgerüstmodell übernommen worden ist.

#### **8.5.1.1. Hinterwagen und dessen Bauteile**

Während des Modellaufbaus wurden neben der Optimierung der Rechenzeit auch darauf geachtet, ein möglichst einfach zu adaptierendes Modell zu entwickeln. Aufgrund der Forderung, in weiterer Folge auch andere Fahrzeugklassen abzubilden, wurden die Hauptkomponenten einzeln dargestellt.

##### *Kabine, Fahrer und Sitz*

Da mittels der Simulation das Schwingungsverhalten des Fahrzeuges untersucht werden soll, ohne die Auswirkungen auf den Fahrer explizit zu berechnen, wurden die Kabine und der Sitz starr mit dem Hinterwagen verbunden. In der Realität besitzen die Kabine und der Sitz weitere Federungs- und Dämpfungselemente, um die Schwingungen noch weiter zu minimieren und den Komfort zu steigern. Die Darstellung dieser Elemente würde zu einem erhöhten Rechenaufwand führen und soll deshalb in dieser Untersuchung vermieden werden.

##### *Pendelachse*

Die Hinterachse ist mit dem Hinterwagen nicht starr verbunden, sondern kann eine Pendelbewegung um die Fahrzeuglängsachse ausführen. Ermöglicht wird dies durch eine Pendelachse (PA).



### 8.5.1.2. Achsen und Räder

#### Achsen

Abb. 8.18 zeigt die Modellansicht der Hinterachse, welche sich kaum von der Vorderachse unterscheidet. Die Hinterachse ist mit einem Element ( $f_B$ ) verbunden, dass eine freie Bewegung des Fahrzeugs ermöglicht. Ausgehend von den Achsen wird der Kontakt zum Untergrund (B) über Feder-Dämpfer-Elemente realisiert, welche mit Aufstandspunkten gekoppelt sind und das Fahrzeug bewegen. Diese Feder-Dämpfer-Elemente stellen die Reifen dar und werden im Folgenden genauer beschrieben.

#### Reifen

Wie schon erwähnt werden die Reifen des Fahrzeugs durch Feder-Dämpfer-Elemente dargestellt, welche sechs Freiheitsgrade zur Parametrierung aufweisen. Da mit dem vorhandenen Simulationsmodell vor allem die Vertikalbeschleunigungen und Nickgeschwindigkeiten untersucht werden sollen und keine Lenkbewegungen durchgeführt werden, ist dieses Feder-Dämpfer-Element als stark vereinfachtes Reifenmodell ausreichend. Die Reifenparameter konnten aus einem Reifendatenblatt entnommen werden, jedoch mussten diese aufgrund der vereinfachten Modellierung angepasst werden (Tabelle 8.3). Um Wankbewegungen des Fahrzeugs zu unterbinden, wurde der Wert der Federsteifigkeit in y-Richtung sehr hoch angenommen. Diese Vereinfachung führt zu kürzeren Rechenzeiten des Modells.

**Tabelle 8.3:** Federsteifigkeiten und Dämpfungen für das Reifenmodell

Reifen: Michelin 26.5 R 25 XHA2			
Achsrichtung	x	y	z
Translatorische Federsteifigkeit [N/m]	1,3E6	1E8	1E6
Translatorische Dämpfung [Ns/m]	8700	8E4	7E3

