

Aus dem Institut für Agrartechnik  
Universität Hohenheim  
Fachgebiet: Grundlagen der Agrartechnik

on and similar papers at [core.ac.uk](https://core.ac.uk)

provided by Elektronische Publikationen

# **Nickschwingungsdämpfung und Radlastmanagement für Traktorgespanne mit Starrdeichselverbindung**

Dissertation  
zur Erlangung des Grades eines Doktors  
der Agrarwissenschaften

vorgelegt

der Fakultät Agrarwissenschaften

von

Boris Marx

aus Elsenborn / Belgien

2016

Die vorliegende Arbeit wurde am 30.11.2015 von der Fakultät Agrarwissenschaften der Universität Hohenheim als „Dissertation zur Erlangung des Grades eines Doktors der Agrarwissenschaften“ angenommen.

Tag der mündlichen Prüfung:	11.01.2016
Leiter der Prüfung:	Prof. Dr. rer. nat. T. Streck
Berichterstatter, 1. Prüfer:	Prof. Dr.-Ing. S. Böttinger
Mitberichterstatter, 2. Prüfer:	Prof. Dr.-Ing. B. Johanning
Mitberichterstatter, 3. Prüfer:	Prof. Dr. sc. agr. H. W. Griepentrog

**Boris Marx**

**Nickschwingungsdämpfung und  
Radlastmanagement für Traktorgespanne  
mit Starrdeichselverbindung**

D 100 (Diss. Universität Hohenheim)

Shaker Verlag  
Aachen 2016

**Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek**

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über <http://dnb.d-nb.de> abrufbar.

Zugl.: Hohenheim, Univ., Diss., 2016

Copyright Shaker Verlag 2016

Alle Rechte, auch das des auszugsweisen Nachdruckes, der auszugsweisen oder vollständigen Wiedergabe, der Speicherung in Datenverarbeitungsanlagen und der Übersetzung, vorbehalten.

Printed in Germany.

ISBN 978-3-8440-4455-3

ISSN 0931-6264

Shaker Verlag GmbH • Postfach 101818 • 52018 Aachen

Telefon: 02407 / 95 96 - 0 • Telefax: 02407 / 95 96 - 9

Internet: [www.shaker.de](http://www.shaker.de) • E-Mail: [info@shaker.de](mailto:info@shaker.de)

Für meinen Großonkel Karl Marx



## Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Zeit als Wissenschaftlicher Mitarbeiter im Labor für Landtechnik und mobile Arbeitsmaschinen an der Hochschule Osnabrück in Kooperation mit der Universität Hohenheim und der Fa. Kotte Landtechnik GmbH & Co. KG. Das Projekt wurde von der Arbeitsgruppe Innovative Projekte (AGIP) gefördert, ihr sei an dieser Stelle gedankt.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. Stefan Böttinger für seine enge und zuverlässige Betreuung. Die zahlreichen nützlichen Hinweise und Anregungen in den fachlichen Gesprächen sowie der offene und freundliche Umgang haben mich stets motiviert und sehr zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen. Die Besuche in Stuttgart am Institut für Agrartechnik werde ich in bester Erinnerung behalten. Herrn Prof. Dr.-Ing. Bernd Johanning danke ich außerordentlich für die Möglichkeit, das Forschungsprojekt durchzuführen. Seine wohlwollende Unterstützung bei der Bearbeitung sowie seine hilfreichen Ratschläge, auch in Bezug auf Veröffentlichungen und Präsentationen, waren eine große Bereicherung für mich. Ich danke Herrn Prof. Dr. sc. agr. Hans W. Griepentrog für die Mitberichterstattung und Herrn Prof. Dr. rer. nat. Thilo Streck für die Leitung der Prüfung.

Die Fa. Kotte Landtechnik GmbH & Co. KG stand dankenswerterweise mit den Versuchsträgern sowie fachlichem Rat, besonders durch Herrn Jürgen Pohl, zur Verfügung. Ebenfalls danke ich den Kolleginnen und Kollegen in Hohenheim und Osnabrück - neben dem angenehmen Arbeitsklima sowie der Hilfsbereitschaft - für die Unterstützung bei den Versuchen und bei der Erstellung des Manuskripts sowie den anregenden fachlichen Diskussionen.

Danken möchte ich ebenfalls meinen Eltern Roger Marx und Rosewitha Langer, die mir diese Ausbildung überhaupt erst ermöglicht und mich die ganze Zeit über bestmöglich unterstützt haben. Folgenden Personen möchte ich danken, denn sie haben in den letzten Jahren mit weisen Worten und hilfreichen Ratschlägen Einfluss auf meine persönliche Entwicklung und damit auch auf die der Arbeit genommen: Urs-Adrian von Wulfen, Jonas Schubert, Lena Kötter, Sabine Joost und Max Demian. Zu guter Letzt gilt mein allergrößter Dank meiner Freundin Sonja Nitschke, welche über all die Monate hinweg loyal sowie hilfsbereit an meiner Seite stand und mich liebevoll, an einfachen wie an schwierigen Tagen, unterstützt hat.

Osnabrück, im April 2016

Boris Marx





# Inhaltsverzeichnis

Zusammenfassung	V
Abstract	VIII
Abkürzungsverzeichnis	XI
Formelzeichenverzeichnis	XIII
<b>1 Einleitung</b>	<b>1</b>
<b>2 Stand der Forschung</b>	<b>5</b>
2.1 Ackerschleppermodellierung . . . . .	5
2.1.1 Computergestützte und signalorientierte Simulation . . . . .	6
2.1.2 Mehrkörpersimulation . . . . .	6
2.2 Reifenmodellierung . . . . .	8
2.2.1 Physikalische Reifenmodelle . . . . .	9
2.2.2 Empirische Reifenmodelle . . . . .	9
2.2.3 Hohenheimer Reifenmodell . . . . .	9
2.3 Fahrodynamikuntersuchungen und -verbesserungen . . . . .	12
2.3.1 Rumpffederung . . . . .	13
2.3.2 Kabinenfederung . . . . .	15
2.3.3 Sitzfederung . . . . .	16
2.4 Traktionsuntersuchungen . . . . .	18
2.4.1 Triebachslasterhöhung . . . . .	18
2.4.2 Optimale Radlastverteilung . . . . .	19
2.4.3 Zugkraftoptimierung beim Pflügen . . . . .	21
2.5 Ziele dieser Arbeit . . . . .	22
<b>3 Theoretische Ansätze</b>	<b>24</b>
3.1 Nickschwingungsdämpfung . . . . .	24
3.1.1 Passive Nickschwingungsdämpfung . . . . .	29
3.1.2 Adaptive Nickschwingungsdämpfung . . . . .	36
3.2 Passives Radlastmanagement . . . . .	41
3.3 Zusammenfassung der theoretischen Ansätze . . . . .	47
<b>4 Gespannmodell eines Traktors mit Starrdeichselverbindung und Topzylinder</b>	<b>49</b>
4.1 Aufbau des Modells . . . . .	49

4.2	Modellierung der Federungssysteme . . . . .	52
4.2.1	Hydropneumatische Federungen . . . . .	52
4.2.2	Anhängerachsfederung . . . . .	58
4.3	Integration des Hohenheimer Reifenmodells . . . . .	60
4.4	Gesamtmodell . . . . .	62
<b>5</b>	<b>Fahrversuche</b>	<b>64</b>
5.1	Nickschwingungsdämpfung . . . . .	64
5.2	Radlastmanagement . . . . .	67
5.2.1	Statische Messungen . . . . .	67
5.2.2	Zugkraft-Schlupf-Messungen . . . . .	67
5.3	Datenerfassung und -auswertung . . . . .	71
<b>6</b>	<b>Validierung des Gespannmodells</b>	<b>73</b>
6.1	Einfluss der Fahrgeschwindigkeit . . . . .	77
6.2	Einfluss des Frontgewichts . . . . .	79
6.3	Einfluss der Anhängermasse . . . . .	82
6.4	Bewertung des Gespannmodells . . . . .	85
6.5	Auslegung des Topzylinders . . . . .	86
<b>7</b>	<b>Darstellung und Bewertung der Versuchsergebnisse</b>	<b>90</b>
7.1	Nickschwingungsdämpfung . . . . .	90
7.1.1	Statische Vorderachslasten . . . . .	90
7.1.2	Gütekriterien für adaptiven Topzylinder bei Hindernisüberfahrt	91
7.1.3	Bewertung von Fahrsicherheit und Fahrkomfort bei Straßenfahrt . . . . .	95
7.1.4	Effektivwerte und Druckfaktor für den adaptiven Topzylinder bei Straßenfahrt . . . . .	96
7.1.5	Bewertung des passiven und adaptiven Topzylinders bei Hindernisüberfahrt und Straßenfahrt . . . . .	99
7.2	Radlastmanagement . . . . .	107
7.2.1	Bewertung des Radlasteinflusses . . . . .	107
7.2.2	Optimales Radlastverhältnis . . . . .	109
7.2.3	Statische Radlasten . . . . .	110
7.2.4	Zugkraft-Schlupf-Kurven aus Versuch 1 . . . . .	111
7.2.5	Zugkraft-Schlupf-Kurven aus Versuch 2 . . . . .	114
7.2.6	Bewertung des Topzylinders bei Feldfahrt . . . . .	115
<b>8</b>	<b>Fazit und Ausblick</b>	<b>121</b>

<b>9 Anhang</b>	<b>124</b>
<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>135</b>



## Zusammenfassung

Die wesentlichen Ziele bei der Entwicklung von Traktorfahrwerken für die Straßenfahrt lauten Fahrkomfort und Fahrsicherheit. Durch steigende Transportgeschwindigkeiten, wachsende Hof-Feld-Entfernungen und zunehmende Gütermengen sind die physischen Belastungen auf den Fahrer wichtige Bewertungskriterien. Darüber hinaus muss die Lenkbarkeit des Traktors in jeder Fahrsituation gewährleistet sein. Entsprechend wurden in den letzten Jahrzehnten unterschiedliche Federungssysteme - u. a. für die Vorderachse, die Hinterachse, die Kabine und den Fahrersitz - entwickelt und in die Serie überführt. Bei der Feldarbeit im Allradbetrieb kommt durch die hohen Fahrzeugmassen der richtigen Gewichtsverteilung an Vorder- und Hinterreifen für die Traktion eine bedeutende Rolle zu. Gleichzeitig sollen mit Blick auf die Bodenschadverdichtung die Radlasten möglichst gering sein. Diese Anforderungen werden z. B. durch Reifenluftdruckregelanlagen erfüllt. Neben den genannten Lösungen wird in der Landtechnik weiterhin das Frontgewicht eingesetzt, um bei Straßenfahrt die nach der StVZO nötige Mindestlast an der Vorderachse hinsichtlich Lenkbarkeit und auf dem Feld die richtige Gewichtsverteilung in Bezug auf die Traktion einzustellen.

Im Fokus dieser Arbeit stand die wissenschaftliche Untersuchung eines weiteren Lösungsansatzes, welcher gleichzeitig die Funktion des Frontgewichts ersetzen kann. Der sogenannte Topzylinder, eingebaut in Längsrichtung oberhalb der Koppelebene an Traktorgespannen mit Starrdeichselverbindung, kann sowohl auf der Straße als auch auf dem Feld - hier ist er bereits im Praxiseinsatz - verwendet werden. Durch ein gegenseitiges Verspannen von Traktor und Starrdeichselanhänger können mit Hilfe des Topzylinders die Fahrzeugschwingungen sowie die Radlasten beeinflusst werden. Die wesentlichen Ziele dieser Arbeit lauteten:

- Entwicklung einer passiven und adaptiven Schwingungsdämpfung für die Transportfahrt zur Verbesserung der Fahrsicherheit und des Fahrkomforts bei gleichzeitigem Verzicht auf das Frontgewicht.
- Entwicklung eines Radlastmanagements für die Feldfahrt allradbetriebener Schlepper zur Verbesserung der Traktion und zum Verzicht auf das Frontgewicht.

Im theoretischen Teil der Arbeit wurde zunächst die Stabilität eines einfachen Schwingungsmodells mit drei Freiheitsgraden betrachtet. Mit dem Topzylinder als passives oder adaptives Feder-Dämpfer-Element lassen sich die Eigenwerte in den stabileren Bereich verschieben und die Dämpfungsmaße steigen an. Die daraus

resultierende Schwingungsdämpfung - auch ohne Frontgewicht - wurde mit simulierten Verläufen bestätigt. Mit einem Modell zur Betrachtung der statischen Vorder- und Hinterradlasten des Traktors wurde veranschaulicht, dass der Topzylinder mit einer entsprechenden Kraft das für die Traktion optimale Radlastverhältnis - berechnet anhand der maximalen Reifentragfähigkeiten - bei gleichzeitigem Verzicht auf das Frontgewicht einstellen kann.

Aufbauend auf den Erkenntnissen zur Schwingungsdämpfung wurde ein zweidimensionales Gespannmodell eines Traktors mit Starrdeichselverbindung und Topzylinder mit insgesamt 13 Freiheitsgraden sowie integriertem Hohenheimer Reifenmodell erstellt. Das Modell ist mit Versuchsergebnissen unter Berücksichtigung der Einflussgrößen Fahrgeschwindigkeit, Frontgewicht und Anhängerbeladung validiert worden. Gleichzeitig konnte mit dem Modell das vertikale Schwingungsverhalten des Gespanns analysiert und der Topzylinder als passives sowie adaptives hydropneumatisches Feder-Dämpfer-Element ausgelegt werden.

Der praktische Teil der Arbeit bestand darin, in Fahr- bzw. Feldversuchen den Einfluss des Topzylinders zu beurteilen. Für den Anwendungsfall auf der Straße wurde das Gespann mit einem Einzelhindernis sowie einem Betonplattenweg zu Schwingungen angeregt. Aus den gemessenen Beschleunigungen und hydraulischen Drücken sind mit Gütekriterium, Effektivwert sowie Druckfaktor drei Bewertungsgrößen herangezogen worden. Die Verwendung des Topzylinders auf dem Feld wurde mit Zugkraft-Schlupf-Versuchen untersucht. Dabei sind mit dem Topzylinder und dem Frontgewicht unterschiedliche Radlastverhältnisse eingestellt worden. Die wichtigsten Erkenntnisse aus den praktischen Versuchen lauten:

- Der in Bezug auf Drossel sowie Druckspeicher optimal ausgelegte Topzylinder beeinflusst das Gespann bei Straßenfahrt so, dass die Nickschwingungen des Traktorrumpfs gedämpft werden. Dies hat geringere Schwankungen sowohl an der Vorderachse als auch am Fahrersitz zur Folge. Ferner ersetzt der Topzylinder aufgrund der statischen Vorspannung die Funktion des Frontgewichts.
- Der Topzylinder beeinflusst bei Feldarbeit das Radlastverhältnis und damit die Traktion so, dass bei konstantem Schlupf eine Zugkraftreserve bzw. bei konstanter Zugkraft ein geringerer Schlupf vorliegt. Zudem ist für eine optimale Traktion das durch den Topzylinder eingestellte, optimale Radlastverhältnis wichtiger als die durch den Einsatz des Frontgewichts höhere Schleppermasse.

Mit den Ergebnissen dieser Forschungsarbeit sind die Grundlagen gelegt worden,

um mit dem Topzylinder als weiterem Lösungsbaustein die oben genannten Ziele Fahrsicherheit und Fahrkomfort sowie optimale Traktion zu erreichen. Parallel dazu kann der Topzylinder das Frontgewicht ersetzen - mit einer möglichen Steigerung der Nutzlast oder einer geringeren Bodenbelastung als Folge.

## Abstract

The essential aims regarding the development of tractor chassis for road traffic are driving comfort and road safety. Increasing transportation speed, further field - courtyard distances and of course higher loads affect the physical stress level of the driver and hence become assessment criteria of major importance. Above all, the steerability of the vehicle has to be secured no matter what in everyday driving situations. Therefore, different suspension systems - e.g. for the front axle, the rear axle, the driver's cab and seat - have been educated over the last decades and are realised in the production series. When it comes to field work, the right weight distribution over front and rear tyres during four-wheel drive play a quintessential role for the engine's traction performance. Never the less one should keep in mind that higher wheel loads may increase the field's soil density to a deleterious level. Often, a standard tyre inflation pressure control system can meet these requirements. Aside from these solutions in agricultural engineering, the application of front weight is still necessary to achieve the minimum front load set by the German Road Traffic Licensing Regulations (StVZO) regarding steerability and the tractive performance on off-road ground.

The main focus of the present work lies on the scientific study of another approach which is thought to make up for the current function of the front load. The so-called top cylinder longitudinal installed above the tractor-trailer connection of tractor-trailer combinations with rigid drawbars can have the same applicability for the on-street traffic as for the on-field utilization where it is already under usage. The vehicle's vibrations as well as the wheel loads can be affected by vice versa tensioning the rigid drawbar trailer and the tractor with the top cylinder as principal component. The aims of this thesis are:

- Engineering a passive and adaptive vibration damping system to improve driving safety and comfort during transport while forgoing front weight.
- Developing a wheel load management for four-wheel drive tractors for enhancing the on-field traction and still relinquishing any additional front weight.

The theoretical part captures the stability of a simple vibration model under three different degrees of freedom. When adding the top cylinder as a passive and adaptive spring-damper element the eigenvalues transfer to a more stable area leading to an increase in the damping factors. Simulations confirm the resulting vibration



damping - without any additional front weight. A second model is used to illustrate the static front and rear loads of the engine while again waiving the front weight. Indeed, the strength of the top cylinder is able to adjust the axle-load ratio to an optimum which is crucial for the right traction. The maximum tyre load capacity is used for the calculation of the axle load ratio.

Built on the finding of this vibration damping behavior, another two-dimensional vibration model of a tractor-trailer combination with a rigid drawbar is created under a total number of 13 degrees of freedom as well as including the top cylinder and integrating the Hohenheim tyre model. The model gets validated considering the three influencing variables driving speed, front load and trailer load. Upon this, the model is also able to analyse the constellations vertical vibration behaviour, yielding an interpretation of the top cylinder as a passive and an adaptive hydropneumatic spring-damper element.

The practical section of this work evaluates the influence of the top cylinder on the tractor-trailer combination during driving tests and on-field trials. For the on-street application a single obstacle and a concrete-paved ground serve as vibrations exciter. Three evaluation parameters are taken from the measured acceleration and hydraulic pressure: quality criterion, effective value and pressure factor. The top cylinders usability is studied in tractive power-slip-trials undergoing different adjustments of the wheel-load distribution by using the top cylinder and the front weight. The major observations are:

- When the top cylinder is set up optimally in respect to its throttle and pressure accumulator, it affects the tractor-trailer combination on the street by dampening the pitch oscillations of the tractor body, leading to a vibration reduction in front axle and driver seat. Moreover, the top cylinder substitutes additional front weight due to its static preload.
- During fieldwork the top cylinder has a great influence on the wheel-load distribution, thus on the traction. A constant slip entails a traction power reserve and a constant tractive power comes with a reduced slipping behaviour. Furthermore, optimal traction through optimal wheel-load distribution under the application of the top cylinder supersedes the increasement of the combination's pure mass by using front weight.

The results of this research lay the cornerstone for further studies of the top cylinder as solution module in order to optimise the primary goals: road safety and driving comfort and last but not least achieving ideal tractive behaviour. As assumed, the

top cylinder is able to rule out the front weight and hence makes it possible to increase the payload or to reduce the ground's soil load.

## Abkürzungsverzeichnis

<b>mFG-oTZ</b>	Mit Frontgewicht, ohne Topzylinder
<b>oFG-mpTZ</b>	Ohne Frontgewicht, mit passivem Topzylinder
<b>oFG-oTZ</b>	Ohne Frontgewicht, ohne Topzylinder
<b>AA1</b>	Anhängerachse 1
<b>ABF</b>	Anhängerblatffederung
<b>AD</b>	Anhängerdämpfung
<b>ALF</b>	Anhängerluftfederung
<b>AR</b>	Anhängerreifen
<b>AR1</b>	Anhängerreifen 1
<b>AR2</b>	Anhängerreifen 2
<b>AR3</b>	Anhängerreifen 3
<b>BBodSchG</b>	Bundes-Bodenschutzgesetz
<b>CSD</b>	Control System Design
<b>DBV</b>	Druckbegrenzungsventil
<b>DF</b>	Deichselfederung
<b>DMS</b>	Dehnungsmessstreifen
<b>EHR</b>	Elektronische Hubwerksregelung
<b>FZ</b>	Formelzeichen
<b>FS</b>	Fahrersitz
<b>GSM</b>	Gespannmodell
<b>HRM</b>	Hohenheimer Reifenmodell
<b>KF</b>	Kabinenfederung
<b>MAB</b>	MicroAutoBox
<b>MKS</b>	Mehrkörpersimulation
<b>PK</b>	Parameterkombination
<b>PKW</b>	Personenkraftwagen

<b>REM</b>	Radlastersatzmodell
<b>RMS</b>	Root Mean Square
<b>SEM</b>	Schwingungsersatzmodell
<b>SF</b>	Sitzfederung
<b>StVZO</b>	Straßenverkehrszulassungsordnung
<b>TR</b>	Traktorrumpf
<b>THR</b>	Traktorhinterreifen
<b>TVR</b>	Traktorvorderreifen
<b>TZ</b>	Topzylinder
<b>VA</b>	Vorderachse
<b>VAF</b>	Vorderachsfederung

## Formelzeichenverzeichnis

Symbol	Bedeutung	Einheit
$\alpha$	Drosselbeiwert	-
$\alpha_M$	Neigung Anhängerdämpfung	rad
$\alpha_{VAF}$	Neigung Vorderachsfederung	rad
$\beta_{FL}$	Pressziffer	$\frac{\text{m}^2}{\text{N}}$
$\Delta F_{RV}$	Dynamische Traktorvorderradlast	N
$\Delta p$	Druckdifferenz	$\frac{\text{N}}{\text{m}^2}$
$\Delta V$	Verschiebevolumen	$\text{m}^3$
$\eta$	Radwirkungsgrad	-
$\gamma$	Reifenauslastung	%
$\kappa$	Triebkraftbeiwert	-
$\lambda_{i,i+1}$	Eigenwerte	-
$\mu_V$	Viskoser Reibbeiwert	$\frac{\text{kg}}{\text{s}}$
$\omega_R$	Raddrehzahl	$\frac{1}{\text{s}}$
$\omega_{0,i}$	Eigenkreisfrequenzen	$\frac{1}{\text{s}}$
$\Phi F_V$	Spektrale Leistungsdichte dynamische Vorderradlast	$\frac{\text{kN}^2}{\text{Hz}}$
$q$	Rollwiderstand	-
$q_{FL}$	Fluiddichte	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
$\sigma$	Schlupf	%
$\varphi_A$	Nickbewegung Anhänger	rad
$\varphi_D$	Nickbewegung Deichsel	rad
$\varphi_K$	Nickbewegung Kabine	rad

$\varphi_{M,i}$	Nickbewegung Anhängerachsstab	rad
$\varphi_R$	Nickbewegung Anhängerrumpf	rad
$\varphi_{TR}$	Nickbewegung Traktorrumpf	rad
$\varphi_T$	Nickbewegung Traktor	rad
$a$	Beschleunigung	$\frac{m}{s^2}$
$a_{FRH,N}$	Steigung der normierten Hinterradlast	%
$a_{FRV,N}$	Steigung der normierten Vorderradlast	%
$a_{FRVRH,N}$	Steigung der normierten Traktorradlast	%
$a_{1-6}$	Koeffizienten der charakteristischen Gleichung	-
$a_W$	Spektrale Leistungsdichte Fahrersitz	$\frac{m^2}{s^3}$
$\underline{A}$	Koeffizientenmatrix	m
$A_{DR}$	Drosselquerschnitt	m <sup>2</sup>
$A_{KS}$	Kolbenstangenfläche	m <sup>2</sup>
$A_K$	Kolbenfläche	m <sup>2</sup>
$A_{SW}$	Amplitude Sinuswelle	m
$\underline{b}$	Spaltenvektor	N ; Nm
$b_{BF}$	Blattfederbreite	m
$c_A$	Federsteifigkeit Anhängerreifen	$\frac{N}{m}$
$c_{BF,R}$	Federsteifigkeit rechte Blattfederseite	$\frac{N}{m}$
$c_H$	Federsteifigkeit Traktorhinterreifen	$\frac{N}{m}$
$c_{KH}$	Federsteifigkeit Kabinenhinterfederung	$\frac{N}{m}$
$c_{KV}$	Federsteifigkeit Kabinenvorderfederung	$\frac{N}{m}$
$c_{LBF}$	Federsteifigkeit Luft- und Blattfederung	$\frac{N}{m}$

$c_{LF}$	Federsteifigkeit Luftfederung	$\frac{N}{m}$
$c_S$	Federsteifigkeit Sitzfederung	$\frac{N}{m}$
$c_{T, VAF}$	Federsteifigkeit Torsionsfeder Vorderachsfederung	$\frac{N}{m}$
$c_T$	Federsteifigkeit Topzylinder	$\frac{N}{m}$
$c_V$	Federsteifigkeit Traktorstreifen	$\frac{N}{m}$
$c_{1Z}$	Vertikaler Steifigkeitsbeiwert	$\frac{N}{m}$
$c_{2Z}$	Vertikaler Steifigkeitsbeiwert	-
$\underline{C}$	Steifigkeitsmatrix	$\frac{N}{m}$ ; N ; N · m
$C_{FL}$	Hydraulische Fluidkapazität	$\frac{m^5}{N}$
$C_G$	Gesamte hydraulische Kapazität	$\frac{m^5}{N}$
$C_H$	Hydraulische Kapazität	$\frac{m^5}{N}$
$C_{LTG}$	Hydraulische Leitungskapazität	$\frac{m^5}{N}$
$d_{TOR}$	Durchmesser Torsionsfeder	m
$d_{1Z}$	Vertikaler Dämpfungsbeiwert	$\frac{N \cdot s}{m}$
$d_{2Z}$	Vertikaler Dämpfungsbeiwert	-
$D_i$	Dämpfungsmaße	-
$\underline{E}$	Anregungsmatrix	$\frac{N}{m}$ ; N
$E$	Elastizitätsmodul	$\frac{N}{m^2}$
$f_{0,i}$	Eigenfrequenzen	Hz
$f_{1-5}$	Zwischengrößen für Zugkraft-Schlupf-Ersatzfunktionen	-
$f_{AR,i}$	Anhängerreifenverformung in z-Richtung	m
$f_A$	Versatz Anhängerreifen	m
$f_H$	Versatz Traktorstreifen	m

$f_{THR}$	Traktorhinterreifenverformung in z-Richtung	m
$f_{TVR}$	Traktorvorderreifenverformung in z-Richtung	m
$f_V$	Versatz Traktorvorderreifen	m
$f_{ZR}$	Reifenverformung in z-Richtung	m
$f$	Frequenz	Hz
$\underline{E}$	Anregungsmatrix	$\frac{N \cdot s}{m}$ ; N
$F_{AR,i}$	Anhängerreifenvertikalkraft	N
$F_{DF}$	Feder-Dämpfer-Kraft Deichselfederung	N
$F_{DX}$	Deichselkraft in x-Richtung	N
$F_{DYN}$	Dynamische Radlast	N
$F_{DZ}$	Deichselkraft in z-Richtung	N
$F_{FD}$	Feder-Dämpfer-Kraft	N
$F_{HA}$	Antriebskraft Traktorhinterreifen	N
$F_{RA}$	Anhängerradlast	N
$F_{RH}$	Traktorhinterradlast	N
$F_{RV+RH}$	Traktorrادlast	N
$F_{RV}$	Traktorvorderradlast	N
$F_R$	Radlast	N
$F_{STAT}$	Statische Radlast	N
$F_{THR}$	Traktorhinterreifenvertikalkraft	N
$F_{TVR}$	Traktorvorderreifenvertikalkraft	N
$F_{TZ,0}$	Statische Topzylinderkraft	N
$F_{TZ}$	Topzylinderkraft	N