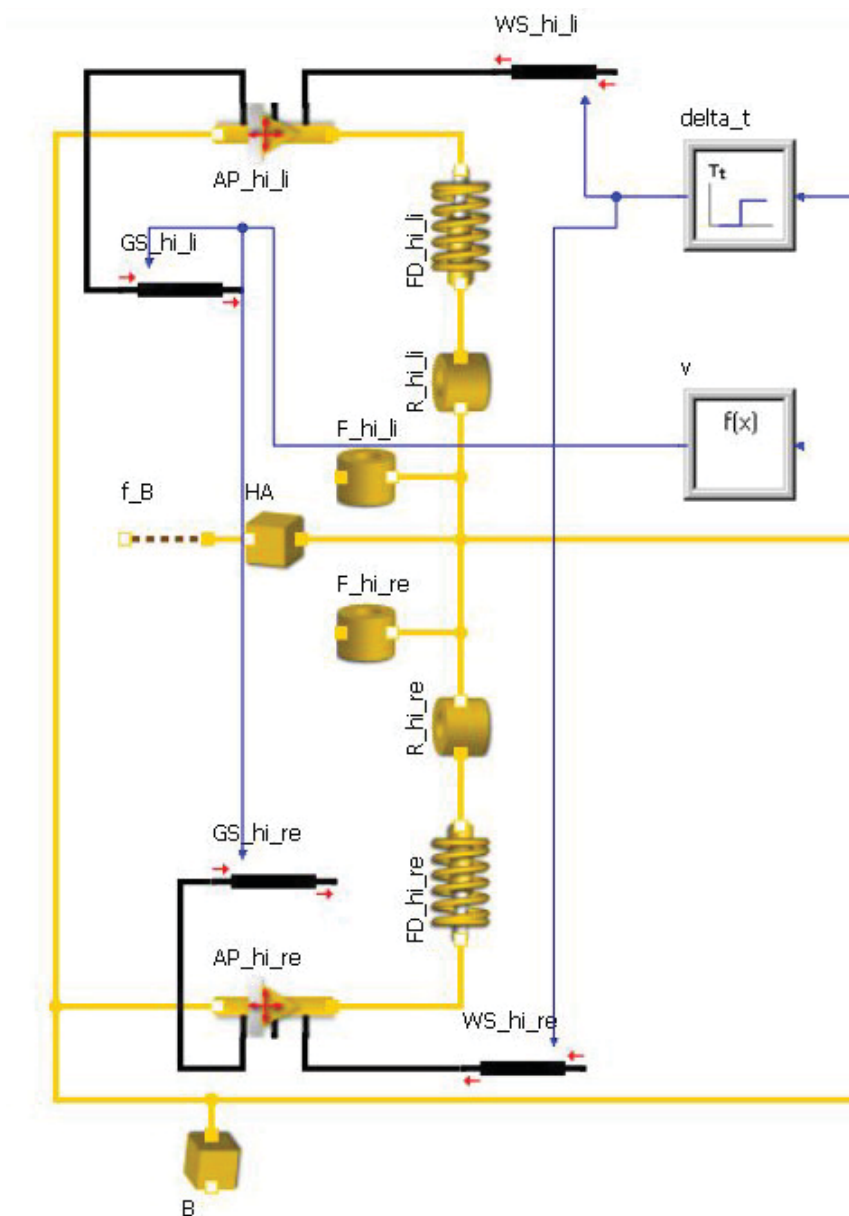


Abb. 8.18: Modell der Hinterachse

AP\_hi\_li... Aufstandspunkt hinten links  
 AP\_hi\_re... Aufstandspunkt hinten rechts  
 B... Boden  
 delta\_t... Zeitversatz  
 f\_B... freie Bewegung  
 FD\_hi\_li... Feder-Dämpfer hinten links  
 FD\_hi\_re... Feder-Dämpfer hinten rechts  
 GS\_hi\_li... Geschwindigkeitssignal hinten links

GS\_hi\_re... Geschwindigkeitssignal hinten rechts  
 HA... Hinterachse  
 R\_hi\_li... Reifen hinten links  
 R\_hi\_re... Reifen hinten rechts  
 v... Geschwindigkeit  
 WS\_hi\_li... Wegsignal hinten links  
 WS\_hi\_re... Wegsignal hinten rechts



*Fahrgeschwindigkeit und Weganregung*

Das Fahrzeug ist über die Reifen mit den sogenannten Aufstandspunkten verbunden, welche gleichzeitig für die Fahrgeschwindigkeit und die Anregung des Fahrzeugs durch den Untergrund verantwortlich sind.

Diese Aufstandspunkte besitzen zwei Anschlüsse in denen ein Geschwindigkeits- und ein Wegsignal eingespeist werden kann. Beim Geschwindigkeitssignal ist zu beachten, dass dieses über eine Rampe vorgegeben werden muss, da ansonsten eine sehr hohe Beschleunigung auftritt, welche zu einer großen Dehnung der Feder-Dämpfer-Elemente führt und schlussendlich in einem Rechenabbruch mündet.

Bei der Einspeisung der Weganregung ist besonders darauf zu achten keine kantigen Übergänge im Wegsignal vorzugeben, da diese im Bereich der Übergänge eine sehr kleine Rechenschrittweite erfordern und so die Simulationszeit stark erhöhen.

So wird für die simulierte Schwelle nicht die kantige Kontur der reellen Schwelle eingegeben, sondern durch eine (1-cos)-Funktion ersetzt, wie sie von Mitschke [11] beschrieben wird. Dieser Ansatz bietet zusätzlich den Vorteil, dass die in der Realität auftretende „Verrundung“ der Schwelle durch den Reifenlatsch besser abgebildet werden kann.

### 8.5.2. Validierung des Gesamtmodells

Die Validierung des Gesamtmodells soll sowohl durch die Simulation einer Schwellenüberfahrt als auch durch die Simulation des Befahrens der Schlechtwegstrecke durchgeführt werden.

#### 8.5.2.1. Schwellenüberfahrt

Für die Validierung mittels der Schwellenüberfahrt wurden eine Fahrgeschwindigkeit von 15 km/h und der unbeladene Zustand des Radladers gewählt. Um die Unterschiede möglichst deutlich zeigen zu können, wurden hierfür eine Messung und die dazugehörige Simulation ausgewählt, bei der die Schwelle nur mit den Rädern der Vorderachse überrollt wird.

Entscheidend für die Findung einer optimalen Systemauslegung ist es, die Veränderung des Systemverhaltens einer unterschiedlichen Speicherkonfiguration simulativ richtig abbilden zu können. Aus diesem Grund wurden die Messergebnisse von Vertikalbeschleunigung (Abb. 8.19) und Nickgeschwindigkeit (Abb. 8.20) zweier unterschiedlicher Speicherkonfigurationen den Simulationsverläufen bei gleichen Speicherkonfigurationen gegenübergestellt.

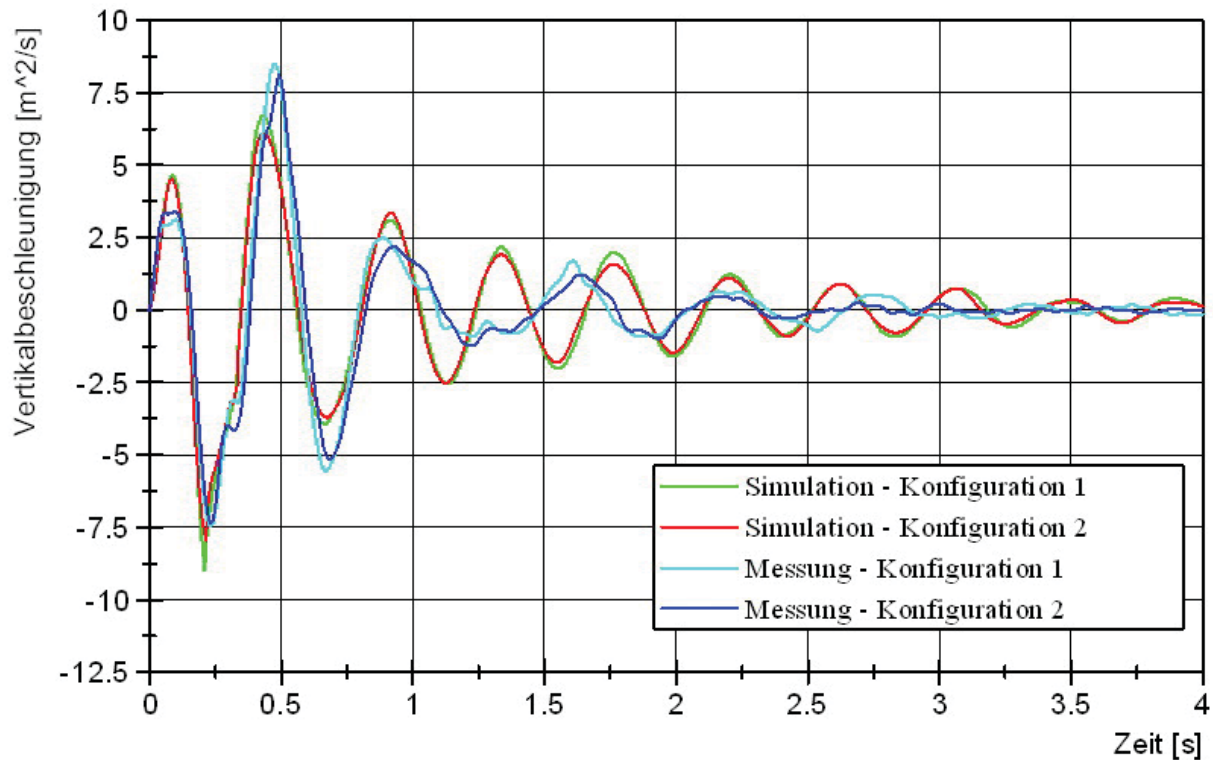
#### *Vertikalbeschleunigung*

Wie bereits im Kapitel 5 aufgezeigt, zeigen verschiedenen Speicherkonfigurationen bei leerer Schaufel des Radladers nur eine sehr geringe Wirkung auf die Vertikalbeschleunigung des Fahrzeugs. Dennoch lassen sich Erkenntnisse aus dem Vergleich zwischen gemessenen und simulierten Verläufen erzielen.

Bei der Betrachtung der Periodendauer der Schwingungen ist festzustellen, dass diese für die ersten beiden Perioden sehr gut übereinstimmen. Nach der zweiten Periode wird die Periodendauer der gemessenen Vertikalbeschleunigung fast doppelt so hoch als die der simulierten Werte.

Die Amplituden unterscheiden sich durchschnittlich um 30 Prozent, wobei festzustellen ist, dass die Werte der Messung schneller abklingen, als jene der Simulation.

Bedeutend ist jedoch, dass zwischen den beiden Konfigurationen die gleiche Tendenz festzustellen ist. So sind die Amplituden von Konfiguration 2 für Messung und Simulation geringfügig kleiner als für Konfiguration 1.



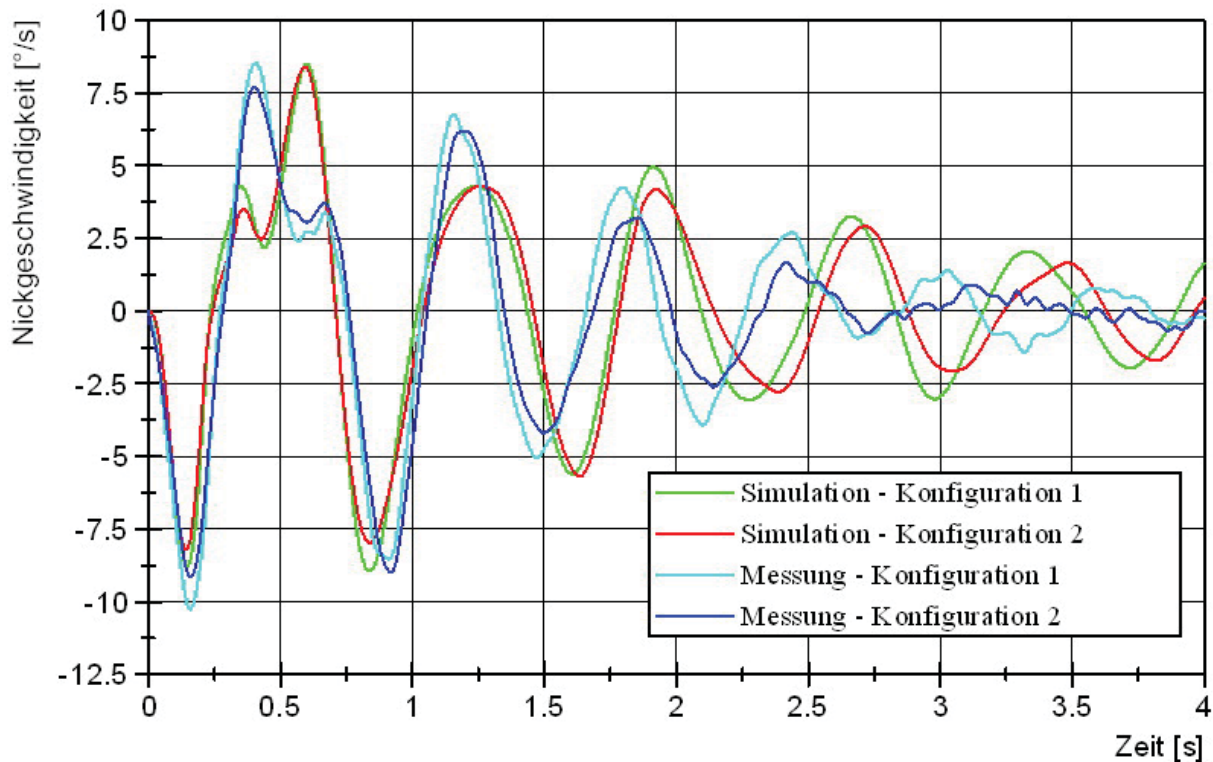
**Abb. 8.19:** Vergleich der Vertikalbeschleunigung von Messung und Simulation von zwei unterschiedlichen Speicherkonfigurationen