$F_{VAF}$	Feder-Dämpfer-Kraft Vorderachsfederung	N
$F_{VA}$	Antriebskraft Traktorstvorderreifen	N
$F_{Z,D}$	Vertikale Reifendämpfungskraft	N
$F_{Z,F}$	Vertikale Reifenfederkraft	N
$F_{ZR}$	Reifenvertikalkraft	N
$F_Z$	Zugkraft	N
$g$	Erdbeschleunigung	$\frac{m}{s^2}$
$G$	Schubmodul	$\frac{N}{m^2}$
$\underline{h}$	Erdbeschleunigungsvektor	kg ; kg · m
$h_{BF}$	Blattfederhöhe	m
$h_{GZ}$	Abstand Boden-Kupplungspunkt	m
$h_G$	Abstand Boden-Schwerpunkt	m
$h_H$	Hindernishöhe	m
$h_{KT}$	Abstand Kupplungspunkt-Topzylinder	m
$h_K$	Abstand Kupplungspunkt-Schwerpunkt	m
$h_{LB}$	Höhe Luftbalg	m
$h_T$	Abstand Schwerpunkt-Topzylinder	m
$\underline{i}$	Topzylindervektor	m
$i$	Laufindex	-
$Im$	Imaginärteil	-
$Im_{\lambda_i}$	Imaginärteil der Eigenwerte	-
$j$	Imaginäre Einheit	-
$J_A$	Massenträgheitsmoment Anhänger	kg · m <sup>2</sup>

$J_T$	Massenträgheitsmoment Traktor	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$
$J_{\Delta FRV}$	Gütekriterium Traktorvorderradlast	$\text{N}^2 \cdot \text{s}$
$J_D$	Massenträgheitsmoment Deichsel	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$
$J_K$	Massenträgheitsmoment Kabine	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$
$J_M$	Massenträgheitsmoment Anhängerachsstab	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$
$J_{NB}$	Gütekriterium Traktornickbeschleunigung	$\frac{\text{rad}^2}{\text{s}^3}$
$J_{PVAF}$	Gütekriterium dynamischer Druck Vorderachsfederung	$\text{bar}^2 \cdot \text{s}$
$J_R$	Massenträgheitsmoment Anhängerrumpf	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$
$J_{SB}$	Gütekriterium Sitzbeschleunigung	$\frac{\text{m}^2}{\text{s}^3}$
$J_{TRNB}$	Gütekriterium Traktornickbeschleunigung	$\frac{\text{rad}^2}{\text{s}^3}$
$J_{TR}$	Massenträgheitsmoment Traktorrumpf	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$
$J_{VAB}$	Gütekriterium Vorderachsbeschleunigung	$\frac{\text{m}^2}{\text{s}^3}$
$J_{VB}$	Gütekriterium Traktorvertikalbeschleunigung	$\frac{\text{m}^2}{\text{s}^3}$
$k_A$	Dämpfungskonstante Anhängerreifen	$\frac{\text{N} \cdot \text{s}}{\text{m}}$
$k_H$	Dämpfungskonstante Traktorhinterreifen	$\frac{\text{N} \cdot \text{s}}{\text{m}}$
$k_V$	Dämpfungskonstante Traktorvorderreifen	$\frac{\text{N} \cdot \text{s}}{\text{m}}$
$k_{KH}$	Dämpfungskonstante Kabinenhinterfederung	$\frac{\text{N} \cdot \text{s}}{\text{m}}$
$k_{KV}$	Dämpfungskonstante Kabinenvorderfederung	$\frac{\text{N} \cdot \text{s}}{\text{m}}$
$k_M$	Dämpfungskonstante Anhängerachsfederung	$\frac{\text{N} \cdot \text{s}}{\text{m}}$
$k_S$	Dämpfungskonstante Sitzfederung	$\frac{\text{N} \cdot \text{s}}{\text{m}}$
$k_T$	Dämpfungskonstante Topzylinder	$\frac{\text{N} \cdot \text{s}}{\text{m}}$
$\underline{K}$	Dämpfungsmatrix	$\frac{\text{N} \cdot \text{s}}{\text{m}} ; \text{N} \cdot \text{s} ; \text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}$
$K_{DR}$	Drosselkonstante	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^7}$

$K_{LA}$	Äußerer Leckölbeiwert	$\frac{s \cdot m^4}{kg}$
$K_{LI}$	Innerer Leckölbeiwert	$\frac{s \cdot m^4}{kg}$
$l_A$	Abstand Anhängerschwerpunkt-Anhängerrad	m
$l_{DF}$	Abstand Deichselfederung-Anhängerrumpfkupplungspunkt	m
$l_{DH}$	Abstand Deichselschwerpunkt-Anhängerrumpfkupplungspunkt	m
$l_{DV}$	Abstand Traktorkupplungspunkt-Deichselschwerpunkt	m
$l_F$	Abstand Frontgewicht-Traktorvorderrad	m
$l_H$	Abstand Traktorschwerpunkt-Traktorhinterrad	m
$l_{KA}$	Abstand Anhängerkupplung-Anhängerrad	m
$l_{KH}$	Abstand Kabinenschwerpunkt-Kabinenhinterfederung	m
$l_{KM,i}$	Abstand Anhängerrumpfschwerpunkt-Anhängerdämpfung	m
$l_{KT}$	Abstand Traktorschwerpunkt-Kabinenvorderfederung	m
$l_{KV}$	Abstand Kabinenschwerpunkt-Kabinenvorderfederung	m
$l_K$	Abstand Anhängerkupplung-Anhängerschwerpunkt	m
$l_{LBF,i}$	Abstand Anhängerrumpfschwerpunkt-Anhängerluftfederung	m
$l_{ML}$	Linke Blattfederteillänge	m
$l_{MR}$	Rechte Blattfederteillänge	m
$l_{MV,i}$	Abstand Anhängerschwerpunkt-Anhängerrachse	m
$l_{MZ,i}$	Abstand Anhängerrumpfschwerpunkt-Anhängerrachskupplung	m
$l_{RV}$	Abstand Anhängerrumpfkupplungspunkt-Anhängerschwerpunkt	m
$l_S$	Abstand Kabinenschwerpunkt-Fahrsitz	m
$l_{TR}$	Abstand Traktorvorderachse-Anhängerrumpfschwerpunkt	m
$l_{VH}$	Abstand Traktorvorderrad-Traktorhinterrad	m

Formelverzeichnis

---

$l_V$	Abstand Traktorvorderrad-Traktorschwerpunkt	m
$l_{QL}$	Querlenkerlänge	m
$l_{TOR}$	Torsionsfederlänge	m
$L_G$	Gesamte hydraulische Induktivität	$\frac{N \cdot s^2}{m^5}$
$L_H$	Hydraulische Induktivität	$\frac{N \cdot s^2}{m^5}$
$L_K$	Hydraulische Kolbenkammerinduktivität	$\frac{N \cdot s^2}{m^5}$
$L_{LTG}$	Hydraulische Leitungsinduktivität	$\frac{N \cdot s^2}{m^5}$
$LI$	Reifentragfähigkeit	N
$m_A$	Anhängermasse	kg
$m_B$	Anhängerbeladung	kg
$m_D$	Deichselmasse	kg
$m_F$	Frontgewichtmasse	kg
$m_K$	Kabinenmasse	kg
$m_M$	Anhängerachsmasse	kg
$m_R$	Anhängerrumpfmasse	kg
$m_S$	Sitzmasse	kg
$m_{TR}$	Traktorrumpfmasse	kg
$m_T$	Traktormasse	kg
$m_{VA}$	Vorderachsmasse	kg
$\underline{M}$	Massenmatrix	kg ; kg · m ; kg · m <sup>2</sup>
$n$	Polytropenexponent	-
$n_{PVAF}$	Druckfaktor	-
$n_{RL}$	Radlastfaktor	-

$p$	Hydraulischer Druck	$\frac{\text{N}}{\text{m}^2}$
$p_C$	Hydraulischer Kapazitätsdruck	$\frac{\text{N}}{\text{m}^2}$
$p_{DF}$	Hydraulischer Druck Deichselfederung	$\frac{\text{N}}{\text{m}^2}$
$p_{H,0}$	Gasdruck im Arbeitspunkt	$\frac{\text{N}}{\text{m}^2}$
$p_{LB}$	Pneumatischer Druck Luftbalg	$\frac{\text{N}}{\text{m}^2}$
$p_L$	Hydraulischer Induktivitätsdruck	$\frac{\text{N}}{\text{m}^2}$
$p_R$	Hydraulischer Widerstandsdruck	$\frac{\text{N}}{\text{m}^2}$
$p_{STAT}$	Statischer Vorspanndruck	$\frac{\text{N}}{\text{m}^2}$
$p_{TZ}$	Hydraulischer Druck Topzylinder	$\frac{\text{N}}{\text{m}^2}$
$p_{VAF}$	Hydraulischer Druck Vorderachsfederung	$\frac{\text{N}}{\text{m}^2}$
$p_0$	Fülldruck	$\frac{\text{N}}{\text{m}^2}$
$p_1$	Minimaler Druck	$\frac{\text{N}}{\text{m}^2}$
$p_2$	Maximaler Druck	$\frac{\text{N}}{\text{m}^2}$
$p_{VAF,DYN}$	Dynamischer Druck Vorderachsfederung	$\frac{\text{N}}{\text{m}^2}$
$p_{VAF,STAT}$	Statischer Druck Vorderachsfederung	$\frac{\text{N}}{\text{m}^2}$
$P_{ZU,MAX}$	Maximal zugeführte Leistung	W
$Q$	Ölvolumenstrom	$\frac{\text{m}^3}{\text{s}}$
$Q_G$	Gesamter Ölvolumenstrom	$\frac{\text{m}^3}{\text{s}}$
$Q_{LI}$	Innerer Leckölvolumenstrom	$\frac{\text{m}^3}{\text{s}}$
$r_R$	Reifenradius	m
$r_{KONSTR}$	Konstruktiver Reifenradius	m
$r_I$	Abstand Radnabe-Boden	m
$R_a$	Effektivwert der Beschleunigung	$\frac{\text{m}}{\text{s}^2}$

$R_{SB}$	Effektivwert der Sitzbeschleunigung	$\frac{\text{m}}{\text{s}^2}$
$R_{TRNB}$	Effektivwert der Traktornickbeschleunigung	$\frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$
$R_{VAB}$	Effektivwert der Vorderachsbeschleunigung	$\frac{\text{m}}{\text{s}^2}$
$Re$	Realteil	-
$Re_{\lambda_i}$	Realteil der Eigenwerte	-
$R_H$	Hydraulischer Widerstand	$\frac{\text{N}\cdot\text{s}}{\text{m}^5}$
$s_H$	Weg Einzelhindernis	m
$t$	Zeit	s
$\underline{u}$	Anregungsvektor	m
$u$	Überhang	m
$u_A$	Fahrbahnunebenheit Anhängerachse	m
$u_H$	Fahrbahnunebenheit Traktorhinterachse	m
$u_V$	Fahrbahnunebenheit Traktorvorderachse	m
$u_{M,i}$	Fahrbahnunebenheit Anhängerachse	m
$v$	Fahrgeschwindigkeit	$\frac{\text{m}}{\text{s}}$
$v_R$	Reale Fahrgeschwindigkeit	$\frac{\text{m}}{\text{s}}$
$v_T$	Theoretische Fahrgeschwindigkeit	$\frac{\text{m}}{\text{s}}$
$V$	Radlastverhältnis	-
$V_0$	Speichervolumen	$\text{m}^3$
$V_1$	Minimales Volumen	$\text{m}^3$
$V_2$	Maximales Volumen	$\text{m}^3$
$V_{FL}$	Ölvolumen	$\text{m}^3$
$V_{H,0}$	Gasvolumen im Arbeitspunkt	$\text{m}^3$

---

$V_{OPT}$	Optimales Radlastverhältnis	-
$\underline{x}$	Auslenkvektor	m ; rad
$x_{TR}$	Horizontalbewegung Traktorrumpf	m
$x_{TZ}$	Relativbewegung Topzylinder	m
$x$	x-Koordinate	-
$\underline{y}$	Unbekanntenvektor	N
$y$	y-Koordinate	-
$z$	z-Koordinate	-
$z_{BODEN}$	Bodenhöhe	m
$z_T$	Vertikalbewegung Anhänger	m
$z_{DF}$	Relativbewegung Deichselfederung	m
$z_D$	Vertikalbewegung Deichsel	m
$z_{KS}$	Vertikalbewegung Kolbenstange	m
$z_K$	Vertikalbewegung Kabine	m
$z_R$	Vertikalbewegung Anhängerrumpf	m
$z_S$	Vertikalbewegung Sitz	m
$z_{T, VAF}$	Konstante Vorspannposition Vorderachsfederung	m
$z_{TR}$	Vertikalbewegung Traktorrumpf	m
$z_{VAF}$	Relativbewegung Vorderachsfederung	m
$z_{VA}$	Vertikalbewegung Traktorvorderachse	m





---

# 1 Einleitung

Drei wesentliche Aspekte der Landtechnik stellen die Traktorentwicklung vor die Herausforderung, möglichst sichere und komfortable Traktoren für die Straßenfahrt zu entwickeln. Erstens ist ein stetiger Anstieg der Fahrzeugleistungen und damit auch der maximalen Fahrgeschwindigkeiten bei Straßenfahrt zu erkennen. In den 1960er Jahren wurde diese von 20 km/h auf 30 km/h heraufgesetzt, rund 20 Jahre später auf 40 km/h [1, 2]. Heutzutage können auf Wunsch Traktoren mit Maximalgeschwindigkeiten von bis zu 50 km/h oder vereinzelt sogar 60 km/h erworben werden [3]. Zweitens sind durch den Strukturwandel in der Landwirtschaft steigende Hof-Feld-Entfernungen - einzelne Betriebe müssen 30 km bis 40 km zurücklegen - festzustellen; drittens nimmt der Anteil der Transportfahrten durch wachsende Gütermengen aufgrund einer vermehrten Nachfrage stetig zu [4, 5, 6, 7].

Mit zunehmenden Fahrzeugleistungen steigen ferner die Traktormassen und somit die Radlasten, wodurch bei Feldarbeiten sowohl der Bodenschonung nach § 17 im Bundes-Bodenschutzgesetz (BBodSchG), als auch der Traktion große Bedeutung zukommt [8]. Durch die größeren Radlasten wird die Gefahr der Bodenverdichtung erhöht und die Grenze zur Bodenschadverdichtung oftmals überschritten. Über Begrenzungen der Radlasten landwirtschaftlicher Maschinen wird infolgedessen diskutiert [9, 10, 11, 12]. Ebenfalls ist die Umwandlung der hohen Fahrzeugleistungen in Zugkraft wichtig, was z. B. durch die richtige Reifenwahl oder Ballastierung [13, 14, 15, 16, 17] geschieht.

In **Abb. 1.1** ist eine Übersicht bedeutender wissenschaftlicher Untersuchungen am Traktorfahrwerk - sowohl für die Straßenfahrt hinsichtlich Vertikaldynamik, als auch für die Feldarbeit in Bezug auf Bodenschonung und Traktion - dargestellt. Hierbei handelt es sich um Untersuchungen aus dem deutschsprachigen Forschungsraum; äquivalente Arbeiten aus dem internationalen Forschungsgebiet sind in *Kap. 2* aufgeführt. Die Federungssysteme, welche die Schwingungen des Traktorrumpfes reduzieren, haben einen positiven Einfluss auf die Fahrsicherheit *und* auf den Fahrkomfort. Zu diesen Systemen zählen die Vorderachs- [18], Hinterachs- [19, 20, 21] sowie die Anbaugerätefederung [22, 23]. Die Schwingungsbelastungen für den Fahrer können mit einer Kabinen- [24, 25] und Sitzfederung [26, 27] reduziert werden. Zur Unterscheidung zwischen passiven, adaptiven, semi-aktiven und aktiven Systemen bei Straßenfahrt wird in Bezug auf **Abb. 1.1** genauso wie auf die gesamte Arbeit die Klassifikation von *Hauck* verwendet, siehe **Abb. 1.2** [27].

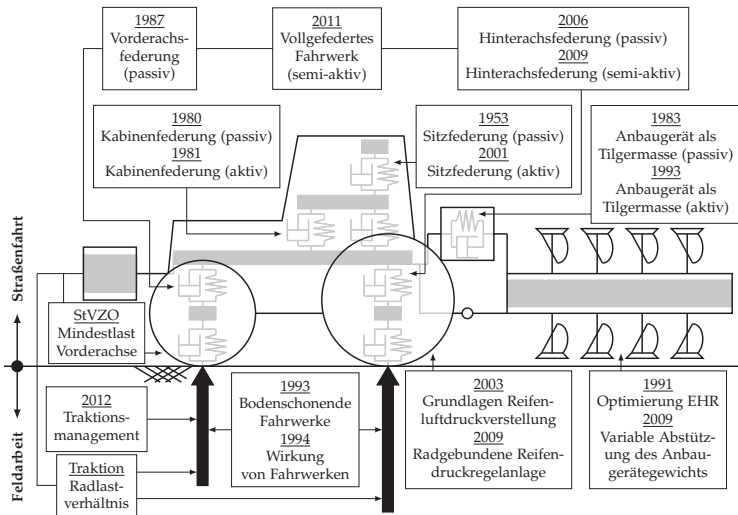


Abb. 1.1: Übersicht bedeutender wissenschaftlicher Untersuchungen des Traktorfahrwerks für Straßenfahrt und Feldarbeit

Er unterscheidet die Systeme nach Steuerung oder Regelung, Energieaufwand sowie der Intensität der Regelaktivität.

Die in Abb. 1.1 dargestellten wissenschaftlichen Untersuchungen zur Feldfahrt beinhalten die Bodenschonung anhand der Fahrwerke [17, 28] und des Reifendrucks [29, 30]. Weitere wurden hinsichtlich Kraftstoff- und Zeiteinsparung bzw. einer erhöhten Flächenleistung durchgeführt [31, 32, 33, 34].

Den in Abb. 1.1 aufgeführten, wissenschaftlichen Untersuchungen hinzugefügt ist das Frontgewicht. Dem Frontgewicht kommt bei Straßenfahrt die Bedeutung zu, die statische Mindestlast an der Vorderachse von 20% des Traktorleergewichts einzustellen und die Lenksicherheit des Traktors zu gewährleisten. Diese Tatsache untersuchte Meyer bereits 1956 [35]. Sie ist nun im § 38 der Straßenverkehrszulassungsordnung (StVZO) sowie in Arbeitsblättern bzw. Veröffentlichungen zu finden [7, 36, 37]. Das Frontgewicht dient bei Feldfahrt der Ballastierung, damit das für eine verbesserte Traktion optimale Radlastverhältnis am Allradtraktor eingestellt werden kann [14, 15, 16].

Ein in beide Themenfelder, d. h. die Entwicklung von Fahrwerken für die Straßenfahrt *und* die Feldarbeit, einzugliederndes Forschungs- und Entwicklungsprojekt ist der sogenannte Topzyliner.

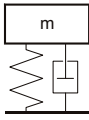
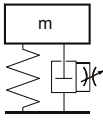
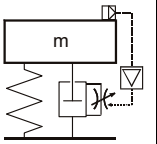
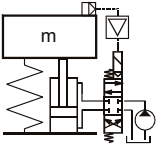
Passive Systeme	Adaptive Systeme	Semiaktive Systeme	Aktive Systeme
			
keine Rückführung	Steuerung	Rückführung	Rückführung
keine Energiezufuhr	keine Energiezufuhr	geringe Energiezufuhr	hohe Energiezufuhr
keine Regelaktivität	geringe Regelaktivität	hochfrequente Regelaktivität	hochfrequente Regelaktivität

Abb. 1.2: Klassifikation von Schwingungsisolationssystemen [27]

Der Topzylinder wird - wie in **Abb. 1.3** zu sehen - in Längsrichtung, oberhalb der Koppellebene bei landwirtschaftlichen Traktorgespannen mit Starrdeichselverbindung zwischen Traktor- und Anhängerrumpf verbaut. Zurzeit bieten unterschiedliche Flüssigmisttankwagenhersteller das Topzylindersystem zur Traktionsverstärkung bei Feldfahrt an [38, 39, 40, 41] - eine wissenschaftliche Untersuchung des Systems wurde bisher nicht durchgeführt. Die in dieser Arbeit vorgestellten Untersuchungen beinhalten sowohl eine passive als auch eine adaptive Verwendung des Topzylinders im Straßen- und Feldeinsatz.

Der Topzylinder als passives Feder-Dämpfer-Element ermöglicht bei Straßenfahrt Einfluss auf die Nickschwingungen des Traktorrumpfes zu nehmen und diese entsprechend zu dämpfen. Der adaptive Einsatz bei Straßenfahrt ermöglicht eine Anpassung der Feder-Dämpfer-Parameter des Topzylinders, z. B. an die Fahrgeschwindigkeit oder die Anhängergermasse. Darüber hinaus erlaubt eine statische Vorspannung durch den Topzylinder die zur Lenksicherheit notwendige Mindestlast an der Vorderachse einzustellen und damit die Funktion des Frontgewichts bei Straßenfahrt zu ersetzen. Bei Feldfahrt kann durch die passive Verwendung des Topzylinders in Form einer konstanten Kraft der optimale Wert für das Radlastverhältnis des allradbetriebenen Traktors eingestellt werden. Folglich kann der Topzylinder auch bei Feldfahrt die Aufgabe des Frontgewichts übernehmen.

Das Ziel dieser Arbeit ist, anhand von theoretischen und experimentellen Forschungsergebnissen, eine Schwingungsdämpfung bei Straßenfahrt sowie ein Radlastmanagement bei Feldfahrt für ein Traktorgespann mit Starrdeichselverbindung zu entwickeln.

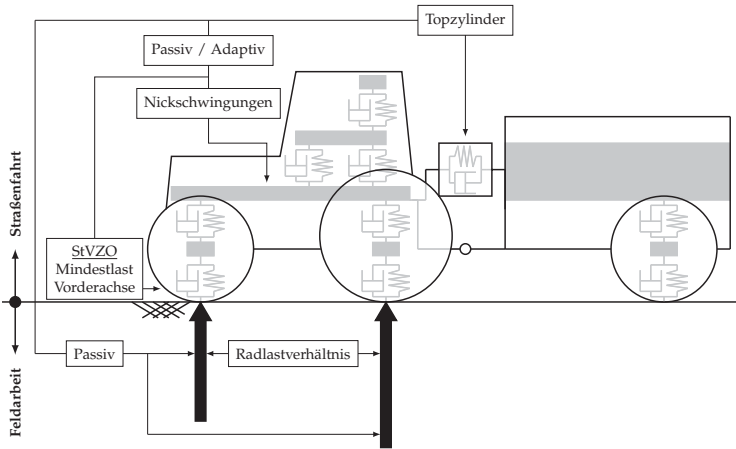


Abb. 1.3: Prinzipdarstellung eines Traktorgespanns mit Starrdeichselverbindung und Topzylinder

Im theoretischen Teil wird dazu zunächst in *Kap. 2* der Forschungsstand wiedergegeben. *Kap. 3* beinhaltet die theoretischen Ansätze für eine Schwingungsdämpfung und ein Radlastmanagement: Für die Schwingungsdämpfung werden anhand eines Ersatzmodells mit drei Freiheitsgraden die Eigenwerte, die Dämpfungsmaße sowie das Modellverhalten bei unterschiedlichen Anregungsformen unter dem Einfluss des Frontgewichts sowie des Topzylinders betrachtet. Das Radlastmanagement betreffend wird, ebenfalls mit einem Ersatzmodell, die Wirkung des Frontgewichts und des Topzylinders auf die Traktorradlasten und deren Verhältnis veranschaulicht. Die mathematische Modellbildung eines Traktorgespanns mit Starrdeichselverbindung und Topzylinder steht in *Kap. 4* im Mittelpunkt. Dabei werden verschiedene hydropneumatische Feder-Dämpfer-Elemente modelliert sowie das Hohenheimer Reifenmodell (HRM) integriert, um die Vertikaldynamik des Gespanns anhand der Einflussparameter Fahrgeschwindigkeit, Frontgewicht und Anhängerbeladung zu untersuchen sowie den passiven und adaptiven Topzylinder für die Straßenfahrtversuche auszulegen. Im praktischen Teil der Arbeit werden zunächst in *Kap. 5* die Versuchsfahrzeuge sowie die durchgeführten Fahrversuche auf der Straße und auf dem Feld beschrieben. Mit den aus den Fahrversuchen erhaltenen Ergebnissen wird in *Kap. 6* das Gespannmodell mit den bereits erwähnten Einflussparametern validiert. Die Versuchsergebnisse zur Schwingungsdämpfung und zum Radlastmanagement werden schlussendlich in *Kap. 7* dargestellt und bewertet.

---

## 2 Stand der Forschung

Vor dem Hintergrund, dass in dieser Arbeit das Topzylindersystem untersucht wird, um bei Straßenfahrt Nickschwingungen zu dämpfen und bei Feldfahrt die Radlasten und damit die Traktion in einem positiven Sinn zu beeinflussen, werden in diesem Kapitel die diesbezüglich durchgeführten Forschungsarbeiten vorgestellt: Zum On-Road-Bereich zählen die Ackerschlepper- und Reifenmodellierung als moderne Entwicklungsmethoden sowie die Verbesserung der Vertikaldynamik anhand unterschiedlicher Schwingungsisolierungssysteme. Der Feldarbeit sind die Traktionsuntersuchungen in Form von Triebachslasterhöhung, optimalem Radlastverhältnis und Zugkraftoptimierung zugeordnet.

### 2.1 Ackerschleppermodellierung

*Kühlborn* stellte im Jahr 1973 die Simulation als neue Methode vor, um sowohl die Entwicklungszeit als auch die -kosten neuer landtechnischer Maschinen zu minimieren [42, 43]. Neben der Simulation mit dem Analogrechner wird die numerische Simulation mit dem Digitalrechner beschrieben. Nachdem die Simulation der Ersatzmodelle zunächst häufig mit selbstgeschriebenen Programmen durchgeführt wurde, haben sich im Laufe der Zeit - parallel zur sich stetig verbesserten Rechnerleistung - mit der signalorientierten und der physikalisch orientierten Methode zwei wesentliche Simulationsmethoden als Entwicklungswerkzeuge etabliert.

Die signalorientierte Simulation wird dem Control System Design (CSD) zugeordnet. Dabei werden Differentialgleichungen, Steuer- und Regelvorgänge numerisch gelöst. Das bekannteste Programm dieser Art der Simulation ist *MATLAB/Simulink* [44]. Bei dieser Methode werden die (Differential-)Gleichungen von Hand aufgestellt und anschließend anhand von Blockschaltbildern eingegeben. Bei der physikalisch orientierten Simulation, der Mehrkörpersimulation (MKS), können u. a. starre oder elastische Körper durch Verbindungen, beispielsweise Feder-Dämpfer-Elemente, visuell miteinander verbunden werden. Im Anschluss erstellt und löst das Simulationsprogramm die Differentialgleichungen automatisch und eine Visualisierung des dynamischen Prozesses liegt vor. Zwei bekannte MKS-Programme sind *ADAMS* und *SIMPACT* [45, 46]. Oftmals werden auch sog. Co-Simulationen durchgeführt, z. B. bei Vorlage eines MKS-Modells *und* eines Regelvorgangs, dieser realisiert mit einem signalorientierten Simulationswerkzeug.

Im Folgenden werden Ackerschleppermodelle vorgestellt, die auf der einen Seite computergestützt aus früheren Tagen sowie signalorientiert simuliert und auf der

anderen Seite anhand der MKS untersucht werden.

### 2.1.1 Computergestützte und signalorientierte Simulation

An der TU Berlin sind seit den 1970er Jahren eine Vielzahl von Untersuchungen und damit auch Simulationen zum Schwingungsverhalten des Traktorfahrwerks durchgeführt worden. Entsprechend wurden sowohl computergestützte, signalorientierte als auch MKS-Modelle entwickelt. *Owzar* erstellte ein dreidimensionales Ersatzmodell eines Ackerschleppers mit passiver Sitzfederung [47]. Mit dem durch Ergebnisse aus Fahrversuchen verifizierten Modell untersuchte er den Einfluss der Parametervariation auf das Schwingungsverhalten. Das von *Owzar* erstellte Modell reduzierte *Jungenberg* auf zwei Dimensionen um den Einfluss der Wankbewegungen zu untersuchen [48]. Durch einen Abgleich mit Schwingungsmessungen konnte bewiesen werden, dass das Modell die Realität ausreichend beschreibt, da der Einfluss der Wankbewegungen tatsächlich vernachlässigbar gering ist. Zweidimensionale und räumliche Differentialgleichungssysteme von Traktormodellen wurden von *Pickel* aufgestellt [49]. Er nutzte die Modelle um grundlegende Analysen zum Vertikalschwingungsverhalten von System- und Standardtraktoren durchzuführen. Um ein Fahrwerk zu regeln simulierte *Sarami* ein dreidimensionales Traktormodell mit passiver Vorderachs- und semi-aktiver Hinterachsfederung [20].

Die zweidimensionale Fahrsimulation eines Ackerschleppers verwendete *Langenbeck*, um dessen Fahrverhalten bei schneller Transportfahrt unter besonderer Berücksichtigung der Reifeneigenschaften zu untersuchen [50]. Ebenfalls führte er Untersuchungen mit einem dreidimensionalen Modell durch und bestätigte die Zulässigkeit der Vereinfachungen des zweidimensionalen Modells. Weitere Traktormodelle sind erstellt worden um das allgemeine Fahrverhalten und die Achslasten bei Hindernisüberfahrten simulieren zu können [51, 52]. Das Fahrverhalten von Traktoren mit Anbaugeräten bzw. Anhängern wurde ebenfalls simuliert [53, 54]. Die Ziele waren hier u. a. die Vorhersage der Kräfte im Kupplungspunkt zwischen Traktor und Anbaugerät bzw. Anhänger, um den Einfluss von letzteren auf den Traktor bewerten zu können.

### 2.1.2 Mehrkörpersimulation

*Stahl* stellte mit einem eigens entwickelten Programm ein zweidimensionales Traktormodell, eine Art MKS-Modell, vor [55]. Dabei modellierte er einen Traktor mit

gefederter Vorderachse, um mit Hilfe der Simulation eine größere Anzahl von Parametern im Vergleich zu Fahrversuchen untersuchen zu können. Ein MKS-Modell zur Berechnung der Lasten an einem Traktor mit Anbaugerät präsentierte *Collins* [56], u. a. wird hier das Gelenkspiel im Kupplungspunkt berücksichtigt.

Wie bereits oben erwähnt, wurden im Rahmen von Untersuchungen zur Verbesserung der Traktordynamik auch MKS-Modelle an der TU Berlin erstellt. *Pickel* nutzte die MKS, angewandt an verschiedenen Traktoren, um die Grenzen der Handhabbarkeit der „von Hand“ herzuleitenden Differentialgleichungen zu überwinden. Seine Arbeit setzte *Kaplick* fort. Er befasste sich im Wesentlichen mit der Modell- und Parameteranpassung von Traktor-Simulationsmodellen [57]. Dabei nutzte er dreidimensionale CAD-Modelle, um die Parameter maßgeblicher schwingungstechnischer Eingangsgrößen, wie z. B. Massen und Massenträgheitsmomente, anhand von Volumenmodellen zu berechnen. Die Simulation der Traktorfahrdynamik wurde von *von Holst* verwendet, um unterschiedliche Reifenmodelle zu vergleichen [58]: Er betrachtete die computerbasierten Entwicklungsmethoden, beschrieb die MKS und zeigte ihre Fehlermöglichkeiten auf. Das MKS-Modell eines System-schleppers stellte *Hoppe* in seiner Dissertation vor [19]. Er erweiterte ein verifiziertes und durch Fahrversuche validiertes Modell eines vorderachsgefederten System-schleppers durch verschiedene Varianten gefederter Hinterachsmodelle mit dem Ziel, Erkenntnisse über die dynamischen Eigenschaften vollgefederter Traktoren zu gewinnen.

Ein umfangreiches MKS-Modell eines Schleppers entwickelte *Böhler* an der TU München [59]. Das Modell kann, je nach Aufgabenstellung und geforderter Genauigkeit, erweitert werden, so z. B. um eine gefederte Vorderachse, einen gefederten Fahrersitz, den Antriebsstrang oder die Motorregelung. Das Gesamtmodell ermöglicht die Abbildung der Traktordynamik einschließlich der Geräteschnittstellen bzw. Anhängerkupplungen bei Transportfahrten mit Anhängern sowie mit Geräten im Heck- und Frontkraftheber. Aufgrund der hohen Modellgenauigkeit und der guten Dokumentation wurde bzw. wird das MKS-Modell von *Böhler* in zahlreichen Forschungsarbeiten verwendet, u. a. [60, 61, 62]. *Späth* nutzte ebenfalls das MKS-Modell um die dynamischen Belastungen bei Baugrößenveränderungen vorhersagen zu können [63].

Weitere MKS-Modelle zur Unterstützung der Traktorentwicklung wurden von *Ki* und *Lehtonen* erstellt [64, 65]. Darüber hinaus dienen verschiedene MKS-Modelle der Entwicklung neuer Federungssysteme wie einer Vorderachsfederung [66], einer passiven [67], einer semi-aktiven [68] oder einer aktiven Kabinenfederung [69]. *Scheff* setzte ein MKS-Modell eines vollgefederten Traktors mit Kabinen- und Sitz-

federung ein, um ein hydropneumatisches Federungskonzept in Kombination mit einer adaptiven Regelung zu realisieren [70].

Hinsichtlich *Kap. 2.1* sei abschließend zu erwähnen, dass die in dieser Arbeit verwendeten Schwingungsmodelle anhand der signalorientierten Simulation mit *MATLAB/Simulink* untersucht werden, da die (Differential-)Gleichungen der unterschiedlichen Modellarten (mechanisch, pneumatisch, hydropneumatisch) in *ein* Gesamtmodell zusammengefasst werden können und zudem ein gutes Modellverständnis erzielt werden kann. Zu den Modellen dieser Arbeit zählt in *Kap. 3* das Schwingungsersatzmodell (SEM) mit drei Freiheitsgraden, mit welchem eine Schwingungsdämpfung anhand des passiven und adaptiven Topzylinders verdeutlicht wird. Zudem wird die Simulation zur Untersuchung der Vertikaldynamik sowie zur Auslegung des Topzylinders - das dazugehörige Gespannmodell (GSM), bestehend aus Traktor und Starrdeichselanhänger, mit 13 Freiheitsgraden, integriertem HRM und verschiedenen hydropneumatischen Feder-Dämpfer-Modellen wird in *Kap. 4* beschrieben - ebenfalls mit *MATLAB/ Simulink* durchgeführt.

## 2.2 Reifenmodellierung

Einher mit der Untersuchung der Fahrzeugdynamik von Traktoren geht die des dynamischen Reifenverhaltens. Entsprechende Forschungsarbeiten wurden u. a. an der Universität Hohenheim [50, 71, 72, 73, 74, 75, 76] und an der TU Berlin [77, 78, 79, 80] durchgeführt. Durch den starken Einfluss des Reifens auf das Fahrzeugverhalten kommt den Reifenmodellen bei der Gesamtsimulation von Fahrzeugen eine elementare Bedeutung zu [81].

Vor allem im PKW-Bereich sind in den letzten Jahrzehnten zahlreiche unterschiedliche Reifenmodelle entwickelt worden. Bei Reifenmodellen wird zwischen physikalischen und empirischen Modellen unterschieden. Erstere beschreiben die Vorgänge im Reifen durch eine möglichst feine Diskretisierung. Dabei werden diese Elemente mit Feder-Dämpfer-Systemen verbunden. Die empirischen Modelle nutzen zur Beschreibung des Reifenverhaltens zumeist gemessene Kennfelder. Eine Kombination aus physikalischen und empirischen Reifenmodellen ist ebenfalls möglich.

In dieser Arbeit wird zur Beschreibung des vertikalen Schwingungsverhaltens der Reifen das HRM verwendet [61]. Im weiteren Verlauf werden zunächst die bedeutendsten physikalischen und empirischen Reifenmodelle wiedergegeben, eine



detaillierte Beschreibung der Modelle ist [61] zu entnehmen. Das Unterkapitel endet mit der Vorstellung des HRM zur Berechnung der für das GSM benötigten Vertikalkraft.

### 2.2.1 Physikalische Reifenmodelle

Ein bekanntes physikalisches Reifenmodell ist „FTire“ [82]. Hier ist der Stahlgürtel des Reifens durch einen flexiblen, dehnbaren Ring dargestellt, welcher in allen drei Richtungen über Federelemente mit der Felge gekoppelt ist. Die Modellparameter werden dabei anhand der Modalanalyse bestimmt. „FTire“ ermöglicht Hindernisüberfahrten und auch Anregungen durch kurzweilige Fahrbahnebenheiten zu simulieren. Ähnlich wie das „FTire“-Modell modellierten *Oertel* und *Fandre* das „RMOD-K“-Modell und den Nachfolger „LMS-CD-Tire“ [83]. Auch hier wird der Gürtel diskretisiert und mit Feder-Elementen an die Felge gebunden.

### 2.2.2 Empirische Reifenmodelle

Ein häufig verwendetes, empirisches Reifenmodell ist die „Magic-Formula“, entwickelt von *Pacejka* [84]. Das Modell beschreibt die Charakteristiken von Reifen und Boden durch gemessene Punkte. Das bedeutet auf der einen Seite die Beziehung Schlupf und Umfangskraftbeiwert, auf der anderen Seite Schräglaufwinkel und Seitenkraftbeiwert. Mit diesen gemessenen Punkten kann die „Magic-Formula“ hergeleitet werden, welche eine Kurve erzeugt und durch Faktoren für den entsprechenden Reifentyp anpassbar ist. Die „Magic-Formula“ kann allerdings nur im stationären Fall verwendet werden. Durch eine Erweiterung mit Feder-Dämpfer-Elementen kann die Reifendynamik wiedergegeben und z. B. eine Fahrbahnwelle überfahren werden [85]. Die hierfür benötigten Parameter müssen auf speziellen Prüfständen ermittelt werden. Durch die Erweiterung kann das Modell mit dem Namen „MF-Swift“ instationär halbempirisch genannt werden.

### 2.2.3 Hohenheimer Reifenmodell

An der Universität Hohenheim wurde im Laufe der letzten Jahrzehnte ein nichtlineares, empirisches Schlepperreifenmodell entwickelt. Den Anfang machten *Armbruster* und *Langenbeck*, indem die nichtlineare Reifendynamik und die Kräfteübertragung im Bereich der Radaufstandsfläche modelliert wurde [86]. Das Modell verwendet physikalische Ersatzsysteme, die Steifigkeiten und Dämpfungskoeffizienten wurden in Messreihen gewonnen und approximiert. Dadurch handelt es sich

bei diesem Reifenmodell um ein halbempirisches. Der vorhandene Modellansatz wurde von *Langenbeck* um ein vertikales, nichtlineares Voigt-Kelvin-Element erweitert [50]. Dieses ermöglicht die progressive Federkennlinie des Reifens und die geschwindigkeitsabhängige Dämpfung - jeweils in vertikaler Richtung - zu berücksichtigen. Ferner verwendete er in horizontaler Richtung ein lineares Voigt-Kelvin-Element um Reifengürtel und Felge miteinander zu verbinden. Das von *Langenbeck* entwickelte Modell wiederum erweiterte *Plessers*, indem er das Voigt-Kelvin-Element in Längsrichtung als nichtlinear betrachtete [74]. Mit dem Hohenheimer Flachbandprüfstand wurden sowohl die Modellparameter ermittelt als auch die Modelle von *Langenbeck* und *Plessers* verifiziert. *Barrelmeyer* ergänzte ein „Slip-Drift“-Modell von *Grečenko*, bei welchem Reifen und Boden als in Serie geschaltete Elemente betrachtet werden, durch das Miteinbeziehen der Abhängigkeit des Seitenkraftbeiwertes von der Radlast auf fester Fahrbahn [75, 87]. Dabei betrachtete er die Kohäsion als eine Funktion der Gleitgeschwindigkeit zwischen Reifen und Fahrbahn. Mit den Messergebnissen aus *Plessers* Arbeit konnte eine Übereinstimmung von Berechnungen und Messungen nachgewiesen werden.

*Ferhadbegović* führte die oben genannten Untersuchungen zum dynamischen Reifenverhalten an der Universität Hohenheim fort und entwickelte das instationäre, dreidimensionale HRM für großvolumige Ackerschlepperreifen, welches sowohl empirische als auch physikalische Parameter beinhaltet [61]. Der Reifen-Boden-Kontakt wird durch empirische Parameter beschrieben, die Kraftberechnung über Feder-Dämpfer-Ersatzsysteme durch physikalische Parameter. Die prinzipielle Funktionsweise des HRM ist in **Abb. 2.1** zu sehen.

„Die Verformungen des Reifens werden dreidimensional betrachtet. Dafür wird die Verformgeschwindigkeit in die jeweilige Richtung als Differenz zwischen der theoretischen, der tatsächlichen Geschwindigkeit des Rades sowie der Latschgeschwindigkeit berechnet. Durch einen anschließenden Integrationsschritt wird die Verformung berechnet. Eingesetzt in ein Feder-Dämpfer-System, führen die Verformung und die Verformgeschwindigkeit zu einer Kraft. Die Federkraft des Voigt-Kelvin-Elements wird schließlich als Eingangsgröße für die empirisch ermittelten stationären Reifen-Boden-Kennlinien verwendet und führt zu einem Schlupf bzw. Schräglaufwinkel. Gleichzeitig wird die gesamte Kraft des Voigt-Kelvin-Elements an die Bewegungsgleichung des Rades übergeben. Damit ist die Bewegung des Reifenlatsches und des Rades definiert und eine neue Verformungsgeschwindigkeit kann berechnet werden.“ [61, S. 31f.]

Aufgrund der Untersuchung der Vertikaldynamik des Traktorgespanns mit dem GSM wird mit der Integration des HRM in das GSM die Vertikalkraft  $F_{ZR}$  des Rei-

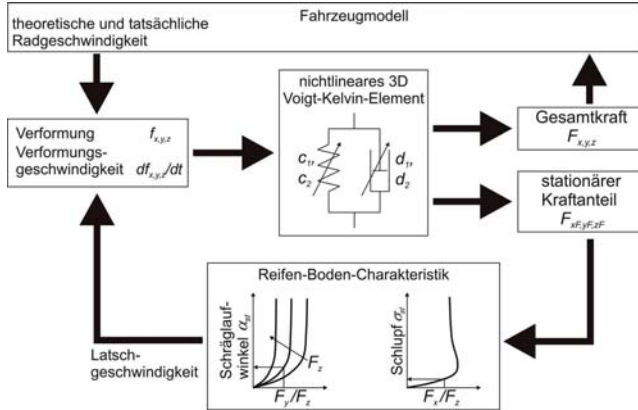


Abb. 2.1: Funktionsschema HRM [61]

fens übernommen. Die zur Berechnung der Vertikalkraft benötigte vertikale Reifenverformung  $f_{ZR}$ , welche *Ferhadbegović* beschreibt, ist in Gl. (2.1) zu sehen.

$$f_{ZR}(t) = r_{KONSTR} - r_I(t) + z_{BODEN}(t) \quad (2.1)$$

Zu erkennen ist eine Abhängigkeit der vertikalen Verformung  $f_{ZR}$  vom konstruktiven Reifenradius  $r_{KONSTR}$ , dem Abstand zwischen Radnabe und Boden  $r_I$  sowie der Unebenheit des Untergrundes in z-Richtung  $z_{BODEN}$ . *Ferhadbegović* betrachtet bei der Berechnung der Vertikalverformung einen weiteren Einfluss: Die Horizontalverformung. Diese ist sowohl von der Längs- als auch von der Seitenkraft abhängig und wird bei der Verwendung des HRM im GSM vernachlässigt, da nur die Vertikaldynamik betrachtet wird.

*Ferhadbegović* verwendet in seiner Arbeit zur Berechnung der Vertikalkraft des Reifens  $F_{ZR}$  die von *Plessner* aufgestellte Gl. (2.2). Die nichtlineare Federkraft  $F_{Z,F}$  wird durch eine Potenzfunktion mit den Parametern  $c_{1Z}$  und  $c_{2Z}$  beschrieben. Die nichtlineare und gleichzeitig geschwindigkeitsabhängige Dämpferkraft  $F_{Z,D}$  wird anhand der Parameter  $d_{1Z}$  und  $d_{2Z}$  sowie der Fahrgeschwindigkeit  $v$  mit einem degressiven Verlauf dargestellt.

$$F_{ZR}(t) = F_{Z,F}(t) + F_{Z,D}(t) = c_{1Z} \cdot f_{ZR}(t)^{c_{2Z}} + d_{1Z} \cdot \frac{1}{v(t)^{d_{2Z}}} \cdot \dot{f}_{ZR}(t) \quad (2.2)$$

Die vertikalen Steifigkeits- und Dämpfungskoeffizienten, welche vom Reifeninnen- druck, Fahrgeschwindigkeit, statischer Radlast, Temperatur und vom Reifenalter abhängig sind, wurden anhand von Ausschwingversuchen unter verschiedenen Bedingungen ermittelt. Die Reifenunrundheit wird als einfache Sinusfunktion mit einer Amplitude von 2 mm beschrieben. Die Stollenanregung ist relativ hochfre- quent, beeinflusst das Fahrverhalten nicht und wird daher nicht berücksichtigt. Weiter wird der Kontakt zwischen Reifen und Boden als Punktkontakt abgebildet. Diese Tatsache hat zur Folge, dass das Modell lediglich mit sinusförmigen Wellen, deren Mindestwellenlänge der doppelten Latschlänge entspricht, angeregt werden kann. Die Verwendung des sog. „Fixed-Footprint“ ermöglicht allerdings, ein Fahr- bahnprofil, z. B. ein Einzelhindernis, zu generieren, welches den Reifenlatsch be- rücksichtigt [84, 88]. Das im Vorfeld der Simulation gefilterte Fahrbahnprofil stellt dann die Eingangsgröße für das Punktkontakt-Reifenmodell dar.

Im GSM dieser Arbeit wird das von *Ferhadbegović* entwickelte HRM inkl. „Fixed- Footprint“ aus folgenden zwei Gründen verwendet: Erstens liegt eine detaillierte Beschreibung des vertikalen Schwingungsverhaltens sowohl der Vorderreifen als auch der Hinterreifen vor und zweitens sind die Reifentypen denen des Traktor- gespanns ähnlich. Das bedeutet, das GSM kann sowohl mit sinusförmigen An- regungen - deren Mindestwellenlänge der doppelten Latschlänge entspricht - als auch durch ein Einzelhindernis angeregt werden.

*Witzel* und *Böttinger* erweitern das HRM zu einem Radialmodell [89, 90, 91]. Mit dieser Erweiterung kann das Reifenverhalten bei Hindernisüberfahrt simuliert wer- den. Das erweiterte Modell besteht aus radial angebrachten Feder-Dämpfer-Ele- menten, sog. Speichen, welche interr radial mit Federn verbunden sind.

### 2.3 Fahrdynamikuntersuchungen und -verbesserungen

Mit der Einführung der Luftbereifung am Traktor zu Beginn der 1930er Jahre stell- te der Traktor ein schwingungsfähiges System dar [92]. In den folgenden Jahren wurden Untersuchungen zur Schwingungsbeanspruchung [93, 94, 95], zulässigen Höchstgeschwindigkeiten [1] und dynamischen Achslasten [96, 97, 98, 99, 100] durchgeführt, welche eine Hilfe bei der Konstruktion und Entwicklung von Acker- schleppern waren.

Ab den 1960er Jahren stieg die Anzahl wissenschaftlicher Arbeiten zum Schwin- gungsverhalten des Traktorrumpfs. Technische Möglichkeiten zur Optimierung des Schwingungskomforts des ungefederten Schleppers untersuchte *Wendeborn* [101]. Er stellte fest, dass im Gegensatz zur Fahrersitzgestaltung für den Schlepper selbst

keine günstige Auslegung zu erwarten ist. *Owzar* führte an zwölf verschiedenen Ackerschleppern Schwingungsuntersuchungen durch, um eine Klasseneinteilung nach Traktormasse durchzuführen [47]. Umfangreiche Fahrversuche dienten der Klassifizierung des Schwingungsverhaltens von Ackerschleppern mit einer Leermasse von mehr als fünf Tonnen [102]. Die Schlepper dieser Gewichtsklasse konnten in eine gemeinsame Klasse mit vergleichbarem Schwingungsverhalten eingeordnet werden.

Zahlreiche weitere Untersuchungen zum Einfluss der Fahrzeugschwingungen auf die Fahrsicherheit und den -komfort hinsichtlich Vertikaldynamik führten zu Vorschlägen, weitere Federungssysteme im Traktor zu verbauen [18, 19, 20, 22, 25, 48, 49, 57, 103, 104, 105]. Die entsprechenden Arbeiten stehen auf den nächsten Seiten im Fokus. Zunächst werden die Untersuchungen zur Abfederung des Traktorrumpfes beschrieben, um die Fahrsicherheit - vor allen Dingen an der gelenkten Vorderachse - sowie den Komfort für den Fahrer zu verbessern. Dazu zählen die Vorder- und Hinterachsfederung genauso wie das Nutzen der Front- oder Heckanbauten als Tilgermassen. Zweitens wird die Kabinenfederung und drittens die Federung des Fahrersitzes - beide mit dem Ziel einer Erhöhung des Fahrkomforts - vorgestellt.

### 2.3.1 Rumpffederung

*Weigelt* zeigte bei der Entwicklung einer hydropneumatischen Vorderachsfederung, dass im Gegensatz zum ungefederten Traktor die dynamischen Vorderradlasten stark reduziert werden können [18]. Die Komfortverbesserungen für den Fahrer durch den Einsatz der Vorderachsfederung sind aufgrund der ungünstigen Sitzlage allerdings gering, da zwar die Nickschwingungen reduziert werden können, die Hubschwingungen hingegen nicht. Anhand von Simulationsdaten wiesen *Pickel et al.* nach, dass die Vorderachsfederung beim Systemschlepper mehr Fahrkomfort nach sich zieht als beim Standardschlepper, da der Fahrer durch die günstigere Sitzposition geringeren Vertikalbeschleunigungen ausgesetzt ist [106]. Den Einfluss verschiedener passiver Hinterachsfederungskonzepte auf die Fahrdynamik von vorderachsgefederten Traktoren untersuchte *Hoppe* [19]. Er konnte für das vollgefederte Fahrzeug verbesserte Fahreigenschaften bezüglich Sicherheit und Komfort im Vergleich zum Standardtraktor erzielen. *Sarami* setzte die Arbeit von *Hoppe* fort, indem er die hydropneumatische Hinterachsfederung semi-aktiv einsetzte [20]. Sowohl die Traktorbeschleunigungen als auch die dynamischen Reifenkräfte konnten mit der semi-aktiven Dämpfungsregelung im Vergleich zum passiven Lösungsansatz reduziert werden. *Hammes* Forschungsarbeit wiederum baute auf

*Saramis* auf, wobei er ein Fahrwerk entwickelte, an dem Vorder- und Hinterachse semi-aktiv, ebenfalls in Form der Dämpfungsregelung, gefedert sind [21]. Fahrsicherheit und -komfort konnten so weiter verbessert werden. *Scheff* erweiterte ein konventionelles Standardtraktorfahrwerk durch Integration einer Hinterachsfederung [70]. Dabei regelte er das gefederte Fahrwerk adaptiv, um die unterschiedlichen Fahrwerksparameter, die aufgrund spezieller Einsatzanforderungen auftreten, berücksichtigen zu können. Die Referenzversuche ergaben ein großes Potenzial für das vollgedederte, adaptive Fahrwerk.

Den Frontballast als Tilgermasse verwendete *Langenbeck* in seinen Simulationsberechnungen [50]. Mit dieser Tilgung konnten einerseits die Zeiten ohne Bodenkontakt reduziert und andererseits ein schnelleres Abklingen der Fahrzeugschwingungen nach einer Hindernisüberfahrt im Gegensatz zum nicht verbauten Fronttilger erzielt werden. Überdies fiel der Eigenkreisfrequenzbereich wesentlich schwächer aus. *Ulrich* nutzte in seiner Dissertation die Heckanbaumasse als Absorbermasse bei einem ungefederten Traktor [22]. Oberhalb der Koppelebene wurde ein hydro-pneumatisches Feder-Dämpfer-Element verbaut. Die dynamischen Radlastschwankungen an der Trakturvorderachse konnten infolge einer entsprechenden Auslegung deutlich reduziert werden. **Abb. 2.2** zeigt anhand der spektralen Leistungsdichte den positiven Einfluss des Absorbers auf die dynamische Vorderradlast und somit auf die Fahrsicherheit bei Transportfahrt im Vergleich zur starren Kopplung: Die erste Resonanzstelle bei  $f = 1,4$  Hz kann nahezu vollständig absorbiert werden und dynamische Radlasten treten nur noch bei der zweiten Resonanzstelle  $f = 2,7$  Hz auf.

Die für die Feldarbeit entwickelte Elektronische Hubwerksregelung (EHR) - detailliert erklärt in *Kap. 2.4.3* - setzte *Hesse* ein, um bei Straßenfahrt die Nickschwingungen mit dem Anbaugerät als Tilgermasse aktiv zu dämpfen [23]. Dabei musste lediglich der herkömmliche EHR-Regelungsalgorithmus angepasst werden. Die Versuchsergebnisse ergaben verringerte Vorderachslastschwankungen sowie einen erhöhten Sitzkomfort. Aus dem PKW-Bereich sind in Bezug auf die in dieser Arbeit betrachtete Vertikaldynamik von Traktorgespannen die Untersuchungen zum Fahrverhalten von PKW-Wohnanhängerzügen zu nennen [107, 108]. Bei Straßenfahrversuchen zeigte sich, dass die Fahrkomforteinbußen beim Wohnanhängerbetrieb hauptsächlich durch die vergrößerten Nickbewegungen zu erklären sind. Anhand eines Ersatzmodells wurde der Einfluss unterschiedlicher Fahrzeugparameter auf die Fahrstabilität sowie den Fahrkomfort untersucht.