### *Nickgeschwindigkeit*

Deutlichere Unterschiede der beiden Speicherkonfigurationen sind beim Verlauf der Nickgeschwindigkeit zu erkennen. Das erste Minimum, welches vorwiegend durch die Schwelle bestimmt wird, stimmt für alle vier Schwingungen sehr gut überein. Beim darauffolgenden Maximum treten zwischen Messung und Simulation bereits größere Unterschiede in der Frequenz auf, welche weniger die Hauptschwingung des Fahrzeugs, sondern eine untergeordnete Schwingung, betreffen. Nach dieser Störung bei etwa 0,5 Sekunden schwingen die Nickgeschwindigkeiten von Messung und Simulation wieder in ähnlicher Frequenz weiter, bis nach etwa 2,5 Sekunden die durch die Schwelle angeregte Schwingung bei der Messung durch andere Faktoren überlagert wird und daher nicht mehr zur Validierung herangezogen werden sollte.

Speziell die Amplituden der ersten 1,5 Perioden stimmen sehr gut zwischen gemessenen und simulierten Werten überein. Das folgende Maximum ist bei der Messung um 56 Prozent größer als bei der Simulation.

Entscheidend ist jedoch wiederum, dass die Tendenz der beiden gemessenen Konfigurationen mit der Tendenz der zugehörigen Simulationsergebnisse sehr gut übereinstimmen.



**Abb. 8.20:** Vergleich der Nickgeschwindigkeit von Messung und Simulation von zwei unterschiedlichen Speicherkonfigurationen

### 8.5.2.2. Schlechtwegstrecke

Für die Validierung des Fahrzeuggesamtmodells mittels des Befahrens der Schlechtwegstrecke wird der Effektivwert der Nickbeschleunigung als Bewertungskriterium herangezogen, wobei Abb. 8.21 die gemessenen Effektivwerte und Abb. 8.22 die simulierten Effektivwerte zeigt.

In beiden Fällen werden die erhaltenen Werte auf die Serienkonfiguration ( $3 \times 2 \text{ dm}^3$ ;  $3 \times 25 \text{ bar}$ ) normiert. Durch vergleichen der Graphiken lässt sich feststellen, dass die Simulation die gleichen Tendenzen aufweist, wie die gemessenen Werte. So stimmen die normierten Effektivwerte von Messung und Simulation der Varianten mit insgesamt  $12 \text{ dm}^3$  Vorrüllvolumen exakt überein. Bei der vierten Konfiguration übertrifft der simulierte Wert das Messergebnis um 4,5 Prozent. Für die fünfte Speicherkonfiguration und bei deaktivierten FSD liegen die Abweichung bei ungefähr einem Prozent.

Bei erhöhtem Reifenluftdruck liegt der Wert der Simulation 6,1 Prozent über dem gemessenen und bei abgesenktem Luftdruck liegt der Effektivwert der Simulation 21,4 Prozent unter dem gemessenen Wert.

Die Abweichung der normierten Effektivwerte von Messung und Simulation fallen bei den Fahrzeugkonfigurationen, welche sich durch den Vorfülldruck bzw. das Vorfüllvolumen des Speichers unterscheiden sehr gering aus.

Die größten Abweichungen der gemessenen und simulierten Werte treten bei der Änderung des Reifenluftdrucks auf. Dieses Ergebnis ist jedoch nicht verwunderlich, da die Druckänderung am reellen Fahrzeugreifen beim Reifenmodell durch eine Verstellung der Parameter von Federsteifigkeit und Dämpfung angepasst werden muss und aufgrund der Unkenntnis des exakten Zusammenhangs des Reifendrucks und der Parameter im Reifenmodell nur bedingt umsetzbar ist.

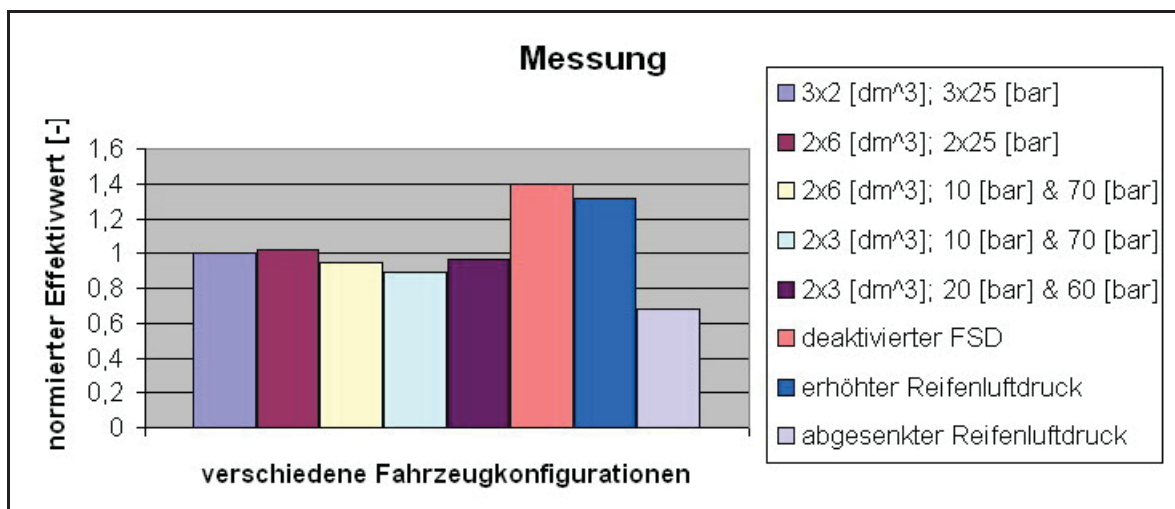


Abb. 8.21: gemessener Effektivwert der Nickbeschleunigung bei leerer Radladerschaufel und einer Fahrgeschwindigkeit von 15 km/h