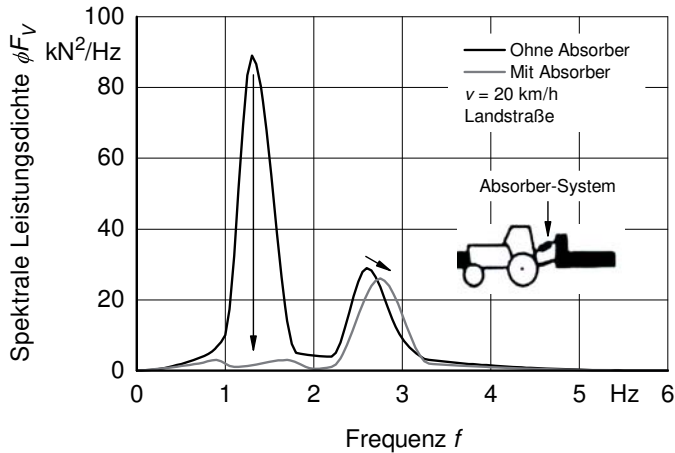


Abb. 2.2: Spektrale Leistungsdichte der dynamischen Radlasten an der Traktorvorderachse mit und ohne Schwingungsabsorber nach [22]

### 2.3.2 Kabinenfederung

Eine weitere Möglichkeit, den Fahrkomfort für den Fahrer zu verbessern, ist die Traktorkabine federnd zu lagern. Mit unterschiedlichen passiven Federungskonzepten konnte anhand experimenteller Untersuchungen der positive Einfluss auf den Fahrkomfort bestätigt werden [24, 109, 110]. Pickel stellte mit dem Kiwitz-Schlepper ein neuartiges Traktorkonzept vor, bei dem die vertikal schwingende Kabinenmasse an einen Drehschwinger gekoppelt ist [111]. Folglich wird, wie Simulationsergebnisse zeigen, die Kabinenfederung träger, das Übertragungsverhalten günstiger und folglich der Schwingungsschutz verbessert. Ein passives hydro-pneumatisches Kabinenfederungssystem entwickelte Thomas [67]. Mit dem System konnte er ebenfalls eine Erhöhung des Fahrkomforts erzielen. Zudem stellte er fest, dass besonders die Kabinenfederung in Kombination mit der Vorderachsfederung zu einer Fahrkomforterhöhung bei Transportfahrten für sämtliche von ihm betrachtete Beladungszustände führen kann. Diese Tatsache wird in **Abb. 2.3** mit der Darstellung der Effektivwerte der gewichteten vertikalen Sitzbeschleunigung für verschiedene Fahrgeschwindigkeiten sowie verschiedene Federungskonzepte bei Fahrt über eine Teststrecke veranschaulicht. Vor allem ab einer Fahrgeschwindigkeit von  $v = 20 \text{ km/h}$  sind deutlich geringere Effektivwerte aufgrund der zusätzlichen Federungssysteme erkennbar.

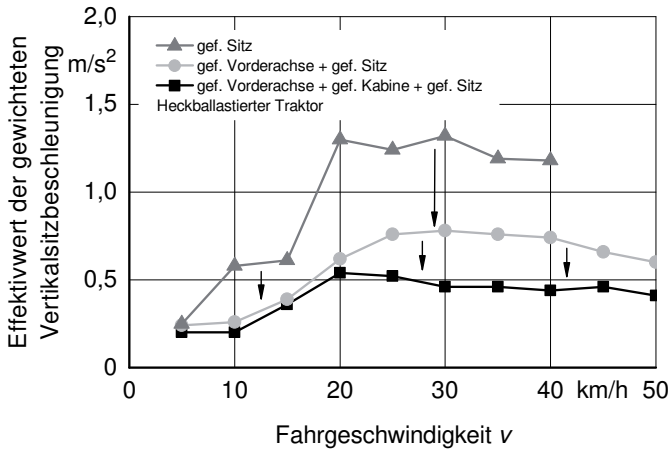


Abb. 2.3: Effektivwerte der gewichteten Vertikalsitzbeschleunigung für verschiedene Federungskombinationen nach [67]

*Kaufß* stellt eine aktive Kabinenfederung für die Freiheitsgrade Hub und Wanken vor [25]. Dabei wird das theoretische und experimentelle Übertragungsverhalten einer aktiven, hydraulischen Schwingungsisolierung betrachtet und gezeigt, dass mit einer geregelten Energiezufuhr ein vollständiger Schwingungsschutz für den Fahrer eines ungefederten Schleppers realisierbar ist. Eine aktive Kabinenfederung für fünf Freiheitsgrade ist bei *Hansson* vorzufinden [112]. Er untersuchte theoretisch unterschiedliche Regelalgorithmen und konstatierte ein großes Potenzial der aktiven Kabinenfederung.

### 2.3.3 Sitzfederung

Ab den 1950er Jahren wurden Forschungsarbeiten zur Federung des Fahrersitzes am ungefederten Traktor durchgeführt. Dabei wurden anhand rechnerischer und messtechnischer Untersuchungen verschiedene Sitzkonstruktionen [26], Sitzanordnungen [113] sowie eine von Hand einstellbare Sitzdämpfung in Abhängigkeit von Fahrergröße und -masse [114] untersucht, um die Schwingungsbelastung für den Fahrer zu reduzieren.

Eine grundsätzlich neue Möglichkeit zur Verbesserung des Schwingungskomforts stellte *Wendeborn* mit einer aktiven Sitzfederung vor [101]. Eine verbesserte Schwingungsisolierung für den Fahrer konnte er mit der Entwicklung eines niveauregulierten Sitzes erreichen. In den folgenden Jahrzehnten wurden zahlreiche Untersu-



chungen, sowohl theoretische als auch praktische, zur aktiven Fahrersitzgestaltung mit unterschiedlichen Konzepten, wie z. B. der Federkennlinienanpassung, durchgeführt [115, 116, 117, 118, 119].

Eine geregelte Dämpfung für den Fahrersitz des modernen Standard- sowie Systemschleppers entwickelte *Hauck* [27]. Der Regelalgorithmus ist nach dem „Sky-Hook“-Prinzip ausgelegt, zudem wird der Sonderfall des Schlaglochs berücksichtigt. In Fahrversuchen wurde gezeigt, dass die Schwingungsbelastungen für den Fahrer erheblich reduziert werden können. Dies macht auch **Abb. 2.4** bei der Darstellung der spektralen Leistungsdichte von Kabine sowie kombiniert mit passivem und geregelterm Fahrersitz bei Fahrt über einen Pflasterweg deutlich. Die Amplitude im Resonanzbereich von 2,5 Hz kann mit dem geregelten System im Vergleich zum passiven halbiert werden.

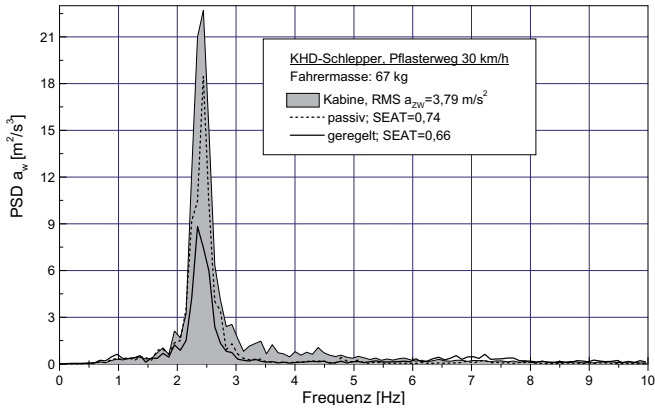


Abb. 2.4: Spektrale Leistungsdichte mit geregelter Dämpfung des Standardtraktor-Fahrersitzes bei Fahrt über Pflasterweg,  $v = 30 \text{ km/h}$  [27]

Anhand der Erläuterungen zum Topzylinder in *Kap. 1* und vor allen Dingen anhand von *Abb. 1.3* auf S. 4 wird deutlich, dass dieser am Traktorrumpf angreift, somit in diesem *Kap. 2.3* den Rumpffederungssystemen zugeordnet werden und folglich einen positiven Einfluss auf die Fahrsicherheit *und* den Fahrkomfort ausüben kann.

## 2.4 Traktionsuntersuchungen

Ab den 1950er Jahren wurde die Kraftübertragung des mit dem Hinterrad angetriebenen Traktors auf nachgiebigem Boden in der Berührungsfläche zwischen Reifen und Boden in Forschungsarbeiten untersucht. Zahlreiche Veröffentlichungen zum Thema Schlupf, Rollwiderstand, Kraftschlussbeiwert mit Betrachtung verschiedener Einflussparameter wie Reifenabmessungen, Achslasten, Reifenprofile und Arbeitsgeschwindigkeit sind erschienen [120, 121, 122, 123, 124, 125, 126]. Das daraus entstandene Fachgebiet der „Terramechanik“ wird u. a. in den Werken von *Bekker* und *Wong* beschrieben [127, 128].

Mit der Einführung des Allradschleppers zu Beginn der 1960er Jahre wurde die Belastung der Vorderachse zur Erzeugung der Vortriebskräfte genutzt [129]. Die diesbezüglichen Untersuchungen ergaben u. a., dass mit dem Allradantrieb eine höhere Zugkraft bei gleichbleibendem Schlupf übertragen werden kann oder andersherum, dass bei konstanter Zugkraft der Schlupf geringer ist im Vergleich zum Hinterradantrieb [130, 131, 132, 133]. Die sog. *Brixius*-Gleichungen, welche sich auf den Bodenfestigkeitsgrad nach *Dwyer* beziehen, ermöglichen die Berechnung des Zugverhaltens eines Allradschleppers [134, 135]. Neuere Untersuchungen beziehen sich auf den Einfluss des Reifeninnendruckes sowie die Etablierung der Reifendruckregelanlage [29, 30, 136, 137], den Zusammenhang zwischen Reifeninnendruck und Ballastierung [138] sowie auf neue Konzepte zur Verbesserung der Fahrwerkseffizienz [139].

In den folgenden Unterkapiteln werden Forschungsarbeiten zur Feldarbeit von Traktoren vorgestellt, welche themenmäßig zum in dieser Arbeit betrachteten Topzylindersystem passen. Dazu zählt zunächst die Achslasterhöhung des hinterradbetriebenen Traktors durch konstruktive Maßnahmen in der Koppelebene. Zweitens wird die optimale Radlastverteilung für den allradbetriebenen Schlepper vorgestellt, bevor im letzten Teil die Zugkraftoptimierung beim Pflügen beschrieben wird.

### 2.4.1 Triebachslasterhöhung

Mit zunehmender Schlepperleistung gegen Ende der 1960er Jahre kam verstärkt die Problematik auf, die nötige Zugkraft auf den Acker zu bringen [140]. *Zoz* gibt anhand von experimentellen Untersuchungen Empfehlungen zur Ballastierung der Hinterachse für eine optimale Zugfähigkeit in Abhängigkeit u. a. von Untergrund, Radstand und Überhang [141].

Ein weiterer in diesem Zeitraum vorgestellter Lösungsansatz war die Übertragung von Stützkraften vom Gerät auf die Triebachse. Entsprechende Untersuchungen bestätigten den positiven Einfluss auf die Zugfähigkeit [132]. *Hesse* und *Möller* stellten verschiedene Möglichkeiten der Triebachslasterhöhung bei Ackerschleppern vor [142]. Eine Variante für Traktoren mit Anhängegerät zeigt **Abb. 2.5**. Dabei wird an der Zugdeichsel eine Kette befestigt, die vom Kraftheber des Schleppers gespannt wird. Mit dieser Achslasterhöhung konnte neben einer größeren Zugkraft bei Feldfahrt auch ein geringerer Bremschlupf bei Straßenfahrt erzielt werden. Ein ähnliches System namens „Zugkraftverstärker“ wird von *Koch* beschrieben [143].

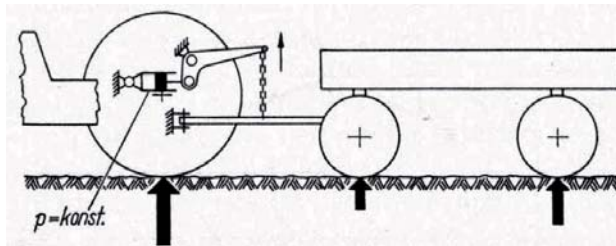


Abb. 2.5: Triebachslasterhöhung mit dem hydraulischen Kraftheber bei Anhängern [142]

Ein weiteres System zur Triebachslasterhöhung von *Hesse* und *Möller* garantiert bei schweren Zugarbeiten die Lenkfähigkeit des Schleppers [140]. Dazu wurde ein elektrohydraulisch betätigter Zylinder als Oberlenker des Dreipunktgestänges verwendet. Die Regelungsart bestand darin, den Druck im Arbeitszylinder und somit die übertragene Kraft auf die Hinterachse so zu regeln, dass die Vorderachslast ein Mindestmaß an Lenkkräften übertragen kann. Die Versuche ergaben eine Verbesserung der Kraftübertragung auf den Boden und eine erhöhte Energiebilanz.

#### 2.4.2 Optimale Radlastverteilung

Für einen Allradschlepper mit Rädern gleicher Größe führte *Sonnen* Berechnungen durch, damit die Gewichtsverteilung an beiden Triebachsen in Abhängigkeit vom Radstand gleich groß ist [130]. *Söhne* und *Bolling* untersuchten verschiedene Reifenkombinationen an einem allradbetriebenen 6 t-Schlepper, um Aussagen über die Zugfähigkeit zu treffen [144]. Für die Reifenkombinationen 16.9R26/16.9R38 lag die optimale Radlastverteilung bei  $V_{OPT} = F_{RH}/F_{RV} = 1,22$ . Bei gleich großer Bereifung 16.9R30/16.9R30 war  $V_{OPT} = 1$ . Die beiden Reifenkombinationen im Vergleich zeigten, dass die Ergebnisse nahe beieinander liegen und dass dadurch die

Kraftübertragung am höchsten und die Bodenverdichtung am geringsten ist, wenn  $V_{OPT} = 1$  bis  $1,22$  bzw. die Vorderachslast bei 45 % bis 50 % der Gesamtschlepper-  
masse liegt.

Anhand zahlreicher Untersuchungen für eine optimale Traktion stellten *Gee-Clough* und *Dweyer* zur Berechnung der Radlast anhand der Fahrgeschwindigkeit  $v$  und der maximal verfügbaren Antriebsleistung  $P_{ZU,MAX}$  Gl. (2.3) auf [135, 145]. Dabei gehen sie davon aus, dass bei einem Schlupf von  $\sigma = 0,1$  der beste Radwirkungs-  
grad  $\eta = 0,7$  sowie ein Triebkraftbeiwert von  $\kappa = 0,4$  erzielt werden. Gl. (2.3) macht deutlich, dass die Berechnung unabhängig vom Untergrund und den Rei-  
fenabmessungen ist. *Zoz* erweitert diesen Ansatz und beschrieb Gl. (2.4), wobei  $v_T$  die ideale schlupflose Geschwindigkeit ist [146]. Wird sowohl für Gl. (2.3) als  
auch für Gl. (2.4) das optimale Radlastverhältnis  $V_{OPT}$  berechnet, wird deutlich, dass dieses nur vom Verhältnis der maximal verfügbaren Leistungen  $P_{ZU,MAX}$  an  
Vorder- und Hinterrad und damit der Leistungsaufteilung abhängt.

$$F_R = \frac{\eta}{\kappa} \cdot \frac{P_{ZU,MAX}}{v} \approx 1,75 \cdot \frac{P_{ZU,MAX}}{v}$$

$$\Rightarrow V_{OPT} = \frac{F_{RH}}{F_{RV}} = \frac{P_{ZU,MAX,H}}{P_{ZU,MAX,V}} \quad (2.3)$$

$$F_R = \frac{1}{\kappa} \cdot \frac{P_{ZU,MAX}}{v_T} \approx 2,5 \cdot \frac{P_{ZU,MAX}}{v_T}$$

$$\Rightarrow V_{OPT} = \frac{F_{RH}}{F_{RV}} = \frac{P_{ZU,MAX,H}}{P_{ZU,MAX,V}} \quad (2.4)$$

*Pichlmaier* entwickelte ein Traktionsmanagement für Traktoren, bei welchem die optimale Achslastverteilung  $V_{OPT}$  aus dem Verhältnis der maximalen Reifentrag-  
fähigkeiten  $LI$  bestimmt wird [34] und bezieht sich damit auf *Renius* [92]. Gl. (2.5) zeigt die Berechnung der Reifenauslastung  $\gamma$  anhand der Radlast  $F_R$  sowie der  
maximalen Reifentragfähigkeiten  $LI$  und daraus resultierend mit Gl. (2.6) die Be-  
rechnung des optimalen Radlastverhältnisses  $V_{OPT}$ .

$$\gamma = \frac{F_R}{LI} \cdot 100 \% \quad (2.5)$$

$$V_{OPT} = \frac{F_{RH}}{F_{RV}} = \frac{LI_{RH}(\gamma = 100 \%)}{LI_{RV}(\gamma = 100 \%)} \quad (2.6)$$

Der notwendige Front-, Heckballast oder die variable Stützlasteinleitung wird mit hinterlegten Parametern berechnet und dem Fahrer als Empfehlung angezeigt. Mit einer Anpassung des Reifendrucks werden minimaler Bodendruck, minimale Spur-  
tiefe und maximale Aufstandsfläche erreicht. Die Versuche ergaben eine Steigerung des Traktionswirkungsgrades und einen reduzierten Kraftstoffverbrauch.

## 2.4.3 Zugkraftoptimierung beim Pflügen

Eine zur Optimierung der Zugkraft beim Pflügen wichtige Entwicklung ist die EHR [147]. In **Abb. 2.6** ist das Blockschaltbild der herkömmlichen EHR-Zugkraftregelung zu sehen. Die für die Arbeitstiefenregelung gemessenen Größen sind die Lage sowie die Zugkraft, aus deren Mischverhältnis ein entsprechender Istwert zurückgeführt wird. Sowohl *Knechtges* als auch *Frerichs* untersuchten in ihren Arbeiten die Optimierungspotenziale beim Pflügen und berücksichtigten mit dem Schlupf an den Triebädern eine weitere Regelgröße [31, 32]. **Abb. 2.6** enthält die Erweiterung der herkömmlichen EHR-Regelung zur Berücksichtigung des Schlupfes mit dem Ziel eines Kompromisses zwischen Schlupfbegrenzung und Tiefenänderung. Diese Regelkreiserweiterung hatte Kraftstoff- und Zeiteinsparungen [31] bzw. eine verbesserte Flächenleistung [32] bei relativ geringen Arbeitstiefenänderungen zur Folge.

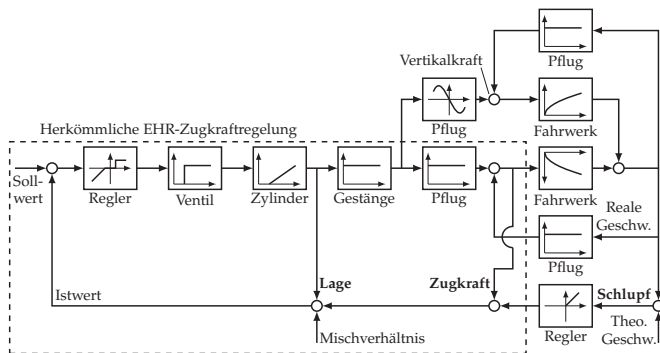


Abb. 2.6: Blockschaltbild der elektronischen Kraftheberregelung mit den Regelgrößen Lage, Zugkraft und Schlupf nach [32]

Moderne Regelungstechnik und -hydraulik nutzten *Biller et al.*, um neue Konzepte zur Kraftübertragung vom Pflug auf den Traktor zu übertragen [148]. Eine spürbare Einsparung an Kraftstoff und eine Reduzierung der Schlupfwerte konnten erreicht werden. *Oberhaus* entwickelte unterschiedliche Konzepte zur Regelung des Oberlenkerinnendrucks und des Triebbradschlupfes, um beim Pflügen stufenlos einen Gerätegewichtsanteil auf den Traktor zu übertragen [33]. Das Ziel war, die Belastung der hinteren Antriebsräder steuern zu können, ohne das Gesamtgewicht des Traktors verändern zu müssen. In Feldversuchen konnten sowohl der Triebbradschlupf reduziert, als auch eine Kraftstoffverbrauchsminderung erzielt werden.

Das daraus entstandene Produkt ist in der Praxis als sog. Traktionsverstärker verfügbar [149].

Der Topzylinder - genutzt bei Feldfahrt - kann durch seine Anbringung oberhalb der Koppelebene in longitudinaler Richtung zwischen Traktor und Starrdeichselanhänger die Antriebsräder des Allradtraktors in das optimale Verhältnis  $V_{OPT}$  bringen. Die in *Kap. 2.4* oftmals genannten Größen „Schlupf“ und „Zugkraft“ werden im praktischen Teil dieser Arbeit als Bewertungskriterium für den Topzylinder bei Feldarbeit herangezogen.

### 2.5 Ziele dieser Arbeit

Die bisher durchgeführten Arbeiten zur Verbesserung der Traktor-Vertikaldynamik hinsichtlich Fahrsicherheit und Fahrkomfort bei Straßenfahrt haben gezeigt, dass es sich um schwingungsdämpfende Systeme - seien es passive, adaptive, semiaktive oder aktive - handelt, welche am Traktor selbst oder zwischen Traktor und Front- oder Heckanbaugerät verbaut werden. Ein zwischen Traktor *und* Starrdeichselanhänger verbautes System, wie der Topzylinder, mit dem sich der Traktor am Anhänger zur Dämpfung der Nickschwingungen „abstützen“ kann, wurde bisher nicht wissenschaftlich untersucht. Das erste Ziel dieser Arbeit lautet folglich, mit dem Topzylinder ein weiteres passives sowie adaptives Feder-Dämpfer-Element für die Straßenfahrt zu erforschen. Dieses System, in Kombination mit der Vorderachs-, Kabinen- und Sitzfederung des Traktors, soll einen weiteren Beitrag leisten, damit Traktorgespanne mit starrer Deichsel auf der Straße möglichst sicher fahren können und der Fahrer komfortabel sitzen kann.

Der Stand der Forschung zum Thema Traktionsuntersuchungen bei Feldarbeit hat deutlich gemacht, welche Bedeutung ein optimales Radlastverhältnis für den allradbetriebenen Schlepper hat. Hier kann für die Gespannkombination Traktor *und* Starrdeichselanhänger der Topzylinder genutzt werden, um beide „gegeneinander zu verspannen“ und das Radlastverhältnis positiv zu beeinflussen. Hieraus ergibt sich das zweite Ziel dieser Arbeit: Für den Allrad Schlepper mit Starrdeichselanhänger soll bei Feldfahrt das richtige Radlastverhältnis anhand des Topzylinders eingestellt werden, um damit eine bestmögliche Traktion zu erzielen.

Wie schon in *Kap. 1* beschrieben, bietet der Topzylinder die Möglichkeit, bei Straßenfahrt *und* Feldarbeit die Funktion des Frontgewichts zu ersetzen. Das dritte Ziel dieser Arbeit lautet demnach, den Einfluss des Frontgewichts auf Traktor *und* Starrdeichselanhänger sowie dessen Ersatz durch den Topzylinder zu überprüfen, um das Traktorgespann um die Frontgewichtmasse zu erleichtern.

Zusammenfassend lassen sich für diese Arbeit bei der Betrachtung von Traktor *und* Starrdeichselanhänger folgende Ziele definieren:

- Entwicklung theoretischer Ansätze anhand von einfachen Modellen, um die Sinnhaftigkeit des Topzylinders zu verdeutlichen: Erstens zur passiven und adaptiven Nickschwingungsdämpfung sowie zur statischen Vorderradlast bei Straßenfahrt. Zweitens zum passiven Radlastmanagement bei Feldfahrt, jeweils durch den Topzylinder bei gleichzeitigem Verzicht auf das Frontgewicht.
- Herleitung und Validierung eines Schwingungsmodells, bestehend aus Traktor, Frontgewicht und Starrdeichselanhänger sowie passivem und adaptivem Topzylinder zur Untersuchung und Bewertung der Vertikaldynamik bei Straßenfahrt.
- Auslegung von hydraulischen Komponenten zur Verwendung des Topzylinders bei Straßenfahrt und im Feldeinsatz.
- Versuchsdurchführung ohne Topzylinder, um den Einfluss des Frontgewichts auf das Schwingungsverhalten sowie die statische Vorderradlast bei Straßenfahrt und auf die Traktion im Feldeinsatz bewerten zu können.
- Versuchsdurchführung, um den Einfluss des passiv und adaptiv verwendeten Topzylinders auf das Schwingungsverhalten, die statische Vorderradlast bei Straßenfahrt sowie des passiv verwendeten Topzylinders auf die Traktion im Feldeinsatz bei gleichzeitigem Verzicht auf das Frontgewicht bewerten zu können.

### 3 Theoretische Ansätze

Das Ziel dieses Kapitels ist die Veranschaulichung der Schwingungsdämpfung und des Radlastmanagements, angewandt an Traktorgespannen mit Starrdeichselverbindung, durch den Topzylinder bei gleichzeitigem Verzicht auf das Frontgewicht. Dazu werden zunächst für beide Anwendungsbereiche anhand von Ersatzmodellen die Ist-Situationen ohne Topzylinder und mit Frontgewicht vorgestellt sowie das damit verbundene Fahrverhalten auf der Straße und auf dem Feld. Im Anschluss werden die passiven und adaptiven Lösungsansätze durch den Topzylinder als Ersatz für das Frontgewicht vorgestellt, mit denen die Fahrsicherheit und der -komfort sowie die Traktion beeinflusst werden sollen. Das Kapitel endet mit einer Zusammenfassung der wichtigsten Erkenntnisse.

#### 3.1 Nickschwingungsdämpfung

Wie in Kap. 7.1.3 gezeigt wird, sind die Beschleunigungen als Maß für den Fahrkomfort und die Radlastschwankungen zur Beurteilung der Fahrsicherheit wesentlich. Folglich stehen diese beiden Größen im Mittelpunkt, wenn eine Nickschwingungsdämpfung durch den Topzylinder bei gleichzeitigem Verzicht auf das Frontgewicht erzielt werden soll. Das Frontgewicht wird, wie schon in Kap. 1 erläutert, bei Straßenfahrt verwendet, um gemäß der StVZO eine Last an der Vorderachse zur Lenksicherheit einstellen zu können, welche mindestens 20 % des Traktorleergewichts beträgt [36].

Das Schwingungsverhalten eines Gespanns mit Starrdeichselverbindung wird mit einem SEM, welches in Abb. 3.1 zu sehen ist, beschrieben.