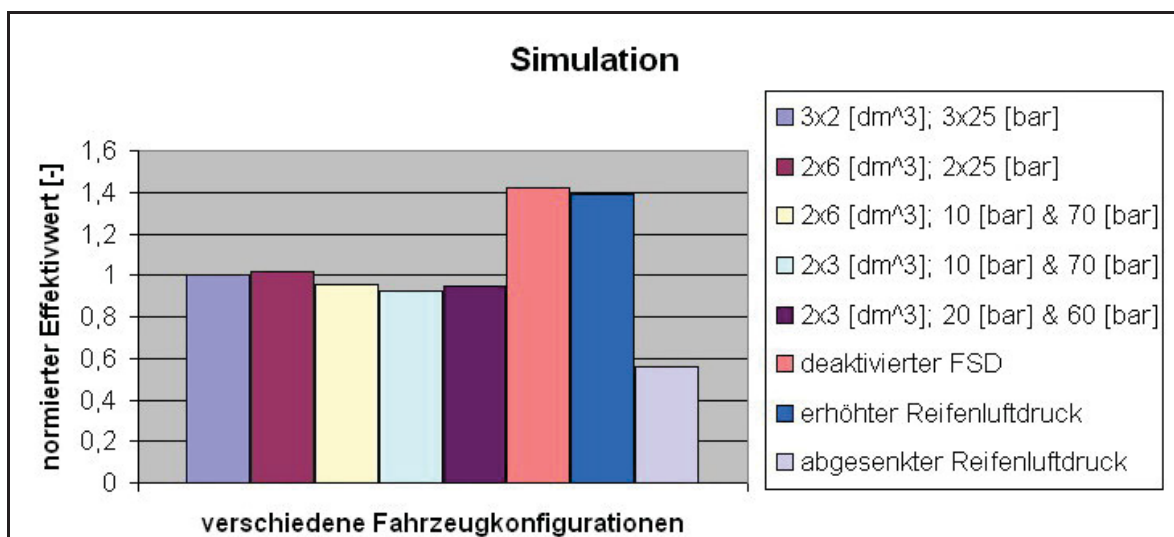


Abb. 8.22: simulierter Effektivwert der Nickbeschleunigung bei leerer Radladerschaufel und einer Fahrgeschwindigkeit von 15 km/h

## 9. Optimiertes Speichersystem

Ziel der Berechnungen ist es, eine Speicherkonfiguration des Fahrschwingungsdämpfers zu finden, welche optimal auf die Nickschwingungen des Fahrzeugs abgestimmt ist. Diese Reduzierung der Nickschwingungen führt zu verminderten Radlastschwankungen und erhöht das Komfortempfinden des Fahrers.

Mittels einer analytischen Berechnung, wie sie in Kapitel 7 beschrieben wird und einer anschließenden Simulation, wurde eine optimale Abstimmung der Speichereinheit gefunden.

### 9.1. Speicherkonfiguration

Wie bereits erwähnt gibt es für ein Speichersystem mit einem vorgegebenen, unveränderlichen Speichervorfülldruck und einem vorgegebenen, unveränderlichen Speichervorfüllvolumen nur einen Betriebspunkt, für den dieses System optimal abgestimmt werden kann.

Das Seriensystem besteht aus drei Membranspeichern, welche alle dasselbe Speichervorfüllvolumen und den gleichen Speichervorfülldruck aufweisen. Um nun für mehrere Betriebspunkte (Beladungszustände) eine optimale Wirkung des Fahrschwingungsdämpfers zu erzielen, kann das System durch Speicher mit verschiedenen Vorfülldrücken und verschiedenen Vorfüllvolumina aufgebaut werden. Durch eine solche Konfiguration kann bei dem Einsatz von drei Speichern die Abweichung zur optimalen Frequenz des FSD minimiert werden.

Es konnte folgendes, für die Nickschwingungen optimiertes System, mit drei verschiedenartigen Speichereinheiten gefunden werden (Tabelle 9.1).

**Tabelle 9.1:** optimierte Speicherkonfiguration

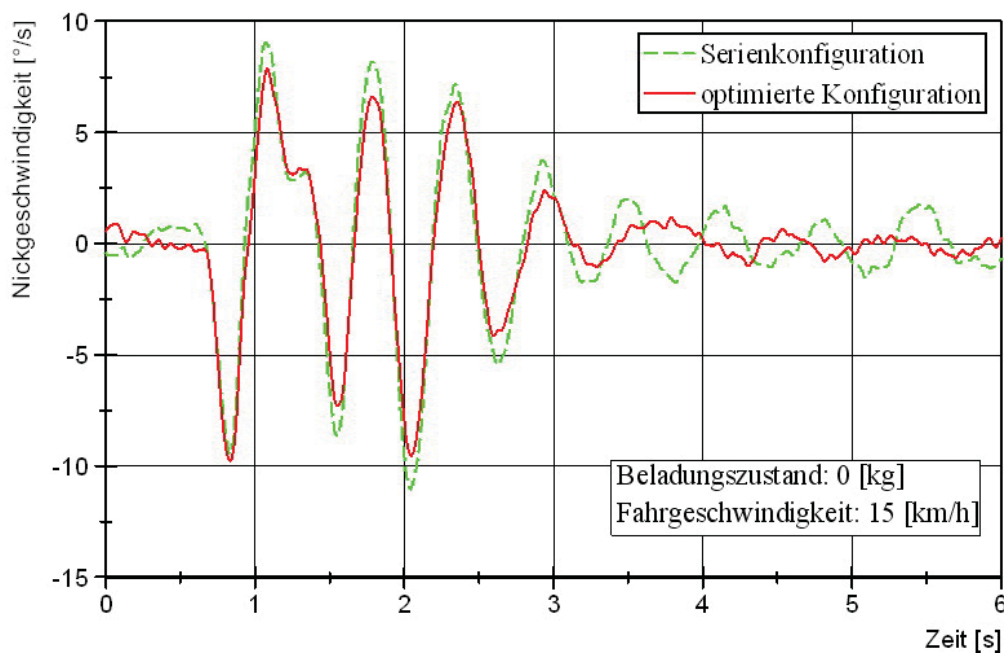
	Speicher 1	Speicher 2	Speicher 3
Vorfüllvolumen [dm <sup>3</sup> ]	2	1,4	0,75
Vorfülldruck [bar]	15	45	75