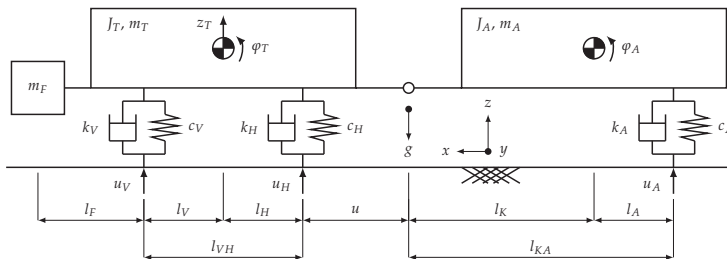


Abb. 3.1: SEM mit Frontgewicht und ohne Topzylinder: Prinzipskizze

Um die Fahrsicherheit und den -komfort hinsichtlich Vertikaldynamik zu untersuchen, sind die Hub- und Nickschwingungen des Traktors von wesentlicher Be-



deutung. Aus diesem Grund wird ein lineares, zweidimensionales Modell mit Freiheitsgraden in translatorischer (Hubschwingung) und rotatorischer (Nickschwingung) Richtung betrachtet.

Das vereinfachte Modell besteht aus einem Traktorrumpf mit Frontgewicht, dem Anhängerumpf sowie den Reifen als Feder-Dämpfer-Elemente<sup>1</sup>. Das Schwingungssystem besitzt aufgrund der Kopplung mit  $z_T$ ,  $\varphi_T$  und  $\varphi_A$  insgesamt drei Freiheitsgrade. Mit der *Matrizen-Differentialgl. (3.1)* lässt sich das Schwingungsverhalten berechnen:

$$\underline{M} \cdot \ddot{\underline{x}}(t) + \underline{K} \cdot \dot{\underline{x}}(t) + \underline{C} \cdot \underline{x}(t) = \underline{E} \cdot \underline{u}(t) + \underline{F} \cdot \dot{\underline{u}}(t) + \underline{h} \cdot g \quad (3.1)$$

Dabei ist  $\underline{x}(t) = [z_T(t) \ \varphi_T(t) \ \varphi_A(t)]^T$  der Auslenkungsvektor, welcher die drei Freiheitsgrade enthält.  $\underline{M}$  ist die Massen-,  $\underline{K}$  die Dämpfungs- und  $\underline{C}$  die Steifigkeitsmatrix. Die Matrizen  $\underline{E}$  und  $\underline{F}$  ermöglichen eine Anregung des Systems durch den Untergrund. Das Produkt des Vektors  $\underline{h}$  mit der Erdbeschleunigung  $g$  ermöglicht die Berücksichtigung der Gewichtskräfte. Alle Matrizen bzw. Vektoren der *Gl. (3.1)* sind im *Anhang* unter *Gl. (9.1)* zu finden. Der Vektor  $\underline{u}(t)$  enthält die drei Anregungen des Ersatzmodells und ist, davon ausgehend, dass die Reifen in einer Spur fahren, anhand der Radstände und der Fahrgeschwindigkeit  $v$  in *Gl. (3.2)* dargestellt:

$$\underline{u}(t) = \begin{bmatrix} u_V(t) \\ u_H(t) \\ u_A(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} u_V(t) \\ u_V(t - \frac{l_{VH}}{v(t)}) \\ u_V(t - \frac{l_{VH} + l_{KA}}{v(t)}) \end{bmatrix} \quad (3.2)$$

Die Bewertung der Schwingungseigenschaften des SEM wird mit drei unterschiedlichen Methoden durchgeführt: Erstens werden die Eigenwerte des Systems der homogenen *Gl. (3.1)* in der komplexen Zahlenebene betrachtet; zweitens die aus den Eigenwerten der *Gl. (3.1)* ermittelbaren Lehr'schen Dämpfungsmaße des Systems. Letzlich werden Schwingungsverläufe für zwei unterschiedliche Anregungsarten dargestellt. Eine parametrische Betrachtungsweise ist aufgrund der hohen Anzahl von Parametern zu komplex, sodass die Schwingungsbewertung mit Zahlenwerten sowie dem in *Kap. 2.1* vorgestellten Simulationswerkzeug *Matlab/Simulink* durchgeführt wird. **Tab. 9.1** im *Anhang* zeigt, welche Werte die einzelnen Parameter besitzen. Der Anhänger wird für die kommenden Berechnungen als beladen betrachtet.

<sup>1</sup>Die aufgrund der zweidimensionalen Betrachtung doppelt zu berücksichtigenden Feder- und Dämpfungskonstanten sind in der Parameterdarstellung enthalten, sodass für den Vorderreifen gilt:  $c_V = 2 \cdot c_v$ ,  $k_V = 2 \cdot k_v$ . Dasselbe gilt für den Hinter- sowie den Anhängerreifen.

Für das in diesem Kapitel betrachtete SEM wird eine Frontgewichtsmasse  $m_F = 300 \text{ kg}$  verwendet. Mit dieser Masse beträgt die statische Last an der Vorderachse rund 28% des Traktorleergewichts, sie liegt um ca. 8% höher als der oben beschriebene Mindestwert und damit im sicheren Bereich.

Zur Berechnung der Eigenwerte  $\lambda_i$  des Systems muss nach Müller und Schiehlen zunächst die charakteristische Gleichung der *Matrizen-Differentialgl. (3.1)* aufgestellt werden, dies geschieht mit Gl. (3.3) [150].

$$p(\lambda) = \frac{1}{\det(\underline{M})} \cdot \det(\underline{M} \cdot \lambda^2 + \underline{K} \cdot \lambda + \underline{C}) = 0 \quad (3.3)$$

Aufgrund der drei Freiheitsgrade des SEM ist das Ergebnis, wie Gl. (3.4) zeigt, eine charakteristische Gleichung in Form eines Polynoms sechster Ordnung mit entsprechenden Koeffizienten:

$$p(\lambda) = \lambda^6 + a_1 \cdot \lambda^5 + a_2 \cdot \lambda^4 + a_3 \cdot \lambda^3 + a_4 \cdot \lambda^2 + a_5 \cdot \lambda + a_6 = 0 \quad (3.4)$$

Die Eigenwerte des Systems erhält man, indem die Nullstellen der *charakteristischen Gl. (3.4)* berechnet werden. Als Ergebnis erhält man nach Gl. (3.5) drei konjugiert komplexe Eigenwerte mit entsprechenden Real- und Imaginärteilen.

$$\lambda_{2i-1,2i} = \text{Re}\lambda_i \pm j \cdot \text{Im}\lambda_i \quad \text{mit } i = 1, 2, 3 \quad (3.5)$$

**Abb. 3.2** zeigt, wo die drei konjugiert komplexen Eigenwerte von Gl. (3.1) mit den Zahlenwerten aus Tab. 9.1 in der komplexen Zahlenebene liegen. Zu erkennen ist ein gedämpftes Schwingungssystem, da keine reellen Eigenwerte auftreten und die Realteile der Eigenwerte negativ sind.

Die drei Eigenwerte des Schwingungssystems enthalten ebenfalls die drei Eigenkreisfrequenzen sowie die Lehr'schen Dämpfungsmaße, welche sich laut Schmidt und Waller nach Gl. (3.6) berechnen lassen [151].

$$\lambda_{2i-1,2i} = \omega_{0,i} \cdot D_i \pm j \cdot \omega_{0,i} \sqrt{1 - D_i^2} \quad \text{mit } i = 1, 2, 3 \quad (3.6)$$

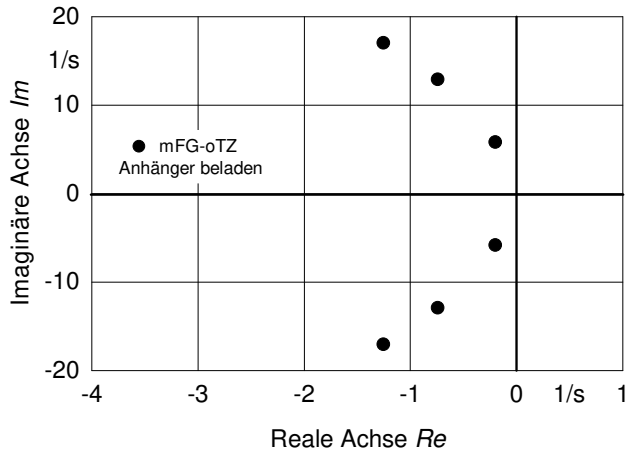


Abb. 3.2: SEM mit Frontgewicht und ohne Topzylinder: Eigenwerte in der komplexen Zahlenebene für den beladenen Anhänger

**Tab. 3.1** enthält die aus den Eigenwerten berechneten Eigenkreisfrequenzen  $\omega_0$ , bzw. Eigenfrequenzen  $f_0$ , sowie die Lehr'schen Dämpfungsmaße  $D_i$  des Systems. Dass es sich beim SEM um ein gedämpftes Schwingungssystem handelt, wird auch nochmal durch die Lehr'schen Dämpfungsmaße deutlich, da die Werte zwischen 0 und 1 liegen. „Das Lehr'sche Dämpfungsmaß gibt an, nach wieviel Schwingungsperioden eine Anfangsauslenkung auf einen bestimmten Bruchteil abgeklungen ist.“ [150, S. 170] Je höher das Lehr'sche Dämpfungsmaß, desto weniger Schwingungen beim Abklingen.

Tab. 3.1: SEM mit Frontgewicht und ohne Topzylinder: Eigenfrequenzen sowie Lehr'sche Dämpfungsmaße für den beladenen Anhänger

	mFG-oTZ
	Anhänger beladen
$f_{0,1-3}$ [Hz]	0,92
	2,06
	2,72
$D_{1-3}$ [-]	0,034
	0,057
	0,073

Im Folgenden werden mit der dritten Methode der Schwingungsbewertung simulierte Verläufe des SEM für zwei verschiedene Formen der Anregung dargestellt, siehe hierzu **Abb. 3.3**.

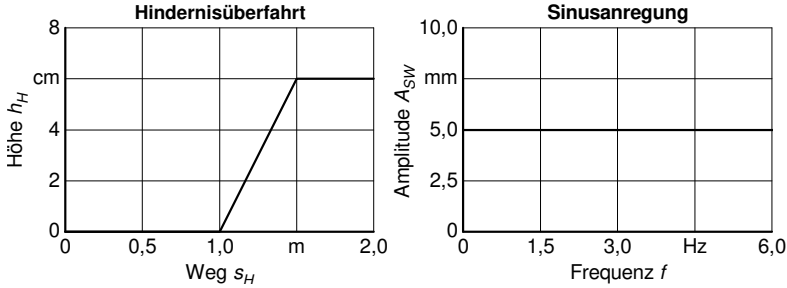


Abb. 3.3: SEM: Anregungsarten

Auf der linken Seite ist eine Fahrt über ein Einzelhindernis in Form einer Rampe - denn diese ist differenzierbar - zu erkennen; auf der rechten Seite erfolgt die Anregung durch eine Sinuswelle mit zunehmender Frequenz, jeweils mit einer Fahrgeschwindigkeit von  $v = 10 \text{ km/h}$ .

Die bereits oben erwähnte Radlastschwankung am Vorderrad zur Bewertung der Fahrsicherheit berechnet sich nach Gl. (3.7):

$$F_{RV}(t) = c_V \cdot (z_T(t) - l_V \cdot \varphi_T(t) - u_V(t)) + k_V \cdot (\dot{z}_T(t) - l_V \cdot \dot{\varphi}_T(t) - \dot{u}_V(t)) \quad (3.7)$$

mit  $F_{RV}(t) = 0$  wenn  $F_{RV}(t) < 0$

Die Vertikal- und Nickbeschleunigungen des Traktorrumpfs werden als Maß für den Fahrkomfort betrachtet. **Abb. 3.4** zeigt für die beiden unterschiedlichen Formen der Anregung die Verläufe der Radlast am Vorderreifen sowie die Traktorvertikal- und Traktornickbeschleunigung.

Zu sehen ist, dass bei Hindernisüberfahrt die Vorderradlast  $F_{RV}$  im Anschluss an die erste positive Amplitude kurzzeitig zu Null wird und somit keine Lenkkräfte übertragbar sind. Bei etwa 1,5s fährt die Traktorhinterachse über die Rampe, gut zu erkennen bei der Vertikal- und Nick-Beschleunigung  $\ddot{z}_T$  und  $\ddot{\varphi}_T$ . Nach 3,9s folgt dann die Überfahrt der Anhängerachse. Ein geringer Einfluss von dieser im Vergleich zur Überfahrt der Traktorachsen ist deutlich zu sehen. Bei der Sinusanregung treten die Resonanzfälle für alle drei Verläufe bei den beiden höchsten Eigenfrequenzen von  $f_{0,2} = 2,06 \text{ Hz}$  und  $f_{0,3} = 2,72 \text{ Hz}$  auf. In diesen Bereichen kann es bei der dynamischen Radlast  $\Delta F_{RV}$  zum Abspringen der Vorderräder von der Straße kommen und somit zu unsicheren Fahrzuständen.

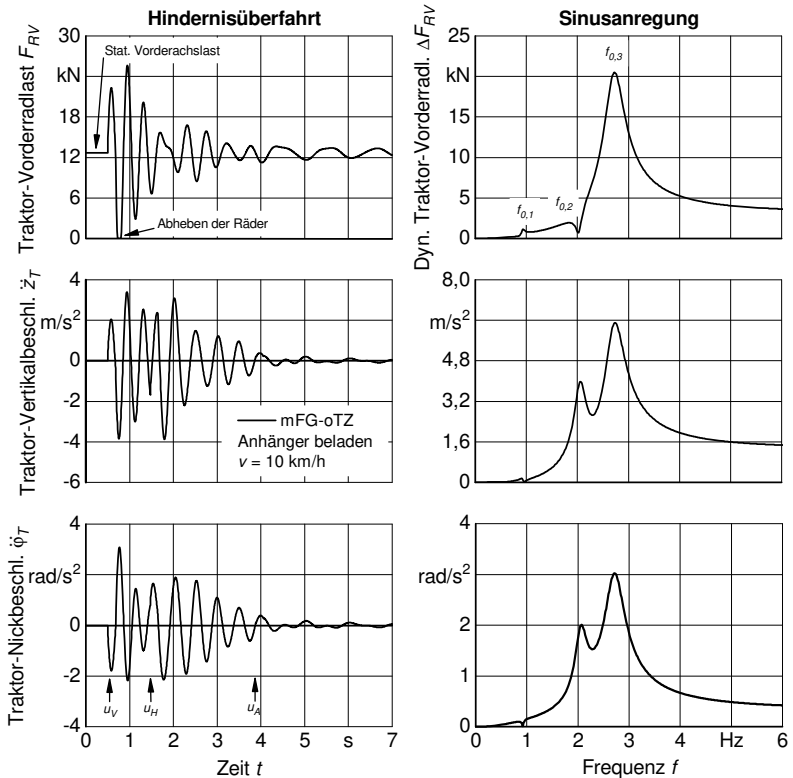


Abb. 3.4: SEM mit Frontgewicht und ohne Topzylinder: Schwingungsverhalten bei Hindernisüberfahrt sowie Sinusanregung für den beladenen Anhänger und  $v = 10$  km/h

### 3.1.1 Passive Nickschwingungsdämpfung

Zur Betrachtung der Nickschwingungsdämpfung durch den passiven Topzylinder zeigt **Abb. 3.5** das SEM aus dem vorherigen Kapitel, erweitert um den Topzylinder als passives Feder-Dämpfer-Element oberhalb der Koppelebene in Längsrichtung, gleichzeitig erleichtert um das Frontgewicht.

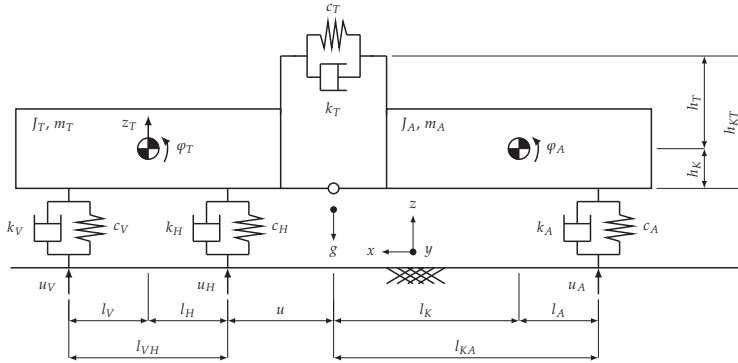


Abb. 3.5: SEM ohne Frontgewicht und mit passivem Topzylinder: Prinzipskizze

Die passive Topzylinderkraft  $F_{TZ}$  berechnet sich, wie Gl. (3.8) zeigt, in Abhängigkeit von der Traktor- und Anhängernickbewegung sowie -geschwindigkeit. Die statische Topzylinderkraft  $F_{TZ,0}$  ermöglicht ein Verspannen des Gespanns um die oben erwähnte nötige Mindestlast an der Vorderachse hinsichtlich der Lenkstabilität einzustellen.

$$F_{TZ}(t) = c_T \cdot (\varphi_T(t) - \varphi_A(t)) \cdot h_{KT} + k_T \cdot (\dot{\varphi}_T(t) - \dot{\varphi}_A(t)) \cdot h_{KT} + F_{TZ,0} \quad (3.8)$$

Die Matrizen-Differentialgl. (3.1) erfährt entsprechende Veränderungen durch die Einführung der Topzylinderkraft und ist in Gl. (3.9) erweitert dargestellt.

$$\underline{M} \cdot \ddot{\mathbf{x}}(t) + \underline{K}^* \cdot \dot{\mathbf{x}}(t) + \underline{C}^* \cdot \mathbf{x}(t) = \underline{E} \cdot \mathbf{u}(t) + \underline{F} \cdot \dot{\mathbf{u}}(t) + \underline{h} \cdot \mathbf{g} + \underline{i} \cdot F_{TZ,0} \quad (3.9)$$

Gl. (3.10) zeigt die durch die Veränderung des Modells entstandenen Änderungen in den Dämpfungs- und Steifigkeits-Matrizen im Bereich der beiden Nick-Freiheitsgrade.

$$\underline{K}^* = \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} & k_{13} \\ k_{12} & k_{22} + k_T \cdot h_{KT}^2 & k_{23} - k_T \cdot h_{KT}^2 \\ k_{13} & k_{23} - k_T \cdot h_{KT}^2 & k_{33} + k_T \cdot h_{KT}^2 \end{bmatrix} \quad (3.10)$$

$$\underline{C}^* = \begin{bmatrix} c_{11} & c_{12} & c_{13} \\ c_{12} & c_{22} + c_T \cdot h_{KT}^2 & c_{23} - c_T \cdot h_{KT}^2 \\ c_{13} & c_{23} - c_T \cdot h_{KT}^2 & c_{33} + c_T \cdot h_{KT}^2 \end{bmatrix}$$

In Gl. (3.11) ist der Vektor  $\underline{i}$  zu sehen, welcher die Einleitung der statischen Top-

zylinderkraft  $F_{TZ,0}$  in das Modell ermöglicht. Für Modellparameter aus Tab. 9.1 in *Anhang* und einen als beladen betrachteter Anhänger ist eine statische Topzylinderkraft  $F_{TZ,0} = 12 \text{ kN}$  notwendig, um dieselbe statische Vorderachslast wie bei einer Frontgewichtmasse  $m_F = 300 \text{ kg}$  zu erzielen.

$$\dot{\mathbf{i}} = \begin{bmatrix} 0 & +h_{KT} & -h_{KT} \end{bmatrix}^T \quad (3.11)$$

Bevor nun im Rahmen des theoretischen Ansatzes der passive Topzylinder mit dem „traditionellen Gespann“ verglichen wird, steht der Einfluss des Frontgewichts mit seiner Masse  $m_F$  - und somit eine Veränderung der Massenmatrix  $\underline{M}$  aus Gl. (3.1) - auf das Schwingungsverhalten des SEMs im Mittelpunkt. Dazu zeigt **Abb. 3.6** die Eigenwerte des Systems, einmal mit Frontgewicht und einmal ohne Frontgewicht - jeweils ohne Topzylinder. Ein konjugiert komplexes Eigenwertpaar bleibt identisch und zwar jenes, welches am nächsten an der imaginären Achse liegt. Die beiden anderen Polpaare verschieben sich nach links oben bzw. unten, wobei die vertikale Verschiebung größer ausfällt. Demnach klingen die Schwingungen etwas schneller ab.

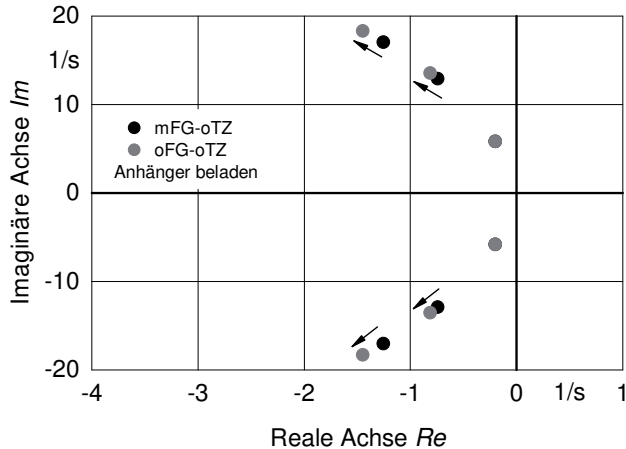


Abb. 3.6: SEM ohne Frontgewicht und ohne Topzylinder - Eigenwerte in der komplexen Zahlenebene für den beladenen Anhänger

In **Tab. 3.2** sind die Eigenfrequenzen und Lehr'schen Dämpfungsmaße für das SEM mit und ohne Frontgewicht dargestellt. Zu erkennen ist, dass zwei Eigenfrequenzen und zwei Lehr'sche Dämpfungsmaße nur geringfügig größer werden, was auch hier ein schnelleres Abklingen der Schwingungen bedeutet.

Tab. 3.2: SEM ohne Frontgewicht und ohne Topzylinder: Eigenfrequenzen sowie Lehr'sche Dämpfungsmaße für den beladenen Anhänger

	mFG-oTZ	oFG-oTZ
	Anhänger beladen	
$f_{0,1-3}$ [Hz]	0,92	0,93
	2,06	2,16
	2,72	2,92
$D_{1-3}$ [-]	0,034	0,034
	0,058	0,060
	0,073	0,079

**Abb. 3.7** zeigt, wie sich das SEM ohne Frontgewicht und ohne Topzylinder im Vergleich zum „traditionellen Gespann“ bei den Anregungen durch den Untergrund verhält. Bei Hindernisüberfahrt ist beim Verlauf der Vorderradlast  $F_{RV}$  die geringere statische Last zu erkennen. Die Schwingung verläuft nahezu identisch, allerdings ist beim Verlauf ohne Frontgewicht ein weiteres Berühren der Nulllinie und damit verbunden ein weiterer kritischer Fahrzustand zu erkennen.

Die Beschleunigungsverläufe von  $\ddot{z}_T$  und  $\ddot{\varphi}_T$  fallen bei Rampenüberfahrt ohne Frontgewicht etwas stärker aus und klingen ein wenig schneller ab - genau wie es auch schon die Eigenwerte und Lehr'sche Dämpfungsmaße gezeigt haben. Bei der Sinusanregung sind die beiden großen Resonanzbereiche leicht nach rechts verschoben. Der Maximalwert des größten Resonanzfalls der dynamischen Vorderradlast  $\Delta F_{RV}$  bei  $f_{0,3} = 2,92$  Hz fällt schwächer aus. Hinsichtlich der Vertikalbeschleunigung  $\ddot{z}_T$  fällt die Amplitude des mittleren Resonanzfalls größer, die des dritten wieder kleiner aus. Die Sinusanregung ergibt für die Nickbeschleunigung  $\ddot{\varphi}_T$  eine stärkere Resonanz bei der größten Eigenfrequenz  $f_{0,3}$ . Aus diesen Verläufen kann die Schlussfolgerung gezogen werden, dass durch das Frontgewicht das Schwingungsverhalten hinsichtlich Fahrsicherheit in bestimmtem Maße negativ beeinflusst wird, wohingegen durch die zusätzliche statische Mindestlast die Wahrscheinlichkeit einer fehlenden Lenkbarkeit reduziert wird. Betrachtet man den Fahrkomfort, so liegt aufgrund der tendenziell niedrigeren Amplituden eine Verbesserung vor.



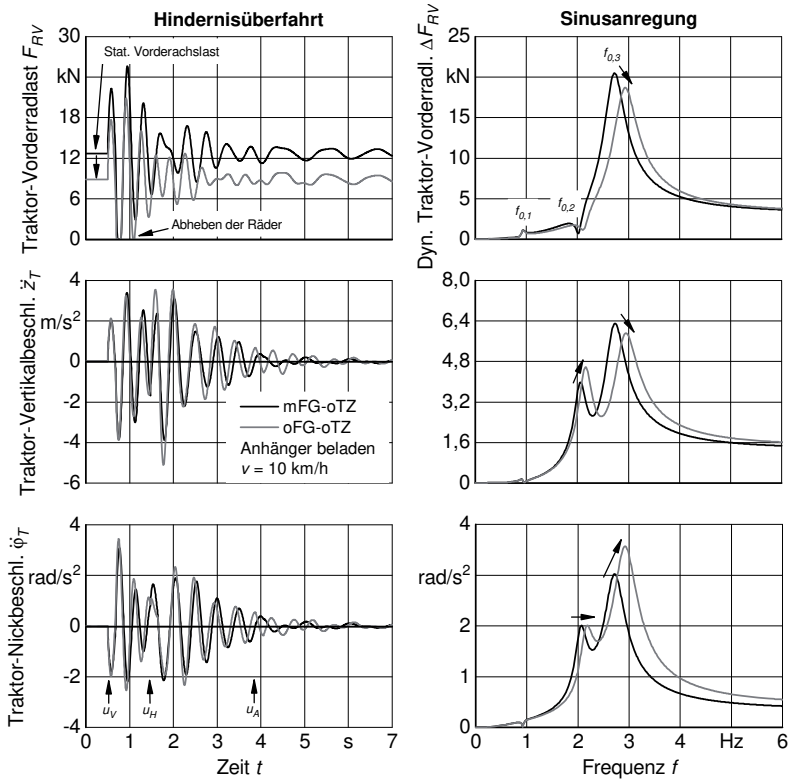


Abb. 3.7: SEM ohne Frontgewicht und ohne Topzylinder: Schwingungsverhalten bei Hindernisüberfahrt sowie Sinusanregung für den beladenen Anhänger sowie  $v = 10 \text{ km/h}$

Im weiteren Verlauf dieses Kapitels wird nun gezeigt, wie mit den Parametern  $c_T$  und  $k_T$  des passiven Topzylinders eine Schwingungsdämpfung für das SEM erzielt werden kann. Dazu werden beide Parameter variiert und das optimale Schwingungsverhalten des SEM ohne Frontgewicht und mit passivem Topzylinder gesucht. Nach Müller und Schiehlen kann für eine Parameteroptimierung das Gütekriterium in Form der quadratischen Fläche herbeigezogen werden: „Die quadratische Fläche kennzeichnet das Schwingungsverhalten, wobei die großen Ausschläge infolge des quadratischen Integranden stark bewertet werden.“ [150, S. 171] Gl. (3.12) zeigt, wie die quadratische Fläche der dynamischen Vorderradlast  $J_{\Delta F_{RV}}$  berechnet wird. Analog gilt diese Berechnung für das Gütekriterium der Vertikal-

und Nickbeschleunigung,  $J_{VB}$  und  $J_{NB}$ .

$$J_{\Delta FRV}(t) = \int_{t=0}^{\infty} \Delta F_{RV}^2(t) dt \rightarrow Min. \tag{3.12}$$

**Abb. 3.8** zeigt in der linken Spalte, wie sich für eine steigende Federsteifigkeit des Topzylinders  $c_T$  bei konstanter Dämpfung  $k_T$  die drei Gütekriterien bei einer Anregung durch eine Rampe nach Abb. 3.3 verhalten. Für die rechte Spalte gilt der umgekehrte Fall: die Federsteifigkeit  $c_T$  ist konstant, die Dämpfung  $k_T$  steigt. Während das Gütekriterium der dynamischen Vorderradlast für beide Fälle  $J_{\Delta FRV}$  ein Minimum erreicht, steigen oder fallen die Gütekriterien der Vertikalbeschleunigung  $J_{VB}$  und der Nickbeschleunigung  $J_{NB}$  des Traktors. Aus den sechs Verläufen kann die Schlussfolgerung gezogen werden, dass sich bei einer Federsteifigkeit  $c_T \approx 200 \text{ kN/m}$  und einer Dämpfungskonstante  $k_T \approx 50 \text{ kNs/m}$  ein Minimum ergibt und somit eine optimale Abstimmung des passiven Topzylindersystems mit dem SEM vorliegt.