Nach der Optimierung durch die Simulation, wurde dieses System auch noch messtechnisch überprüft.

## 9.2. Vergleich der Serienkonfiguration mit der optimierten Konfiguration

Abb. 9.1 zeigt den Verlauf der Nickschwingung von der Serienkonfiguration und der neuen, optimierten Konfiguration gegenübergestellt. Es lässt sich feststellen, dass die Amplituden der Serieneinstellung durchgehend größer sind, als jene des optimierten Systems.

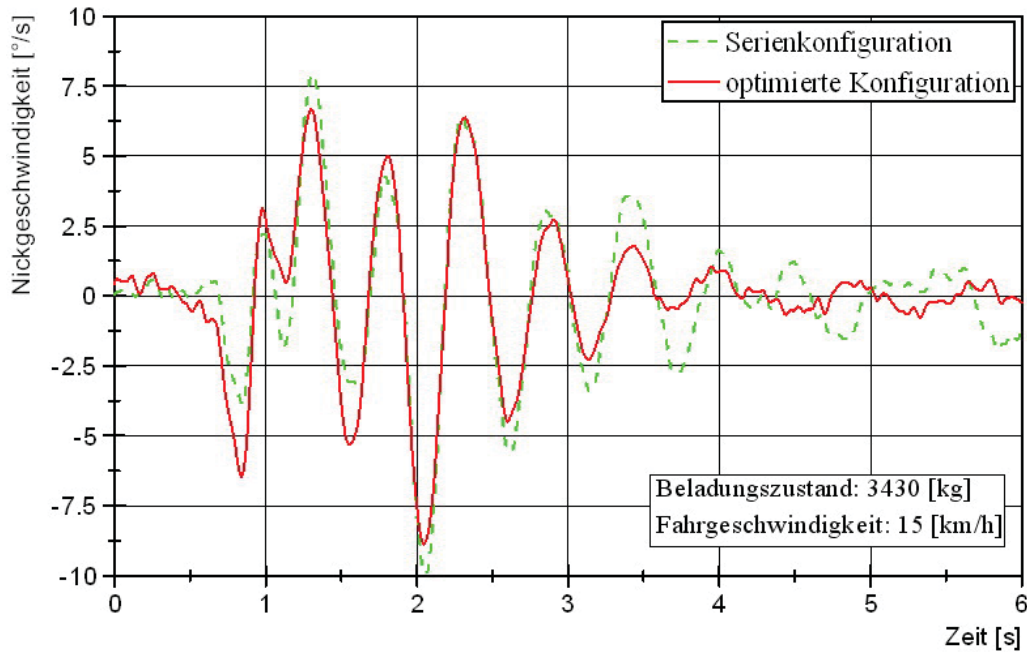
Das erste Minimum ist für beide Abstimmungen gleich groß und lässt sich wiederum auf das Überfahren der Schwelle zurückführen. Die Amplituden des optimierten Systems sind für die ersten zwei Perioden um durchschnittlich 15 Prozent kleiner als bei der Serienkonfiguration. Weiters lässt sich diese Verbesserung auch im Abklingverhalten durch die Berechnung des logarithmischen Dekrements  $\lambda$  feststellen, welches für die Serienkonfiguration einen Wert von 0,50 und für das optimierte System einen Wert von 0,91 ergibt.



**Abb. 9.1:** Vergleich der Nickschwindigkeit von Serienkonfiguration und optimierter Konfiguration bei 15 km/h und leerer Schaufel

Bei halb beladener Schaufel (Abb. 9.2) weist das erste Minimum des optimierten Systems einen um 66 Prozent höheren Wert auf als bei der Serieneinstellung, dafür sind die Amplitudenwerte der darauffolgenden Periode geringer. Weiters ist erkennbar, dass wiederum die optimierte Speichereinstellung ein gegenüber der Serie verbessertes Ausschwingverhalten zeigt.