In **Abb. 3.9** ist zu erkennen, wie sich für die optimalen Werte  $c_T$  und  $k_T$  vor allem zwei Polpaare des SEM in der komplexen Zahlenebene fast um den dreifachen Wert in die linke Halbebene und ein wenig nach oben bzw. unten verschieben. Das Resultat ist eine stark verbesserte Systemdämpfung für zwei Freiheitsgrade und ein geringfügig schnelleres Abklingen der Schwingungen. **Tab. 3.3** enthält die Eigenfrequenzen und Lehr'schen Dämpfungsmaße für das „traditionelle Gespann“ sowie für das Gespann ohne Frontgewicht und mit passivem Topzylinder. Die Erkenntnisse aus der Darstellung der Eigenwerte (Abb. 3.9) sind übertragbar: Zwei Dämpfungsmaße steigen stark an und ein verbessertes Dämpfungsverhalten ist die Folge.

Tab. 3.3: SEM ohne Frontgewicht und mit passivem Topzylinder: Eigenfrequenzen sowie Lehr'sche Dämpfungsmaße für den beladenen Anhänger

	mFG-oTZ	oFG-mpTZ
	Anhänger beladen	
$f_{0,1-3}$ [Hz]	0,92	0,93
	2,06	2,29
	2,72	2,88
$D_{1-3}$ [-]	0,034	0,035
	0,058	0,155
	0,073	0,163

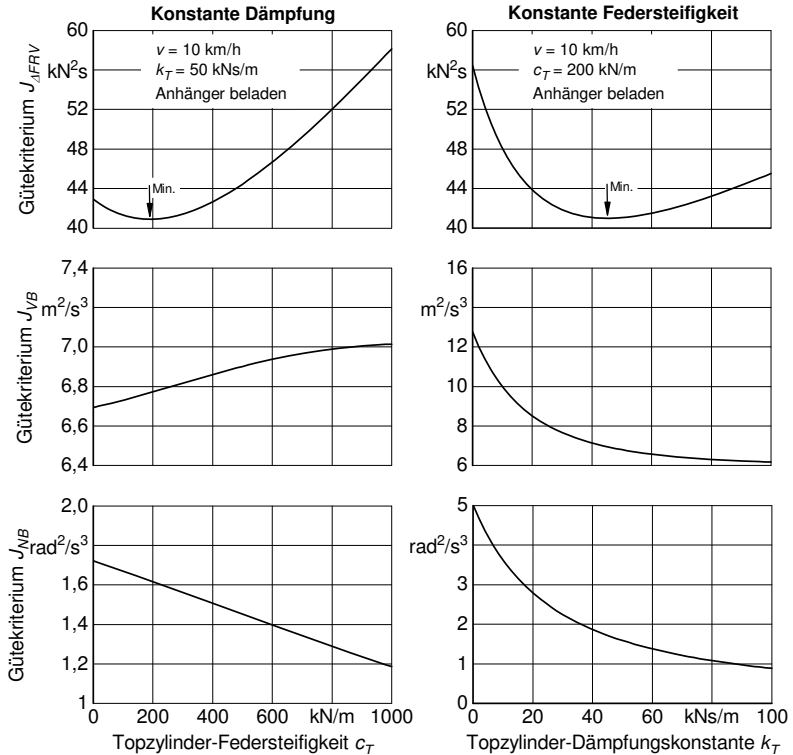


Abb. 3.8: SEM ohne Frontgewicht und mit passivem Topfzylinder: Gütekriterien bei variierender Topfzylinder-Federsteifigkeit und -Dämpfungskonstanten für den beladenen Anhänger und  $v = 3 \text{ km/h}$

Das Schwingungsverhalten der dynamischen Vorderradlast sowie der Traktorvertikal- und Traktornickbeschleunigung des SEMs ohne Frontgewicht und mit passivem Topfzylinder bei Anregungen durch den Untergrund ist in **Abb. 3.10** dargestellt. Ein positiver Einfluss des passiven Topfzylinders ist deutlich erkennbar: Die Schwingungsamplituden fallen bei Hindernisüberfahrt bis auf eine Ausnahme bei  $F_{RV}$  bei 0,95 s geringer aus, am stärksten bei der Nickbeschleunigung  $\dot{\varphi}_T$ , zudem klingen die Schwingungen schneller ab.

Die Vorderradlast  $F_{RV}$  wird bei Rampenüberfahrt nicht mehr zu Null, die Lenksicherheit ist in der gesamten Überfahrtszeit garantiert und durch die Vorspannung kann dieselbe statische Last eingehalten werden wie beim „traditionellen“ Fall mit Frontgewicht und ohne Topfzylinder.

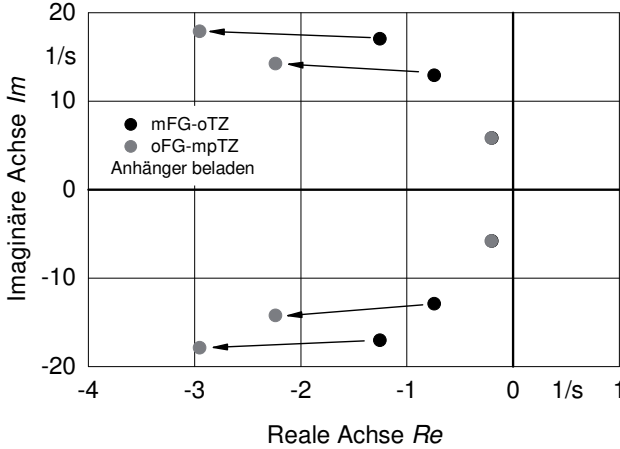


Abb. 3.9: SEM ohne Frontgewicht und mit passivem Topfzylinder: Eigenwerte in der komplexen Zahlenebene für den beladenen Anhänger

Die Sinusanregung des SEM zeigt, dass mit dem passiven Topfzylinder die Resonanzbereiche bei den beiden größten Eigenfrequenzen deutlich abgeschwächt werden können: Um fast 50% bei der dynamischen Vorderradlast  $\Delta F_{RV}$  und ungefähr um 33% bei den beiden Beschleunigungen  $\ddot{z}_T$  sowie  $\ddot{\phi}_T$ .

Aus diesen Simulationsergebnissen kann für den theoretischen Ansatz zur Nickschwingungsdämpfung mit dem passiven Topfzylinder die Schlussfolgerung gezogen werden, dass sich sowohl die Fahrsicherheit als auch der -komfort verbessern lassen und gleichzeitig das Frontgewicht ersetzt werden kann.

### 3.1.2 Adaptive Nickschwingungsdämpfung

Nachdem im Kapitel zuvor anhand des SEMs gezeigt wurde, dass mit dem Topfzylinder als passives Feder-Dämpfer-Element eine Nickschwingungsdämpfung bei Straßenfahrt erzielt und gleichzeitig das Frontgewicht ersetzt werden kann, geht es in diesem Unterkapitel nun darum, mit einer adaptiven Nickschwingungsdämpfung für variierende Gespannparameter die nächste Stufe des Topfzylinders als Isolationssystem für die Schwingungen nach Haucks Abb. 1.2 auf S. 3 zu betrachten.

Zu den Parametern, welche einen Einfluss auf das Schwingungsverhalten des Gespanns bei Straßenfahrt ausüben, gehören einerseits die Fahrzeuggeschwindigkeit  $v$  und andererseits die Anhängermasse  $m_A$  und das damit verbundene

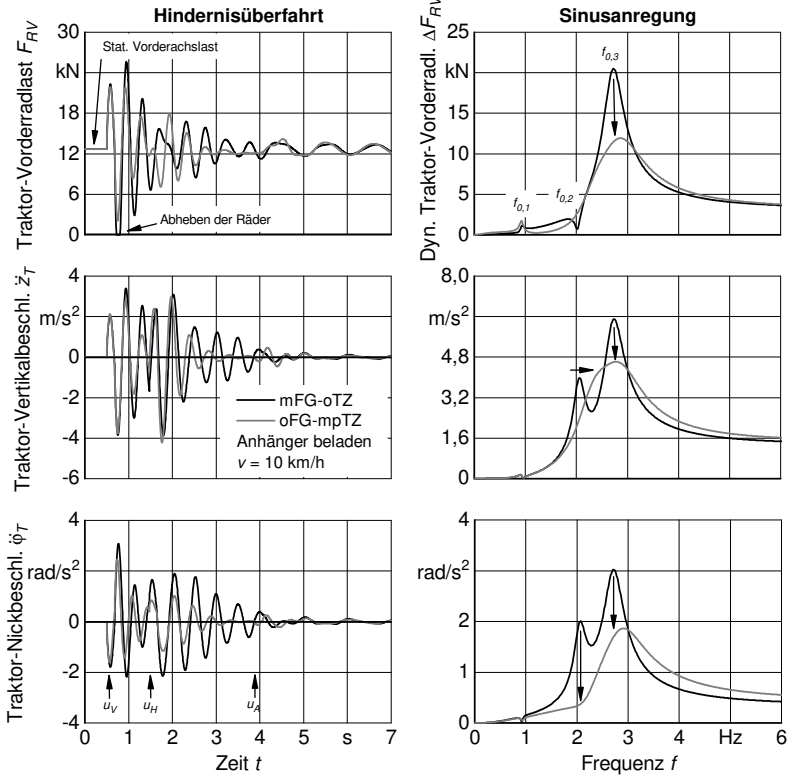


Abb. 3.10: SEM ohne Frontgewicht und mit passivem Topzylinder: Schwingungsverhalten bei Hindernisüberfahrt sowie Sinusanregung für den beladenen Anhänger sowie  $v = 10$  km/h

Anhängermassenträgheitsmoment  $J_A$ . Für die Fahrgeschwindigkeit werden mit  $v = 5$  km/h,  $v = 10$  km/h und  $v = 15$  km/h drei verschiedene Abstufungen betrachtet; der Anhänger wird als unbeladen und beladen betrachtet. Die dazugehörigen Werte für die Masse  $m_A$  und das Trägheitsmoment  $J_A$  sind im *Anhang* in Tab. 9.1 aufgelistet.

Hinsichtlich der adaptiven Schwingungsdämpfung werden für die variierenden Parameter  $v$ ,  $m_A$  bzw.  $J_A$  die optimalen Feder-Dämpfer-Einstellungen des passiven Topzylinders gesucht. Hauck entwickelte das adaptive System durch Anpassung der Dämpfung an die Fahrgeschwindigkeit [27]. Aufgrund der erwähnten Veränderungen von Fahrgeschwindigkeit und Anhängermasse beim betrachteten

Traktorgespann wird folgende adaptive Parameterzuordnung für den Topzylinder als sinnvoll betrachtet:

- Anhängerbeladungsabhängige Federsteifigkeit:  $c_T = f(m_A, J_A)$
- Fahrgeschwindigkeitsabhängige Dämpfungskonstante:  $k_T = f(v)$

Als Bewertungskriterium für die Parameterbestimmung wird, wie schon beim passiven Lösungsansatz, das Gütekriterium (Gl. (3.12)) herangezogen und das SEM erneut durch die Rampe, wie sie in Abb. 3.3 zu sehen ist, angeregt. Da sich die Darstellung der Eigenwerte in der komplexen Zahlenebene, der Eigenfrequenzen sowie der Lehr'schen Dämpfungsmaße und das Verhalten bei Anregung durch das Hindernis bzw. die Sinusswelle für den adaptiven Topzylinder so verhält, wie im Kapitel zuvor bei der passiven Verwendung dargestellt, wird hier auf diese Darstellungsformen verzichtet.

In **Abb. 3.11** ist das bereits oben beschriebene Gütekriterium für die dynamische Vorderradlast  $J_{\Delta F_{RV}}$ , die Traktor-Vertikalbeschleunigung  $J_{VB}$  und -nickbeschleunigung  $J_{NB}$  in Abhängigkeit von der Federsteifigkeit  $c_T$  und der Dämpfungskonstante  $k_T$  für die oben definierten, variierenden Parameter „Anhängermasse“ (linke Spalte) und „Fahrgeschwindigkeit“ (rechte Spalte) dargestellt.

Bei der Betrachtung der linken Spalte wird deutlich, dass es sinnvoll ist, die Federsteifigkeit  $c_T$  mit zunehmender Anhängermasse bei einer konstanten Fahrgeschwindigkeit von  $v = 10$  km/h zu steigern. Ein  $c_T \approx 140$  kN/m für den unbeladenen und ein  $c_T \approx 200$  kN/m für den beladenen Anhänger gilt hier als empfehlenswert. Bei variierender Geschwindigkeit  $v$  für den voll beladenen Anhänger (rechte Spalte) ist zu erkennen, dass eine Erhöhung der Dämpfungskonstanten  $k_T$  mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit ebenfalls sinnvoll ist. Neben einem  $k_T \approx 15$  kNs/m für  $v = 5$  km/h erscheint ein  $k_T \approx 50$  kNs/m für  $v = 10$  km/h sowie ein  $k_T \approx 70$  kNs/m für  $v = 15$  km/h eine optimale Schwingungsdämpfung für den beladenen Anhänger nach sich zu ziehen.

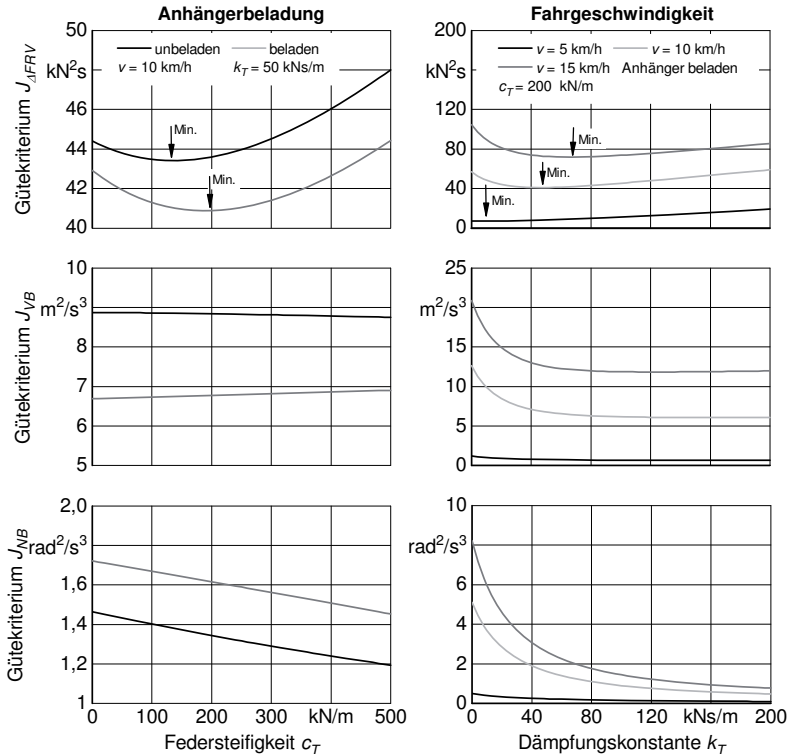


Abb. 3.11: SEM ohne Frontgewicht und mit adaptivem Topzylinder: Gütekriterien bei variierender Topzylinder-Federsteifigkeit und -Dämpfungskonstanten für unterschiedliche Fahrgeschwindigkeiten und Anhängerbelaungen

Zusammenfassend kann die Tatsache festgehalten werden, dass mit einer steigenden Anhänger­masse eine Erhöhung der Federsteifigkeit sowie mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit eine stärkere Dämpfung erforderlich ist und somit eine „härtere“ Fahrwerkseinstellung, um eine möglichst hohe Fahrsicherheit und einen möglichst guten Fahrkomfort über die gesamten Wertbereiche der variierenden Parameter - und genau hier liegt der Vorteil des adaptiven Topzylinders im Vergleich zum passiven - zu erzielen. Diese Tatsache ist qualitativ in **Abb. 3.12** dargestellt. Die „weichste“ Fahrwerkseinstellung ist bei niedrigster Fahrgeschwindigkeit und leerem Anhänger notwendig, die „härteste“ bei höchster Geschwindigkeit und voll beladenem Anhänger.

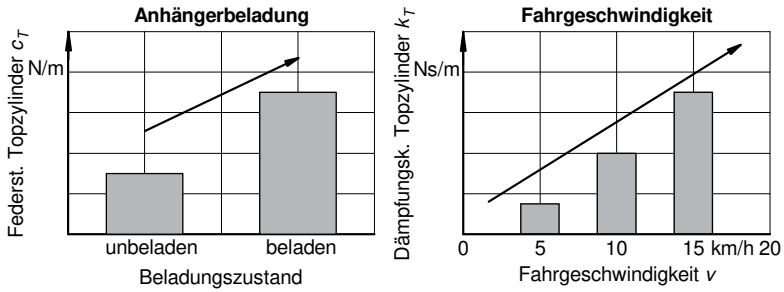


Abb. 3.12: SEM ohne Frontgewicht und mit adaptivem Topzylinder: Qualitative Federsteifigkeit und Dämpfungs-konstante für verschiedene Anhängerbeladungen und Fahr-geschwindigkeiten

Der theoretische Ansatz für eine adaptive Verwendung des Topzylinders hat gezeigt, dass für variierende Gespannparameter angepasste Topzylinder-Parameter für die Federung und Dämpfung sinnvoll sind, um für jede Betriebssituation eine möglichst hohe Fahrsicherheit sowie den bestmöglichen Fahrkomfort zu erzielen.



### 3.2 Passives Radlastmanagement

Im Mittelpunkt des Radlastmanagements bei Feldfahrt stehen die Radlasten des Traktors. Im Kapitel 7.2.2 wird gezeigt, dass es ein von den maximalen Reifentragfähigkeiten optimales Achs- bzw. Radlastverhältnis  $V_{OPT} = F_{RH}/F_{RV}$  für einen allradbetriebenen Traktor gibt.

Zur Beschreibung des Einflusses von Frontgewicht und Topzylinder auf das Achslastverhältnis wird ein Radlastersatzmodell (REM) eines Traktors mit Starrdeichselanhänger betrachtet, welches über ein ebenes Feld mit dem Rollwiderstand  $q$  fährt, siehe Abb. 3.13. Eine ähnliche Berechnung zur Ermittlung der Zugkraft ist u. a. auch bei Renius zu finden [92]. Zunächst wird, genau wie bei der Schwingungsdämpfung, das herkömmliche Gespann mit Frontgewicht und ohne Topzylinder betrachtet. Die im Modell betrachteten Größen sind die beiden Aufstandskräfte des Traktors  $F_{RV}$  und  $F_{RH}$  sowie die Aufstandskraft des Anhängers  $F_{RA}$ , die Antriebskraft des allradbetriebenen Traktors  $F_{VA} + F_{HA}$  sowie die Deichselkräfte in x- und z-Richtung  $F_{DX}$  und  $F_{DZ}$ . Die Anhängerbeladung  $m_B$  wird als variabel betrachtet.

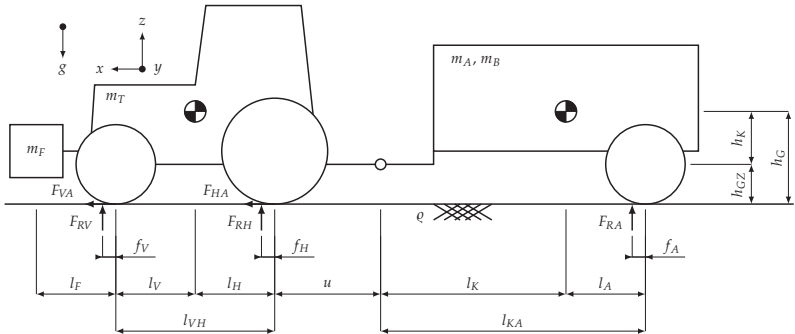


Abb. 3.13: REM mit Frontgewicht und ohne Topzylinder: Prinzipskizze

Zur Berechnung der Größen kann das Gleichungssystem (3.13) herangezogen werden, dabei enthält  $\underline{y}(t) = [F_{RV}(t) \ F_{RH}(t) \ (F_{VA} + F_{HA})(t) \ F_{DX}(t) \ F_{DZ}(t) \ F_{RA}(t)]^T$  die oben beschriebenen, unbekanntenen Kräfte.

$$\underline{A}(t) \cdot \underline{y}(t) = \underline{b}(t) \quad (3.13)$$

Gl. (3.14) beschreibt die Koeffizientenmatrix  $\underline{A}$  sowie den Spaltenvektor  $\underline{b}$  des Gleichungssystems (3.13):

$$\underline{A}(t) = \begin{bmatrix} \varrho & \varrho & -1 & 0 & 1 & 0 \\ -1 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ \underline{A}_{(3,1)} & \underline{A}_{(3,2)} & h_G & l_H + u & -h_{GZ} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & \varrho \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & -1 \\ 0 & 0 & 0 & l_A & h_{GZ} & \underline{A}_{(6,6)} \end{bmatrix}$$

mit  $\underline{A}_{(3,1)} = l_V + f_V - \varrho \cdot h_G$   
 $\underline{A}_{(3,2)} = -(l_H - f_H + \varrho \cdot h_G)$   
 $\underline{A}_{(6,6)} = -(l_K - f_A + \varrho \cdot h_G)$  (3.14)

$$\underline{b}(t) = \begin{bmatrix} 0 \\ -(m_F + m_T) \cdot g \\ m_F \cdot (l_V + l_F) \cdot g \\ 0 \\ -(m_A + m_B(t)) \cdot g \\ 0 \end{bmatrix}$$

Wird zunächst der Sonderfall  $\varrho = 0$  betrachtet, d. h. das REM fährt nicht sondern steht, so ergibt sich aus Gl. (3.13) für die Berechnung der Radlasten  $F_{RV}$  und  $F_{RH}$  Gl. (3.15). Zu erkennen ist die allgemein bekannte Tatsache, dass das Frontgewicht mit der Masse  $m_F$  das Vorderrad  $F_{RV}$  be- und das Hinterrad  $F_{RH}$  entlastet. Der Einfluss der Anhänger Masse  $m_A$  sowie seiner Beladung  $m_B$  auf die beiden Radlasten ist genau umgekehrt.

$$F_{RV}(t) = m_F \cdot g \cdot \left( \frac{l_F}{l_{VH}} + 1 \right) + m_T \cdot g \cdot \frac{l_H}{l_{VH}} - (m_A + m_B(t)) \cdot g \cdot \frac{u \cdot l_A}{l_{VH} \cdot l_{KA}}$$

$$F_{RH}(t) = -m_F \cdot g \cdot \frac{l_F}{l_{VH}} + m_T \cdot g \cdot \frac{l_V}{l_{VH}} + (m_A + m_B(t)) \cdot g \cdot \frac{(l_{VH} + u) \cdot l_A}{l_{VH} \cdot l_{KA}}$$
 (3.15)

Das Gesamtgewicht des Traktors  $F_{RV+RH}$ , also die Summe der beiden Radlasten  $F_{RV} + F_{RH}$ , berechnet sich für den oben beschriebenen Sonderfall aus der Frontgewicht- und Traktormasse sowie der Stützlast, Gl. (3.16):

$$F_{RV+RH}(t) = (m_F + m_T) \cdot g + (m_A + m_B(t)) \cdot g \cdot \frac{l_A}{l_{KA}}$$
 (3.16)

Nun wird nicht mehr der Sonderfall, sondern ein Ausbringvorgang und damit eine variierende Anhängerbelastung  $m_B$  von 0 t bis 20 t betrachtet. Für diese und die folgenden Berechnungen werden die Zahlenwerte aus **Tab. 9.2** im *Anhang* betrachtet. Mit Gl. (3.13) und (3.14) sowie einem Rollwiderstandsbeiwert  $\rho = 0,1$  (feste Grasnarbe) sind die unterschiedlichen Radlasten sowie deren Verhältnis in **Abb. 3.14** zu sehen.

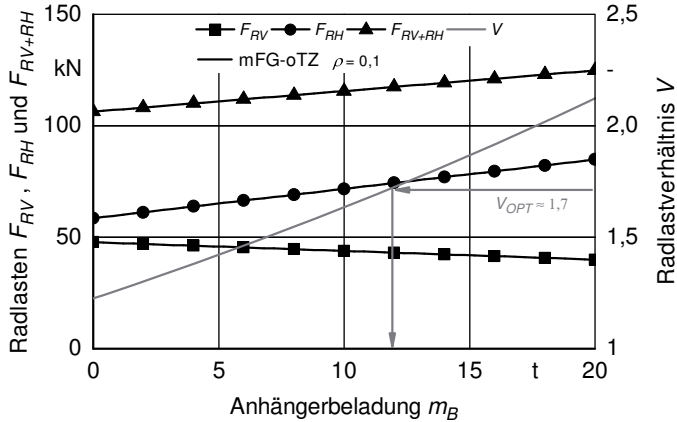


Abb. 3.14: REM mit Frontgewicht und ohne Topzylinder: Radlasten und Radlastverhältnis als Funktion der Anhängerbelastung

Die Radlast des Traktorvorderreifens  $F_{RV}$  sinkt, die des Hinterreifens  $F_{RH}$  steigt, genauso wie das Traktorgesamtgewicht  $F_{RV+RH}$  mit zunehmender Anhängerbelastung. Das Radlastverhältnis  $V = F_{RH}/F_{RV}$  variiert entsprechend und hat einen Wertebereich von knapp 1,25 bis 2,22. Demnach arbeitet der allradbetriebene Schlepper nur in einem geringen Intervall des Ausbringvorgangs im optimalen Traktionsbereich, denn dieser liegt laut der Berechnung in *Kapitel 7.2.2* bei  $V_{OPT} \approx 1,7$ .

Im weiteren Verlauf wird nun, genau wie beim theoretischen Ansatz zur Nickschwingungsdämpfung bei Straßenfahrt in *Kap. 3.1*, der passive Topzylinder in Betracht gezogen, diesmal für die Feldarbeit. In **Abb. 3.15** ist das REM für die passive Traktionsverstärkung mit der Veränderung dargestellt, sodass das Frontgewicht mit der Masse  $m_F$  weggelassen und eine konstante Topzylinderkraft  $F_{TZ}$  oberhalb der Koppelenebene in das Gespann eingeleitet wird.