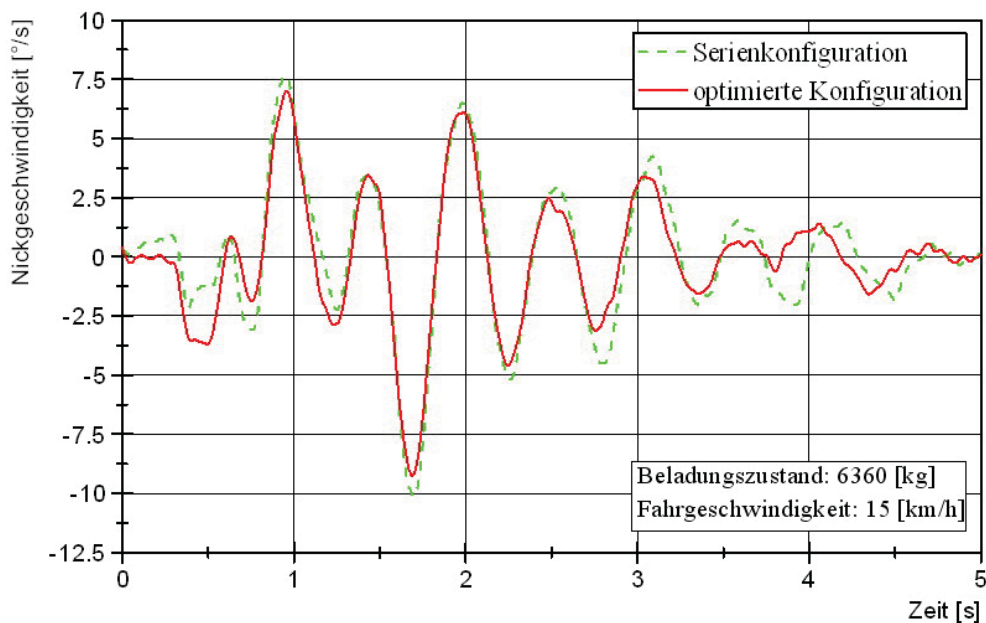




**Abb. 9.2:** Vergleich der Nickgeschwindigkeit von Serienkonfiguration und optimierter Konfiguration bei 15 km/h und halb beladener Schaufel

Die geringsten Unterschiede lassen sich im voll beladenen Zustand (Abb. 9.3) feststellen. Wie schon bei halb beladenem Zustand festgestellt, ist auch in diesem Fall das erste Minimum für das optimierte System größer als für die Serienkonfiguration. Danach weisen beide Systeme nur einen sehr geringen Unterschied im Schwingungsverhalten auf.

Erst beim Ausschwingen scheint die optimierte Konfiguration eine bessere Wirkung zu zeigen als die Serienkonfiguration.



**Abb. 9.3:** Vergleich der Nickgeschwindigkeit von Serienkonfiguration und optimierter Konfiguration bei 15 km/h und voll beladener Schaufel



## 10. Zusammenfassung und Ausblick

Um den Ansprüchen einer höheren Fahrgeschwindigkeit und eines verbesserten Fahrerkomforts gerecht zu werden, ist es notwendig, die Schwingungen, welche beim Betrieb des Radladers auftreten, so gering wie möglich zu halten. Weiters wirkt sich eine Schwingungsminimierung aus Sicht der Betriebsfestigkeit positiv auf die Lebensdauer der Komponenten aus.

Da ein Radlader über keine Fahrwerksfederung verfügt, sind die Reifen und der passive hydropneumatische Fahrschwingungsdämpfer die einzigen Systeme, welche im Stande sind, diese auftretenden Schwingungen zu dämpfen.

Der Fahrschwingungsdämpfer ist ein Schwingungstilger, bei dem das Hubgerüst des Radladers als Tilgermasse dient, die hydropneumatische Speichereinheit die Feder des Tilgers darstellt und die Dämpfung durch die hydraulischen Widerstände abgebildet wird.

Dieser Schwingungstilger kann sowohl Hub- als auch Nickschwingungen minimieren, wobei aus Sicht der Sicherheit das System auf die Nickschwingungen abgestimmt werden sollte, um die Radlastschwankungen so gering wie möglich zu halten.

Bei der Auslegung dieses hydropneumatischen Fahrschwingungsdämpfers steht man der Herausforderung gegenüber, dass die Nickfrequenz des Fahrzeugs mit zunehmender Beladung abnimmt und die Eigenfrequenz des hydropneumatischen Federungssystems einen progressiven Verlauf, bei steigender Beladung, aufweist. Aus diesem Grund sieht man sich der Problematik gegenübergestellt, dass bei einem vorgegebenen, unveränderlichen Vorfüllvolumen und einem vorgegebenen, unveränderlichen Vorfülldruck des Speichers das System nur in einem Betriebspunkt optimal ausgelegt ist.

Die Lösung dieser Problemstellung ergibt sich durch den Einsatz einer Speichereinheit, die mit verschiedenartigen Speichern bestückt ist, welche ein unterschiedliches Vorfüllvolumen und einen unterschiedlichen Vorfülldruck aufweisen. Dadurch kann eine Systemabstimmung erzielt werden, bei der im leeren Beladungszustand zum Beispiel nur ein Speicher aktiv ist und die anderen Speicher aufgrund des höheren Vorfülldruckes an der Federungswirkung nicht teilnehmen und inaktiv bleiben. Auf diese Art und Weise wird es ermöglicht, das hydropneumatische Federungssystem auf mehrere Betriebspunkte optimal auszulegen und für die dazwischenliegenden Betriebspunkte die Abweichung zwischen der Nickfrequenz des Fahrzeugs und der optimalen Tilgerfrequenz zu minimieren.

Die vorliegende Arbeit kann als Leitfaden für die optimale Auslegung des Fahrschwingungstilgers gesehen werden, da neben den Eigenschaften und der Berechnung von hydropneumatischen Federungssystemen auch auf die Berechnung der Hub- und Nickschwingungen des Fahrzeugs eingegangen wird.

Durch die Darstellung des Radladers als ebenes Einspurmodell können die Bewegungsgleichungen für die Hub- und Nickbewegung aufgestellt werden.

Neben dieser analytischen Methode wird die Modellierung in einem Simulationsprogramm aufgezeigt, welches durch eine „Multi-Domain-Simulation“ die Kombination aus einer MKS- und Hydrauliksimulation ermöglicht und dem Anwender die Schnittstellproblematik zwischen der MKS- und der Hydraulikdomäne erspart.