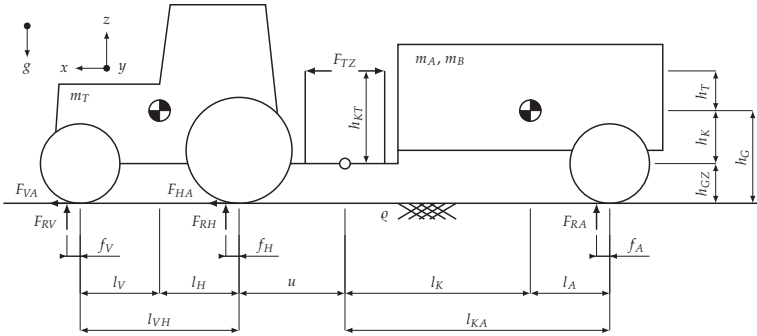


Abb. 3.15: REM ohne Frontgewicht und mit passivem Topzylinder: Prinzipskizze

Aufgrund dieser Änderung ergibt sich in Gl. (3.13) ein anderer Spaltenvektor  $\underline{b}$ , dieser ist in Gl. (3.17) zu sehen:

$$\underline{b}(t) = \begin{bmatrix} F_{TZ}(t) \\ -m_T \cdot g \\ h_T \cdot F_{TZ}(t) \\ -F_{TZ}(t) \\ -(m_A + m_B(t)) \cdot g \\ -h_T \cdot F_{TZ}(t) \end{bmatrix} \quad (3.17)$$

Dass mit Gl. (3.13) für den Sonderfall  $q = 0$  durch die Einführung der Topzylinderkraft  $F_{TZ}$  das Vorderrad  $F_{RV}$  be- und das Hinterrad  $F_{RH}$  entlastet wird, zeigt Gl. (3.18). Durch den Verzicht auf das Frontgewicht entfällt hier der Einfluss von  $m_F$ .

$$\begin{aligned} F_{RV}(t) &= m_T \cdot g \cdot \frac{l_H}{l_{VH}} - (m_A + m_B(t)) \cdot g \cdot \frac{u \cdot l_A}{l_{VH} \cdot l_{KA}} + \\ &+ F_{TZ}(t) \cdot \frac{(u + l_{KA}) \cdot h_{KT}}{l_{VH} \cdot l_{KA}} \\ F_{RH}(t) &= m_T \cdot g \cdot \frac{l_V}{l_{VH}} + (m_A + m_B(t)) \cdot g \cdot \frac{(l_{VH} + u) \cdot l_A}{l_{VH} \cdot l_{KA}} - \\ &- F_{TZ}(t) \cdot \frac{(l_{VH} + u + l_{KA}) \cdot h_{KT}}{l_{VH} \cdot l_{KA}} \end{aligned} \quad (3.18)$$

Das Gesamtgewicht des Traktors  $F_{RV+RH}$  berechnet sich für den Sonderfall aus der Traktormasse sowie der Stützlast, Gl. (3.19). Auch hier hat die Frontgewichtsmasse  $m_F$  keinen Einfluss mehr auf das Gesamtgewicht. Die Topzylinderkraft  $F_{TZ}$  führt

über das Verhältnis von  $h_{KT}$  zu  $l_{KA}$  zur einer Reduktion des Traktorgesamtgewichts.

$$F_{RV+RH}(t) = m_T \cdot g + (m_A + m_B(t)) \cdot g \cdot \frac{l_A}{l_{AK}} - F_{TZ}(t) \cdot \frac{h_{KT}}{l_{KA}} \quad (3.19)$$

**Abb. 3.16** zeigt, wie sich die normierten Radlasten  $F_{RV,N}$  und  $F_{RH,N}$ , deren Verhältnis  $V$  sowie das normierte Gesamtgewicht des Traktors  $F_{RV+RH,N}$  - mit Gl. (3.13), der  $\underline{A}$ -Matrix aus Gl. (3.14), dem dazugehörigen Spaltenvektor  $\underline{b}$  von Gl. (3.17) und einer Anhängerbelastung  $m_B = 16 \text{ t}$  - in Abhängigkeit von der Topzylinderkraft  $F_{TZ}$  für den Sonderfall  $\rho = 0$  verhalten.

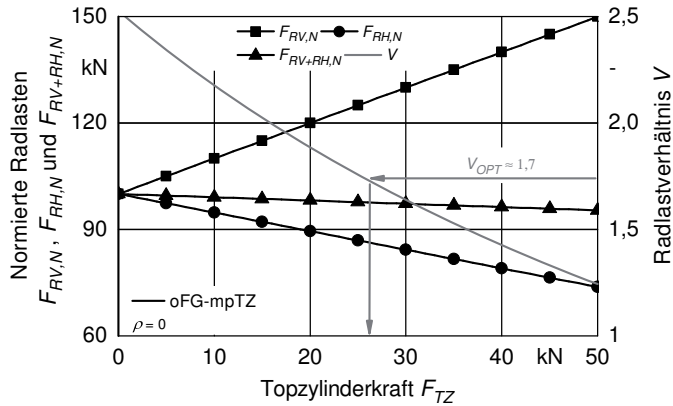


Abb. 3.16: REM ohne Frontgewicht und mit passivem Topzylinder: Radlasten und Radlastverhältnis als Funktion der Topzylinderkraft

Die Vorderradlast  $F_{RV,N}$  wird größer, im Gegenteil zur Hinterradlast  $F_{RH,N}$ . Das Gesamtgewicht des Traktors  $F_{RV+RH,N}$  wird geringer. Das Radlastverhältnis  $V$  nimmt mit zunehmender Topzylinderkraft  $F_{TZ}$  ab, sodass für ein optimales Radlastverhältnis  $V \approx 1,7$  und die damit verbundene bestmögliche Traktion für diesen Betriebspunkt eine Topzylinderkraft  $F_{TZ} \approx 27 \text{ kN}$  notwendig ist.

Bevor nun der Einfluss einer konstanten Topzylinderkraft auf das Achslastverhältnis des Traktors ohne Frontgewicht betrachtet wird, wird der Einfluss des Frontgewichts auf das Achslastverhältnis bei einem Rollwiderstandswert  $\rho = 0,1$  für eine variierende Anhängerbelastung  $m_B$  vorgestellt. Diese Berechnung wird mit Gl. (3.13), (3.14) und (3.17) durchgeführt. **Abb. 3.17** zeigt die lineare Verschiebung der beiden Radlasten. Die Vorderradlast  $F_{RV}$  wird anteilig kleiner, die Hinterradlast  $F_{RH}$  größer. Das Traktorgewicht  $F_{RV+RH}$  ist über die gesamte variierende

Anhängerbelastung um das Gewicht des Frontgewichts leichter. Der Wertbereich vom Radlastverhältnis ohne Frontgewicht wird deutlich größer und liegt bereits mit dem minimalen Wert von  $V \approx 2$  oberhalb von  $V_{OPT} \approx 1,7$ . Entsprechend ineffizient fällt bei einem Ausbringvorgang die Traktion aus, wenn auf das Frontgewicht verzichtet wird.

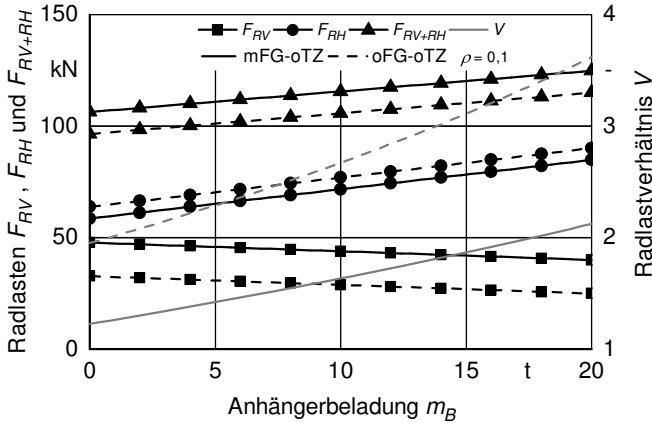


Abb. 3.17: REM ohne Frontgewicht sowie ohne Topzylinder: Radlasten und Radlastverhältnis als Funktion der Anhängerbelastung

Wird nun einerseits der Fall REM mit Frontgewicht und ohne Topzylinder und andererseits der Fall REM ohne Frontgewicht und mit passivem Topzylinder ( $F_{TZ} = 32 \text{ kN}$ ) betrachtet - es gelten hierfür die zuvor hergeleiteten Gl. (3.13), (3.14) sowie (3.17) - so zeigt **Abb. 3.18** die Radlasten des Traktors, deren Summe sowie deren Verhältnis aufgetragen über der variierenden Anhängerbelastung  $m_B$ . Zu erkennen ist in etwa ein ähnlicher Verlauf des Radlastverhältnisses  $V$  wie für den Fall mit Frontgewicht und ohne Topzylinder, siehe Abb. 3.14. Sowohl die Vorderradlast  $F_{RV}$  als auch die Hinterradlast  $F_{RH}$  sind geringer als beim „traditionellen“ Fall. Das Traktorgewicht  $F_{RV+RH}$  ist einerseits durch den Verzicht auf das Frontgewicht sowie durch die anteilige Topzylinderkraft geringer.

Basierend auf diesen Berechnungsergebnissen kann aus dem theoretischen Ansatz zum passiven Radlastmanagement die Schlussfolgerung gezogen werden, dass mit dem passiven Topzylinder bei gleichzeitigem Verzicht auf das Frontgewicht die Traktorrادlasten und deren Verhältnis genauso beeinflusst werden können wie für das „traditionelle Gespann“ mit Frontgewicht und ohne Topzylinder.

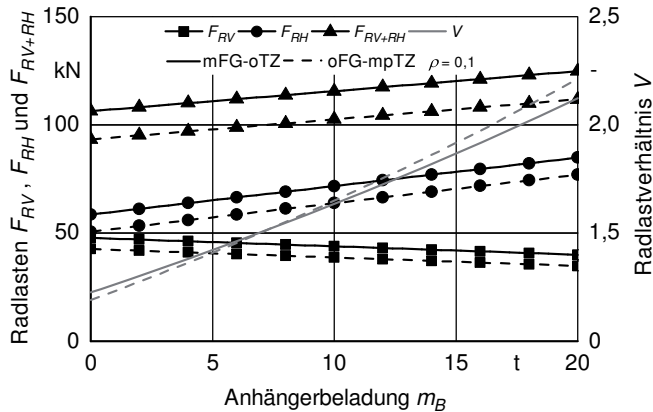


Abb. 3.18: REM ohne Frontgewicht und mit passivem Topzylinder: Radlasten und Radlastverhältnis als Funktion der Anhängerbelastung

### 3.3 Zusammenfassung der theoretischen Ansätze

In den beiden vorherigen Unterkapiteln wurden die theoretischen Ansätze zum Einsatz des Topzylinders bei Straßenfahrt und Feldarbeit beschrieben. Zusammenfassend können folgende Erkenntnisse festgehalten werden:

Mit einem SEM mit drei Freiheitsgraden konnte anhand dreier Methoden gezeigt werden, dass mit dem passiven Topzylinder bei Straßenfahrt Nickschwingungen gedämpft werden - bei gleichzeitigem Verzicht auf das Frontgewicht - und somit die Fahrsicherheit und der Fahrkomfort erhöht werden können. Die Ergebnisse der Methodenbetrachtung lauten:

- Zwei von drei konjugiert komplexen Polpaaren verschieben sich in der komplexen Zahlenebene nach links oben.
- Zwei von drei Lehr'sche Dämpfungsmaße werden größer.
- Es ergeben sich ruhigere Verläufe und geringere Amplituden für die Vorderradlast und die Traktornickbeschleunigung.

Die passive Verwendung des Topzylinders bei Straßenfahrt wurde auf eine adaptive erweitert. Hier kann eine optimale anhängerbelaungsabhängige Federsteifigkeit und eine optimale geschwindigkeitsabhängige Dämpfungskonstante am Topzylinder eingestellt werden und weiterhin auf das Frontgewicht verzichtet werden. Die Ergebnisse sind eine erhöhte Fahrsicherheit sowie ein erhöhter Fahrkomfort für jeden Beladungs- und Geschwindigkeitszustand.

Mit einem REM mit sechs unbekanntes Kräften konnte nachgewiesen werden, dass mit dem passiven Topzylinder bei Feldfahrt die Traktorraddlasten positiv beeinflusst werden können: Die Radlasten können in das - für eine bestmögliche Traktion des allradbetriebenen Traktors - optimale Radlastverhältnis gebracht werden und gleichzeitig kann auf das Frontgewicht verzichtet werden.



## 4 Gespannmodell eines Traktors mit Starrdeichselverbindung und Topzylinder

Nachdem im vorherigen Kapitel im Rahmen des theoretischen Ansatzes eine passive sowie adaptive Schwingungsdämpfung mit einem SEM vorgestellt wurde, steht in diesem Kapitel - mit Blick auf eine Untersuchung des vertikalen Schwingungsverhaltens und darauffolgend eine Auslegung des Topzylinders als hydro-pneumatisches Feder-Dämpfer-Element - das mathematische Schwingungsmodell eines Traktorgespansns mit Starrdeichselverbindung im Mittelpunkt. Dabei wird zunächst das GSM mit seinen einzelnen Massen- und Feder-Dämpfer-Elementen beschrieben. Im Anschluss werden die eigens modellierten, nichtlinearen Modelle einzelner Feder-Dämpfer-Elemente veranschaulicht, bevor die Integration des HRM in das GSM dargestellt wird. Das Kapitel endet mit der Betrachtung des Gesamtmodells zur Berechnung des vertikalen Schwingungsverhaltens.

### 4.1 Aufbau des Modells

In **Abb. 4.1** ist das GSM<sup>2</sup> eines Traktors mit Starrdeichselanhänger und Topzylinder zu sehen. Der GSM-Aufbau richtet sich an das Gespann, welches für die Fahrversuche verwendet wurde, siehe hierzu *Kap. 5.1*.

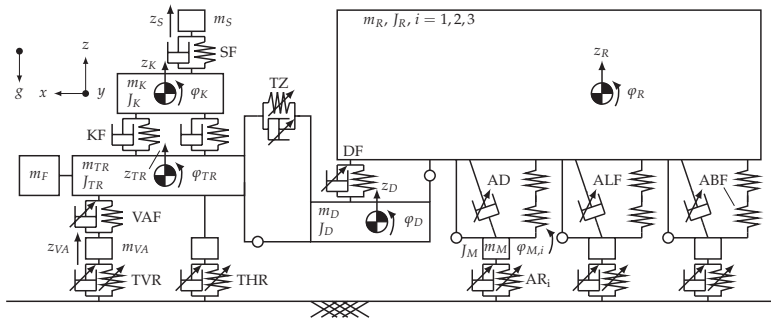


Abb. 4.1: GSM: Massen- und Feder-Dämpfer-Elemente

<sup>2</sup>Genau wie beim SEM (Abb. 3.1 auf S. 24) des theoretischen Ansatzes fließen aufgrund der zwei-dimensionalen Betrachtung die verschiedenen Feder-Dämpfer-Elemente - ausgeschlossen davon sind der Fahrersitz sowie der Topzylinder - mit dem Faktor 2 in das GSM ein. Dies gilt ebenso für das Masselement der Einzelradaufhängung an der Traktorvorderachse.

Der Traktor verfügt über eine Vorderachs-, Kabinen- und Sitzfederung. Der Starrdeichselanhänger ist mit einer Deichselfederung ausgestattet, zudem sind die drei Anhängerachsen federnd gelagert. Wie bereits im *Kap. 3.1* beschrieben, werden zur Bewertung der Fahrsicherheit und des -komforts durch den Einfluss des Topzylinders die Hub- und Nickbewegungen in Form eines zweidimensionalen Modells betrachtet, dessen sämtliche Körper als starr angenommen werden.

Die zwölf Körper des Modells mit ihren Massen und Trägheitsmomenten sind in **Tab. 4.1** aufgelistet. Die Trakturvorderachse - es handelt sich hierbei um eine Einzelradaufhängung - besteht aus der eigentlichen Achse der Einzelradaufhängung sowie weiteren, damit verbundenen Massenelementen, u. a. Reifen und Felgen. Die Traktorrumpfmasse setzt sich aus Rahmen, Frontgewicht, Motor, Kupplung, Getriebe, Hinterachse, Hinterrädern etc. zusammen. Die Traktorkabine ist ein weiterer beweglicher Körper und besteht hauptsächlich aus dem Rahmen sowie den Konsolen. Der Traktorfahrersitz enthält die Sitzschale und die Verbindungselemente. Als dominierende Masse enthält der Sitz die anteilige Fahrer Masse, welche laut *Pickel* bei 65 % bis 75 % des Fahrgesamtgewichts liegt [49]. Der restliche Anteil wird der Traktorkabine zugerechnet.

Tab. 4.1: GSM: Körper, Massen und Massenträgheitsmomente

Körper	Masse	Massenträgheitsmoment
Trakturvorderachse	$m_{VA}$	–
Traktorrumpf	$m_{TR}$	$J_T$
Traktorkabine	$m_K$	$J_K$
Traktorfahrersitz	$m_S$	–
Anhängerdeichsel	$m_D$	$J_D$
Anhängerrumpf	$m_R$	$J_R$
Anhängerachse 1-3	$m_M$	$J_M$

Die Anhängerdeichsel setzt sich im Wesentlichen aus ihrer eigentlichen Masse zusammen, hinzu kommen u. a. die K-80-Anhängerkupplungskonstruktion sowie die Halterung des Topzylinders. Der Anhängerrumpf besteht aus dem Rahmen, dem Behälter inkl. Inhalt, dem Gestänge und weiteren Komponenten (Pumpen, Leitungen etc.). Die drei Anhängerachsen umschließen die Achsen selbst sowie die Reifen, Felgen, Bremsen etc.

Abb. 4.1 zeigt, dass das Traktorgespann über 13 Freiheitsgrade verfügt, diese sind in **Tab. 4.2** aufgelistet. Es wird davon ausgegangen, dass kleine Nickbewegungen von den jeweiligen Körpern durchgeführt werden, weshalb die Vereinfachung  $\sin \varphi = \varphi$  eingeführt wird.

Tab. 4.2: GSM: Freiheitsgrade

Körper	Freiheitsgrad	
Traktorvorderachse	$z_{VA}$	—
Traktorrumpf	$z_{TR}$	$\varphi_T$
Traktorkabine	$z_K$	$\varphi_K$
Traktorfahrersitz	$z_S$	—
Anhängerdeichsel	$z_D$	$\varphi_D$
Anhängerrumpf	$z_A$	$\varphi_R$
Anhängerachse 1-3	—	$\varphi_{M,1-3}$

Am Traktor können alle vier Massen Hubbewegungen ausführen, zudem unterliegen der Traktorrumpf sowie die -kabine dem Freiheitsgrad des Nickens. Anhängerdeichsel und -rumpf können die Bewegung des Hubes und des Nickens ausführen. Die drei Anhängerachsen drehen um ihre Lagerpunkte und führen folglich Nickbewegungen aus.

Die in Abb. 4.1 zu sehenden Feder-Dämpfer-Elemente des Traktorgespanns sind, wie *Pickel* schon beschrieben hat, im Allgemeinen nicht konstant, sondern zeit-, weg- und geschwindigkeitsabhängige Funktionen [49]. Dadurch wird das Schwingungssystem nichtlinear. Nichtlinearitäten treten zum Beispiel bei Verlust des Bodenkontaktes durch die Räder auf. Weitere Nichtlinearitäten sind z. B. die Drosselfunktionen der hydropneumatischen Federungen. In **Tab. 4.3** sind die elf im GSM vorkommenden Feder-Dämpfer-Systeme aufgelistet sowie angegeben, ob diese linear oder nichtlinear sind.

Tab. 4.3: GSM: Feder-Dämpfer-Systeme

Abk.	Feder-Dämpfer-System	Linear	Nichtlin.	Modelltyp
VAF	Vorderachsfederung		x	Eigenes Modell
KF	Kabinenfederung	x		Pickel [49]
SF	Sitzfederung	x		Pickel
TVR	Traktorvorderreifen		x	HRM [61]
THR	Traktorhinterreifen		x	HRM
TZ	Topzylinder		x	Eigenes Modell
DF	Deichselfederung		x	Eigenes Modell
AD <sub>i</sub>	Anhängerdämpf. 1-3		x	Herstellerkennlinie
ALF <sub>i</sub>	Anhängerluftfed. 1-3	x		Eigenes Modell
ABF <sub>i</sub>	Anhängerblattfed. 1-3	x		Eigenes Modell
AR <sub>i</sub>	Anhängerreifen 1-3		x	HRM

Ebenfalls wird gezeigt, wie das Feder-Dämpfer-System im GSM verwendet wird, d. h., ob es selbst modelliert, aus der Literatur bzw. von Herstellerangaben übernommen oder, wie im Falle der Reifen, aus einem bereits entwickelten Modell integriert wird.

## 4.2 Modellierung der Federungssysteme

Die Beschreibungen der selbst hergeleiteten Feder-Dämpfer-Modelle des GSM sind Gegenstand dieses Unterkapitels: Dazu zählen zunächst die Modelle der hydropneumatischen Federungen; darauf folgt das mechanisch-pneumatische Modell der Anhängerachsfederung.

### 4.2.1 Hydropneumatische Federungen

Alle drei in diesem Kapitel vorgestellten Modelle einer hydropneumatischen Federung basieren auf demselben Modellierungsprinzip: Der Generierung einer Feder-Dämpfer-Kraft in Abhängigkeit einer Körperbewegung. Zunächst wird ein allgemeines hydropneumatisches Federungssystem vorgestellt, auf welches sich die Modelle der Vorderachsfederung, des passiv verwendeten Topzylinders sowie der Deichselfederung beziehen und sich lediglich in ihrer Parameterbetrachtung unterscheiden.

#### Allgemeines Beispiel

Für die Modellbildung einer hydropneumatischen Federung wird der Ansatz von *Backé* gewählt, siehe **Abb. 4.2** [152].

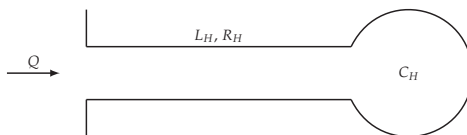


Abb. 4.2: Reihenschaltung komplexer hydraulischer Widerstände nach [152]

Die Druckaufbaugleichung in einem hydraulischen System, bestehend aus Rohrleitung und Hydrospeicher, setzt sich aus den Teildrücken  $p_R$ ,  $p_L$  und  $p_C$  zusammen, welche vom Leitungswiderstand, der Fluid-Induktivität sowie der Speicherkapazität abhängen. Ein hydraulischer Widerstand  $R_H$ , eine hydraulische Induktivität  $L_H$  sowie eine hydraulische Kapazität  $C_H$ , allesamt linear, werden in Reihe geschaltet.

Die entsprechende *Differentialgl. zur Beschreibung des Druckaufbaus* (4.1) in Abhängigkeit des Volumenstroms  $Q$  lautet dann:

$$\begin{aligned} p(t) &= p_R(t) + p_L(t) + p_C(t) \\ &= R_H \cdot Q(t) + L_H \cdot \dot{Q}(t) + \frac{1}{C_H} \cdot \int Q(t) \, dt \end{aligned} \quad (4.1)$$

In **Abb. 4.3** ist ein allgemeines Modell einer hydropneumatischen Federung zu sehen. Das Ziel der Berechnung ist eine Feder-Dämpfer-Kraft  $F_{FD}$  in Abhängigkeit von einer Vertikalbewegung der Kolbenstange  $z_{KS}$ . Das Federungssystem besteht aus einem Differentialzylinder, welcher durch Bewegungen der Kolbenstange ein Ölvolumen über eine Drossel in einen Hydrospeicher fördert. Der Hydrospeicher verrichtet die größte Federarbeit, aber auch das Fluid sowie die Schlauchleitungen weisen hydraulische Kapazitäten auf. Die Dämpfungsarbeit wird einerseits durch die Drossel und andererseits durch die Reibung zwischen Kolben und Zylinderwand verrichtet. Da sich das Fluid sowohl in der Schlauchleitung als auch in der Zylinderkammer befindet, ist an beiden Stellen entsprechend eine Induktivität des Fluids vorhanden.

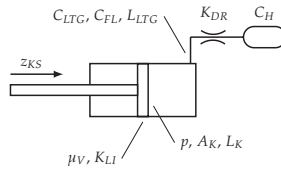


Abb. 4.3: Allgemeines Modell einer hydropneumatischen Federung

Der gesamte Ölvolumenstrom  $Q_G$ , welcher bei einer Bewegung der Kolbenstange fließt, ist sowohl von der Kolbenstangengeschwindigkeit  $\dot{z}_{KS}$  in Kombination mit der Kolbenfläche  $A_K$  als auch vom durch den von *Will* und *Gebhardt* definierten inneren Leckvolumenstrom  $Q_{LI}$  abhängig, siehe Gl. (4.2) [153]. Letzterer wird anhand des Leckölbeiwerts  $K_{LI}$  und des Systemdrucks  $p$  berechnet.

$$\begin{aligned} Q_G(t) &= A_K \cdot \dot{z}_{KS}(t) - Q_{LI}(t) \\ &\text{mit } Q_{LI}(t) = K_{LI} \cdot p(t) \end{aligned} \quad (4.2)$$

Der Verlustdruck  $p_R$ , welcher aufgrund der Drossel auftritt, ist vom Ölvolumenstrom  $Q_G$  und der damit verbundenen Drosselkonstanten  $K_{DR}$  abhängig und im

Gegensatz zu *Backé's* Ansatz nichtlinear, siehe Gl. (4.3):

$$p_R(t) = K_{DR} \cdot Q_G(t)^2 \cdot \operatorname{sgn}(Q_G(t)) \quad (4.3)$$

mit  $K_{DR} = \frac{q_{FL}}{2 \cdot (\alpha \cdot A_{DR})^2}$

Wobei:  $q_{FL}$ : Öldichte;  $\alpha$ : Drosselbeiwert;  $A_{DR}$ : Drosselquerschnitt

Der Druck aufgrund der hydraulischen Induktivität  $p_L$  ist definiert durch die Differenzierung des Ölvolumenstroms  $Q_G$  nach der Zeit sowie der Gesamtinduktivität  $L_G$  des Systems und in Gl. (4.4) dargestellt.

$$p_L(t) = L_G \cdot \dot{Q}_G(t) \quad (4.4)$$

Gl. (4.5) zeigt, dass die hydraulische Induktivität  $L_G$  nach *Backé* in der Schlauchleitung und in der Kolbenkammer vom jeweiligen Ölvolumen  $V_{FL}$ , von der Öldichte  $q_{FL}$  sowie vom Querschnitt  $A_K$  abhängt.

$$L_G = \frac{(V_{FL,LTG} + V_{FL,K}) \cdot q_{FL}}{A_K^2} \quad (4.5)$$

In Gl. (4.6) ist die Berechnung des kapazitiven Drucks  $p_C$  zu sehen: Dieser ist einerseits von der Integration des gesamten Ölvolumenstroms  $Q_G$  und andererseits von den hydraulischen Kapazitäten des Speichers  $C_H$ , der Schlauchleitung  $C_{LTG}$  und der Flüssigkeit  $F_{FL}$  abhängig.

$$p_C(t) = \frac{1}{C_G} \cdot \int Q_G(t) dt \quad (4.6)$$

mit  $C_G = C_H + C_{LTG} + C_{FL}$

Wie in Gl. (4.7) und (4.8) zu erkennen ist, wird die Kapazität des Hydrospeichers  $C_H$  laut *Backé* mit dem Gasvolumen  $V_{H,0}$  und dem Gasdruck  $p_{H,0}$  im Arbeitspunkt sowie dem Polytropenexponenten  $n$  berechnet. Ebenfalls wird von *Backé* die Berechnung der Kapazität des Fluids  $C_{FL}$  übernommen, welche vom Ölvolumen im System  $V_{FL,LTG+K}$  und der Pressziffer  $\beta_{FL}$  abhängt. Die hydraulische Kapazität der Schlauchleitungen  $C_{LTG}$  wird Herstellertabellen entnommen.

$$C_H = \frac{1}{n} \cdot \frac{V_{H,0}}{p_{H,0}} \quad (4.7)$$

$$C_{FL} = V_{FL,LTG+K} \cdot \beta_{FL} \quad (4.8)$$

Der Gesamtdruck im System  $p$  ist die Summe der drei zuvor berechneten Drücke  $p_R$ ,  $p_L$  und  $p_C$ , siehe Gl. (4.1). Die aus dem Systemdruck  $p$  und der Kolbenfläche  $A_K$  resultierende Feder-Dämpfer-Kraft  $F_{FD}$  berechnet sich schlussendlich nach Gl. (4.9). Hinzu kommt zu dieser Kraft der Anteil der viskosen Reibung im Zylinder als Funktion der Kolbenstangengeschwindigkeit  $\dot{z}_{KS}$  multipliziert mit dem viskosen Reibbeiwert  $\mu_V$ .

$$F_{FD}(t) = A_K \cdot p(t) - \mu_V \cdot \dot{z}_{KS}(t) \quad (4.9)$$

mit  $p(t) = 0$  wenn  $p(t) < 0$

**Abb. 4.4** zeigt das Blockschaltbild mit den Gl. (4.2) bis (4.9) zum allgemeinen Beispiel einer hydropneumatischen Federung mit der Kolbenstangengeschwindigkeit  $\dot{z}_{KS}$  als Eingangs- und der Feder-Dämpfer-Kraft  $F_{FD}$  als Ausgangsgröße.