In Kapitel 9 dieser Arbeit wird ein optimiertes hydropneumatisches Fahrschwingungsdämpfersystem aufgezeigt und mit der Serienkonfiguration in Hinblick auf die auftretenden Nickschwingungen verglichen.

Da bei diesem optimierten System ein Speicher zum Einsatz kommt, der den minimal erforderlichen Vorfülldruck unterschreitet ist zu überprüfen, wie sich diese Druckabsenkung auf die Lebensdauer der Membrane des Speichers auswirkt.

Durch die Tatsache, dass die Dämpfung des Schwingungstilgungssystems vom Druckverlust der Bauteile zwischen Hubzylinderboden und Speichereinheit bestimmt wird und nur eingeschränkt verändert werden kann, wurde das Hauptaugenmerk in dieser Arbeit auf die Bestimmung des idealen Vorfüllvolumens und des idealen Vorfülldrucks der Speichereinheit gelegt. Weiterführend wäre es jedoch sinnvoll, die Einflüsse von verschiedenen hohen Druckverlusten simulativ sowie versuchstechnisch zu untersuchen.

Hinsichtlich der Simulation des Radladers ist die lineare Feder- und Dämpferkennlinie durch eine nichtlineare Kennlinie, welche mit dem Reifenhersteller ermittelt werden muss, zu ersetzen. In weiterer Folge ist es denkbar, das sehr einfache Reifenmodell, welches derzeit durch ein dreidimensionales Feder-Dämpfer-Element dargestellt wird mit einem Modell zu ersetzen, mit dem auch Lenkbewegung des Fahrzeugs realisiert werden können.

## 11. Literaturverzeichnis

- [1] Bauer, W.: Hydropneumatische Federungselemente, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2008, ISBN 978-3-540-73640-0
- [2] Czichos, H.: Mechatronik: Grundlagen und Anwendungen technischer Systeme, 2. Auflage, Vieweg-Teubner Verlag, Wiesbaden 2008, ISBN 978-3-8348-0373-3
- [3] Den Hartog, J.P.: Mechanische Schwingungen, Springer-Verlag Berlin Göttingen Heidelberg, 1952
- [4] Dresig, H.; Holzweißig, F.: Maschinendynamik, 8. Auflage, Springer Berlin Heidelberg New York, 2007, ISBN 978-3-540-72032-4
- [5] Heißing, B., Ersoy, M.: Fahrwerkhandbuch, 2. Auflage, Vieweg-Teubner Verlag, Wiesbaden 2008, ISBN 978-3-8348-0444-0
- [6] Hirschberg, W.: Vorlesungsskriptum Fahrzeugdynamik, Graz 2008
- [7] Gies, S., Nied-Menninger, T.: Fahr- und Lenkverhalten von Radladern, Schriftenreihe der Bundesanstalt für Arbeitsschutz, Dortmund 1993, ISBN 3-89429-354-3
- [8] Imrich, W.: Vorlesungsskriptum Maschinendynamik, Leoben 2008
- [9] Kunze, G.; Göhring, H.; Jacob K.: Baumaschinen – Erdbau- und Tagebaumaschinen, Friedr. Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft mbH, Braunschweig/Wiesbaden 1994
- [10] Lehr, E.: Schwingungstechnik. Bd. II, Verl. Springer, Berlin 1934
- [11] Mitschke, M.; Wallentowitz, H.: Dynamik der Kraftfahrzeuge, 4. Auflage, Springer Verlag Heidelberg Berlin 2004, ISBN 3-540-42011-8
- [12] Neubauer, M.: Schwingungsschutz, Schwingungsmessung, aktive Systeme, Vorlesungsskriptum, 2009
- [13] Schiehlen, W.; Eberhard, P.: Technische Dynamik: Modelle für Regelung und Simulation
- [14] Surek, D., Stempin, S.: Angewandte Strömungsmechanik für Praxis und Studium, 1. Auflage, B.G. Teubner Verlag, Wiesbaden 2007, ISBN 978-3-8351-0118-0

- [15] Theissen, H.: Die Berücksichtigung instationärer Rohrströmung bei der Simulation hydraulischer Anlagen. Dissertation. RWTH Aachen 1983
- [16] Ulrich, A.: Untersuchungen zur Fahrdynamik von Traktoren mit und ohne Anbaugeräte, Dissertation, TU Berlin, Berlin 1983
- [17] Will, D.; Gebhardt, N.: Hydraulik: Grundlagen, Komponenten, Schaltungen, 4. Auflage, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2008, ISBN 978-3-540-79534-6
- [18] Analog Devices, Betriebsanleitung Tri-Axis-Inertial-Sensor ADIS 16350, 2007
- [19] ASM GmbH Automation Sensorik Messtechnik, Betriebsanleitung Seilzugsensor, [http://www.asm-sensor.com/asm/pdf/pro/ws10\\_de.pdf](http://www.asm-sensor.com/asm/pdf/pro/ws10_de.pdf)
- [20] Bosch Rexroth: Produktdatenblatt RSM-Modul (RD 64617/05.04)
- [21] Homepage der TU Graz:  
[http://www.mel.tugraz.at/projekte\\_kooperationen/projekte/simulink/simulink.html](http://www.mel.tugraz.at/projekte_kooperationen/projekte/simulink/simulink.html)
- [22] Homepage des Magazins: Elektronik Praxis  
<http://www.elektronikpraxis.vogel.de/index.cfm?pid=900&pk=96937>
- [23] Liebherr Service Handbuch L576
- [24] Robert Bosch GmbH, Kraftfahrzeugtechnisches Taschenbuch, 23. Auflage, Vieweg Verlag, Wiesbaden 1999, ISBN 3-528-03876-4