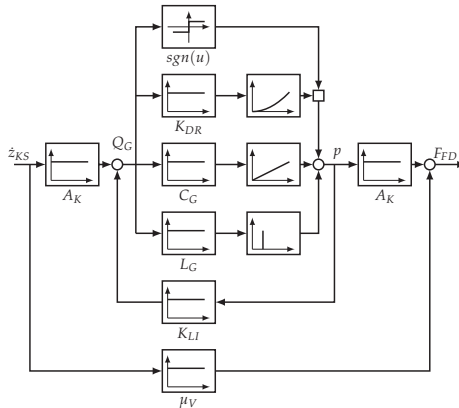


Abb. 4.4: Blockschaltbild einer allgemeinen hydropneumatischen Federung

Mit Blick auf die Anwendung des allgemeinen Beispiels einer hydropneumatischen Federung auf die Modellierung der Vorderachs- und Deichselfederung sowie des Topzylinders des GSMs werden folgende Vereinfachungen eingeführt:

- Die Trägheit des Hydrauliköls, und damit die Induktivität, ist aufgrund der geringen Hydraulikölmasse im Vergleich zu den Massen der einzelnen Körper des GSMs vernachlässigbar klein.
- Die Kapazität des Hydrauliköls ist im Vergleich zu den Kapazitäten von Hydrspeicher und Schlauchleitung vernachlässigbar klein.

Auf Basis dieses Modells einer hydropneumatischen Federung und den dazugehörigen Vereinfachungen werden nun die Modelle der Vorderachsfederung, des Topzylinders sowie der Deichselfederung vorgestellt.

### Vorderachsfederung

Angestrebt wird beim Modell der Vorderachsfederung eine vertikale Feder-Dämpferkraft der Vorderachsfederung  $F_{VAF}$  in Abhängigkeit von der Vertikalbewegung der Traktorvorderachse  $z_{VA}$ , der Vertikal-  $z_{TR}$  oder der Nickbewegung  $\varphi_{TR}$  des Traktorrumpfes, siehe **Abb. 4.5**.

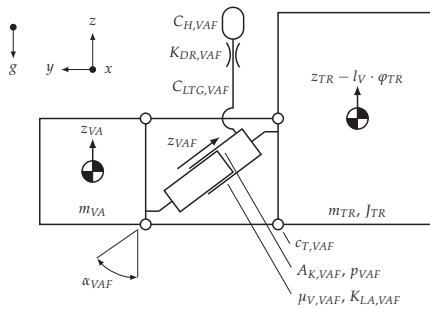


Abb. 4.5: GSM: Modell Vorderachsfederung

Die Vorderachsfederung - es handelt sich hierbei um eine der Fa. CARRARO - des bei den Fahrversuchen eingesetzten Schleppers besteht aus einem zwischen den Doppelquerlenkern um den Winkel  $\alpha_{VAF}$  zur Fahrzeugmitte hin geneigten Plungerzylinder, welcher durch Bewegungen von Traktorvorderachse oder -rumpf ein Ölvolumen über eine Drossel in einen Hydrospeicher fördert.

Zudem ist an der Innenseite des unteren Doppelquerlenkers eine Torsionsfeder verbaut, welche die Vorspannung der hydropneumatischen Vorderachsfederung ermöglicht [154]. Die Relativbewegung der Vorderachsfederung  $z_{VAF}$  hängt von den oben beschriebenen Bewegungen der Traktorvorderachse und des -rumpfes sowie von der Zylinderneigung ab und ist mit Gl. (4.10) beschrieben.

$$z_{VAF}(t) = (z_{TR}(t) - l_V \cdot \varphi_{TR}(t) - z_{VA}(t)) \cdot \cos(\alpha_{VAF}) \quad (4.10)$$

Die Berechnung des Druckes  $p_{VAF}$  der Vorderachsfederung verläuft analog zu der Berechnung des Druckes  $p$  im allgemeinen Beispiel mit Gl. (4.2), die Parameter entsprechend bezogen auf die Vorderachsfederung.



Zur Berechnung der Steifigkeit der Torsionsfeder wird Gl. (4.11) von Wallentowitz herangezogen [155]. Dabei ist  $G$  das Schubmodul des verwendeten Stahls,  $d_{TOR}$  der Durchmesser des Stabes,  $l_{QL}$  die Länge des Querlenkers und  $l_{TOR}$  die Länge des Torsionsstabes.

$$c_{T,VAF} = \frac{\pi \cdot G \cdot d_{TOR}^4}{32 \cdot l_{QL}^2 \cdot l_{TOR}} \quad (4.11)$$

Die aus dem Systemdruck der Vorderachsfederung  $p_{VAF}$  und der Kolbenfläche  $A_{K,VAF}$  resultierende vertikale Feder-Dämpfer-Kraft der Vorderachsfederung  $F_{VAF}$  berechnet sich nach Gl. (4.12). Ein weiterer Kräfteanteil ist auch in diesem Anwendungsfall die viskose Reibung im Plungerzylinder in Abhängigkeit von der Relativgeschwindigkeit  $\dot{z}_{VAF}$  und dem viskosen Reibbeiwert  $\mu_{V,VAF}$ . Zudem wirkt hier die Vorspannkraft durch den Torsionsstab in Abhängigkeit von der Federsteifigkeit  $c_{T,VAF}$  und der konstanten Vorspannposition  $z_{T,VAF}$ .

$$F_{VAF}(t) = (A_{K,VAF} \cdot p_{VAF}(t) - \mu_{V,VAF} \cdot \dot{z}_{VAF}(t)) \cdot \cos(\alpha_{VAF}) + c_{T,VAF} \cdot z_{T,VAF} \quad (4.12)$$

mit  $p_{VAF}(t) = 0$  wenn  $p_{VAF}(t) < 0$

### Passiver Topzylinder

In **Abb. 4.6** ist die Verwendung des Topzylinders als passives Feder-Dämpfer-Element zu sehen. Kolben- und Kolbenringseite des Differentialzylinders sind miteinander verbunden, damit eine Feder-Dämpfer-Wirkung in beide Bewegungsrichtungen vorliegt.

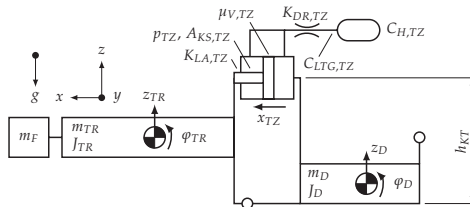


Abb. 4.6: GSM: Modell passiver Topzylinder

Die Berechnung der Feder-Dämpfer-Kraft des Topzylinders  $F_{TZ}$  in Abhängigkeit von den Nickbewegungen des Traktorrumpfes  $\varphi_T$  und der Deichsel  $\varphi_D$  wird im Folgenden beschrieben.

Die Relativbewegung des Topzylinders  $x_{TZ}$  ist von den Nickbewegungen von Traktorrumpf und Deichsel sowie der Distanz von Topzylinder zum Kupplungspunkt zwischen Traktorrumpf und Deichsel  $h_{TK}$  abhängig, Gl. (4.13).

$$x_{TZ}(t) = h_{KT} \cdot (\varphi_{TR}(t) - \varphi_D(t)) \quad (4.13)$$

Auch die Berechnung der Topzylinderkraft  $F_{TZ}$  verläuft analog zu der Berechnung der Feder-Dämpfer-Kraft  $F_{FD}$  im allgemeinen Beispiel mit den Gl. (4.2) bis (4.9), entsprechend müssen die Parameter des Topzylinders angepasst werden.

### **Adaptiver Topzylinder**

Eine adaptive Verwendung des Topzylinders im GSM bedeutet in Anlehnung an den theoretischen Ansatz aus Kap. 3.1.2, dass einerseits nach Gl. (4.7) das Volumen des Hydrospeichers  $V_{H,0,TZ}$  variiert werden kann, um die Topzylinder-Federsteifigkeit an den Anhängerbeladungszustand anzupassen; andererseits kann der Drosselquerschnitt  $A_{DR,TZ}$  nach Gl. (4.3) der Fahrgeschwindigkeit  $v$  und damit die Topzylinder-Dämpfung angepasst werden.

### **Deichselfederung**

Die Feder-Dämpfer-Kraft der Deichselfederung  $F_{DF}$  in Abhängigkeit von den Bewegungen der Deichsel  $\varphi_D$  und dem Anhängerrumpf  $\varphi_R$  wird in diesem Unterkapitel hergeleitet, siehe **Abb. 4.7** mit dem zwischen Deichsel und Anhängerrumpf verbauten Differentialzylinder. Die Relativbewegung der Deichsel  $z_{DF}$  ist von den Nickbewegungen von Deichsel und Anhängerrumpf sowie von der horizontalen Entfernung des Deichselzylinders zum Kupplungspunkt zwischen Deichsel und Anhängerrumpf abhängig, siehe Gl. (4.14).

$$z_{DF}(t) = l_{DF} \cdot (\varphi_D(t) - \varphi_R(t)) \quad (4.14)$$

Die Berechnung der Deichselkraft  $F_{DF}$  verläuft analog zu der Berechnung der Kraft  $F_{FD}$  im allgemeinen Beispiel mit den Gl. (4.2) bis (4.9). Angepasst werden müssen auch für dieses Modell die Parameter der Deichselfederung.

#### **4.2.2 Anhängerachs-federung**

In **Abb. 4.8** ist der Aufbau der mittleren Anhängerachse der Fa. BPW zu sehen. Die Modellbildung auf den folgenden Seiten bezieht sich auf alle drei Achsen. Der



Die Federsteifigkeit der rechten Blattfeder wird ebenfalls mit dem Ansatz von *Walentowitz* ermittelt, siehe Gl. (4.16). Die Federwirkung des linken Blattfederanteils wird aufgrund des Lagerpunktes, um den sich die Anhängerachse dreht, als vernachlässigbar klein betrachtet. Es wird der Idealfall angenommen, dass beide Blattfedern gleich lang sind und eine Trapezform vorliegt. Auf die Blattfeder bezogen ist  $b_{BF}$  die Breite,  $h_{BF}$  die Höhe,  $l_{MR}$  die rechte Teillänge und  $E$  der Elastizitätsmodul des verwendeten Materials.

$$c_{BF,R} = \frac{b_{BF} \cdot h_{BF}^3 \cdot E}{4 \cdot l_{MR}^3} \quad (4.16)$$

Ausgehend von der Berechnung der Federsteifigkeiten mit Gl. (4.15) und (4.16) ist in **Abb. 4.9** das Feder-Dämpfer-Modell einer Anhängerachse dargestellt. Auf der rechten Seite liegt eine Reihenschaltung der Luftfeder sowie des Anteils der Blattfeder der rechten Seite vor - beide ergeben zusammen die Ersatzfedersteifigkeit  $c_{LBF}$ . Der Winkel  $\alpha_M$  beschreibt die Neigung des Dämpfers.

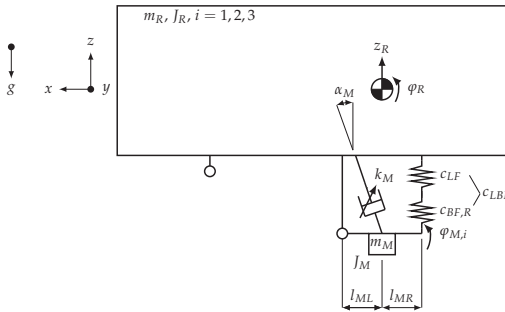


Abb. 4.9: GSM: Modell einer Anhängerachsfederung

### 4.3 Integration des Hohenheimer Reifenmodells

In **Tab. 4.4** sind die Reifentypen zu sehen, deren Schwingungsverhalten mit dem HRM simuliert werden sowie die am Versuchsgespann verbauten Reifen. Im GSM werden sämtliche Reifenverhalten durch das HRM dargestellt. Die Vorderreifen des HRM werden für die Vorderreifen des GSM eingesetzt, dasselbe gilt für die Hinterreifen. Die Anhängerreifen des GSM werden durch die Vorderreifen des HRM abgebildet. Die Parameter, die für die Verwendung des HRM im GSM angepasst werden, sind die Reifenabmessungen und -innendrucke.

Tab. 4.4: HRM, Versuchsgespann und GSM - Reifentypen

Abk.	HRM	Versuchsgespann
TVR	480/70 R 24	540/65 R30
THR	520/70 R 38	650/65 R 42
AR 1-3	-	650/65 R 30.5

Im Folgenden werden für die fünf Reifen des GSM die Gleichungen zur Berechnung der Reifenverformungen und der nichtlinearen Vertikalkräfte in Anlehnung an das in *Kap. 2.2* beschriebene HRM vorgestellt.

- Traktorvorderreifen

Die vertikale Verformung des Traktorvorderreifens  $f_{TVR}$  hängt einerseits von der Bewegung der Vorderachse  $z_{VA}$  und andererseits von der Unebenheit des Bodens am Vorderrad  $u_V$  ab, siehe *Gl. (4.17)*. Die Berechnung der vertikalen Feder-Dämpferkraft  $F_{TVR}$  geschieht analog zu *Gl. (2.2)*.

$$f_{TVR}(t) = -z_{VA}(t) + u_V(t)$$

$$F_{TVR}(t) = c_{1Z,TVR} \cdot f_{TVR}(t)^{c_{2Z,TVR}} + d_{1Z,TVR} \cdot \frac{1}{v(t)^{d_{2Z,TVR}}} \cdot \dot{f}_{TVR}(t) \quad (4.17)$$

$$\text{mit } F_{TVR} = 0 \text{ wenn } F_{TVR} < 0$$

Wobei:  $c_{1Z,TVR}$ ,  $c_{2Z,TVR}$ : Vertikale Steifigkeitskoeffizienten des Traktorvorderreifens;  $d_{1Z,TVR}$ ,  $d_{2Z,TVR}$ : Vertikale Dämpfungskoeffizienten des Traktorvorderreifens.

- Traktorhinterreifen

Da der im Modell betrachtete Traktor über keine Hinterachsfederung verfügt, ist die vertikale Verformung des Hinterreifens  $f_{THR}$  von der Vertikalbewegung  $z_{TR}$  und der Nickbewegung  $\varphi_{TR}$  des Traktors sowie vom Untergrund am Hinterreifen  $u_H$  abhängig, dies zeigt *Gl. (4.18)*. Die Vertikalkraft  $F_{THR}$  wird auch hier analog zu *Gl. (2.2)* berechnet.

$$f_{THR}(t) = -z_{TR}(t) - l_H \cdot \varphi_{TR}(t) + u_H(t)$$

$$F_{THR}(t) = c_{1Z,THR} \cdot f_{THR}(t)^{c_{2Z,THR}} + d_{1Z,THR} \cdot \frac{1}{v(t)^{d_{2Z,THR}}} \cdot \dot{f}_{THR}(t) \quad (4.18)$$

$$\text{mit } F_{THR} = 0 \text{ wenn } F_{THR} < 0$$

Wobei:  $c_{1z_{THR}}$ ,  $c_{2z_{THR}}$ : Vertikale Steifigkeitskoeffizienten des Traktorhinterreifens;  $d_{1z_{THR}}$ ,  $d_{2z_{THR}}$ : Vertikale Dämpfungskoeffizienten des Traktorhinterreifens.

- Anhängerreifen 1-3

Die vertikale Verformung der drei Anhängerreifen  $f_{AR,1-3}$  ist durch die jeweiligen Achspositionen  $\varphi_{M,1-3}$  und den an den Reifen angreifenden Untergründen  $u_{M,1-3}$  definiert, Gl. (4.19). Abermals berechnet sich die vertikale Feder-Dämpfer-Kraft analog zu Gl. (2.2).

$$\begin{aligned}
 f_{AR,i}(t) &= -l_{ML} \cdot \varphi_{M,i}(t) + u_{M,i}(t) \\
 F_{AR,i}(t) &= c_{1Z,AR,i} \cdot f_{AR,i}(t) + d_{1Z,AR,i} \cdot \frac{1}{v(t)} \cdot \dot{f}_{AR,i}(t) \\
 &\quad \text{mit } i = 1, 2, 3 \\
 F_{AR,i}(t) &= 0 \text{ wenn } F_{AR,i}(t) < 0
 \end{aligned} \tag{4.19}$$

Wobei:  $c_{1Z,AR,i}$ ,  $c_{2Z,AR,i}$ : Vertikale Steifigkeitskoeffizienten des Traktorhinterreifens;  $d_{1Z,AR,i}$ ,  $d_{2Z,AR,i}$ : Vertikale Dämpfungskoeffizienten des Traktorhinterreifens.

Wie bereits im Kap. 2.2 verdeutlicht, wird im GSM das von *Ferhadbegović* entwickelte HRM inkl. „Fixed-Footprint“ verwendet [61]. Folglich können sinusförmige Anregungen mit Mindestwellenlängen der doppelten Latschlänge sowie Einzelhindernisse als Anregungsformen in Betracht gezogen werden.

#### 4.4 Gesamtmodell

In **Abb. 4.10** ist das GSM dargestellt: Eingetragen sind die linearen Feder- und Dämpferparameter der Traktorkabine, des Fahrersitzes, der kombinierten Anhängerblatt- und Anhängerluftfederungen sowie die nichtlinearen Dämpfungseigenschaften der Anhängerdämpfung. Weiter sind die nichtlinearen Feder-Dämpfer-Kräfte der Anhängerrachsfederung, der Deichselfederung, des Topzylinders sowie der fünf Reifen, welche in den beiden vorherigen Kapiteln hergeleitet wurden, zu sehen.

Der Zusammenhang bei der Anregung durch den Untergrund von  $u_V$ ,  $u_H$  und  $u_{M,i}$  ist durch die Radstände und die Fahrgeschwindigkeit  $v$  gegeben, siehe hierzu Gl. (4.20) und Gl. (4.21).

$$u_H(t) = u_V \left( t - \frac{l_V + l_H}{v(t)} \right) \tag{4.20}$$

$$u_{M,i}(t) = u_V \left( t - \frac{l_{TR} + l_{MV,i}}{v(t)} \right) \quad \text{mit } i = 1, 2, 3 \tag{4.21}$$

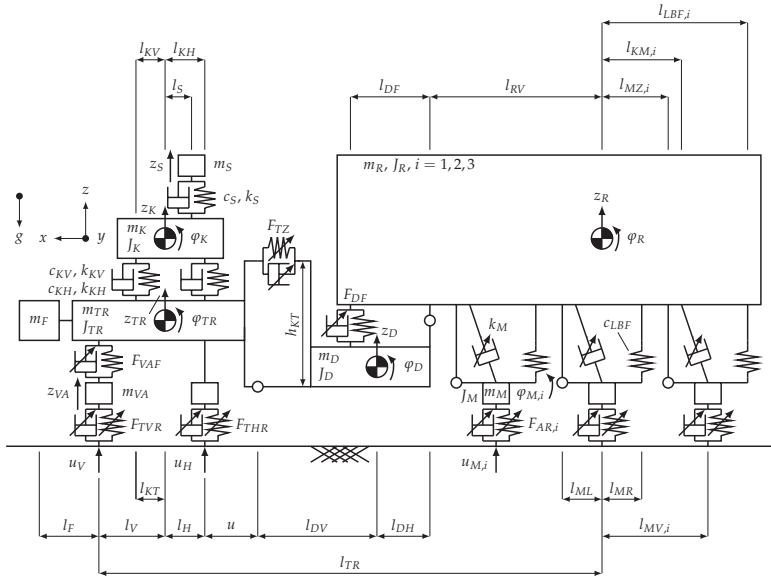


Abb. 4.10: Gesamtes GSM

Durch die Kopplung von Traktor und Anhängerdeichsel sowie Anhängerdeichsel und Anhängerrumpf entstehen zwei kinematische Bindungen, welche in Gl. (4.22) sowie in Gl. (4.23) dargestellt sind.

$$z_D(t) = z_{TR}(t) + (l_H + u) \cdot \varphi_{TR}(t) + l_{DV} \cdot \varphi_D(t) \quad (4.22)$$

$$z_R(t) = z_{TR}(t) + (l_H + u) \cdot \varphi_{TR}(t) + (l_{DV} + l_{DH}) \cdot \varphi_D(t) + l_{RV} \cdot \varphi_R(t) \quad (4.23)$$

Durch diese zwei kinematischen Bindungen sowie den in Tab. 4.2 auf S. 51 aufgelisteten 13 Freiheitsgraden des GSM wird dessen vertikales Schwingungsverhalten mit 11 Differentialgleichungen zweiter Ordnung beschrieben. Diese sind im Anhang in den Gl. (9.2) bis (9.10) zu sehen. Die Parameter des Gespanns stammen von Herstellerangaben, aus Literaturquellen, wurden berechnet oder geschätzt. Im Anhang in den Tab. 9.3 bis 9.12 sind sie aufgelistet.

## 5 Fahrversuche

Mit der Beschreibung der Fahrversuche beginnt der praktische Teil dieser Arbeit. Auf den folgenden Seiten werden die Versuche bei Straßenfahrt erläutert, mit welchen das in *Kap. 4* hergeleitete GSM bei Hindernisanregung in *Kap. 6* validiert und das passive sowie adaptive Topzylindersystem zur Schwingungsdämpfung bei Hindernis- und Straßenanregung in *Kap. 7.1* bewertet werden kann. Weiter werden die Versuche zum Feldeinsatz vorgestellt: Dazu zählen die statischen Radlastmessungen auf einer Brückenwaage sowie die Zugkraft-Schlupf-Messungen auf dem Acker - die entsprechenden Ergebnisse werden in *Kap. 7.2* dargestellt. Im letzten Teil dieses Kapitels wird die Datenerfassung und -verarbeitung für beide Versuche - auf der Straße und auf dem Feld - erläutert.

### 5.1 Nickschwingungsdämpfung

Das zur praktischen Untersuchung des passiven sowie adaptiven Topzylindersystems verwendete Traktorgespann mit Starrdeichselverbindung ist in **Abb. 5.1** zu sehen. Bei dem Versuchsschlepper handelt es sich um einen *CASE IH*, der dreiaxsigge Flüssigmisttankwagen entstammt der Fa. *GARANT*. Der Anhänger, ein Pumptankwagen mit einem Behältervolumen von 27.000 l, ist mit einem Schlepplschlauchverteilersystem ausgestattet, dessen Arbeitsbreite 30 m beträgt.



Abb. 5.1: Versuchsgespann für Straßenfahrt

In **Tab. 5.1** sind die wichtigsten Daten zum Traktor und zum Starrdeichselanhänger aufgelistet. Dazu zählen die einzelnen Massen, die Reifentypen, die maximale Fahrgeschwindigkeit sowie die statische Topzylindervorspannkraft  $F_{TZ,STAT}$ , welche bei den Fahrversuchen eingestellt wurde. Ebenfalls enthält Tab. 5.1 die auf einer



Brückenwaage gewogenen Radlasten an den Traktorvorder- und Traktorhinterreifen  $F_{RV}$  und  $F_{RH}$ , am Anhänger  $F_{RA}$  sowie die Gesamtmasse in Abhängigkeit von der Anhängerbeladung und dem Parameter „Frontgewicht“ oder „Topzylinder“. Um im Rahmen einer maximal gesetzlich zulässigen Gesamtlast von ca. 392 kN zu bleiben, wurde der Anhänger halb beladen.

Tab. 5.1: Straßenfahrt-Versuche: Gespann- und Radlasten

Gespann- und Radlasten					
Gespann- und Radlasten					
Traktor	CASE IH CVX 1190				
Traktorleistung	140 kW				
Traktormasse	7.150 kg				
Frontgewichtmasse	800 kg				
Traktorbereifung vorne	540/65 R30 (Pirelli)				
Traktorbereifung hinten	650/65 R42 (Pirelli)				
Traktorreifendruck (vorne ; hinten)	1,1 bar ; 1,1 bar				
Maximale Fahrgeschwindigkeit	50 km/h				
Starrdeichselanhänger	GARANT Tridem-Güllewagen				
Anhängermasse	20.260 kg				
Ladungsmasse	13.890 kg				
Anhängerbereifung	650/65 R 30,5 (Trelleborg)				
Anhängerreifendruck	4,0 bar				
Statische Topzylinderkraft	$F_{TZ,STAT} = 25 \text{ kN}$				
Radlasten [kN]					
Parameterkombination	Nr.	$F_{RV}$	$F_{RH}$	$F_{RA}$	Gesamt
mFoT (Anhänger unbeladen)	1	34,83	69,26	172,66	276,75
mFoT (Anhänger halb beladen)	2	30,12	99,18	283,70	413,00
oFmT (Anhänger unbeladen)	3	29,78	68,36	170,75	268,89
oFmT (Anhänger halb beladen)	4	25,32	93,79	286,05	405,16

**Tab. 5.2** zeigt die gemessenen physikalischen Größen, inkl. Hersteller, Wertebereich und Genauigkeit, welche verwendet wurden, um die Fahrzeugschwingungen bei Straßenfahrt bewerten zu können. Anhand der Beschleunigung an der Traktorvorderachse  $\ddot{z}_{VA}$  sowie dem Druck in der Vorderachsfederung  $p_{VAF}$  werden Rückschlüsse auf die Radlastschwankungen und damit auf die Fahrsicherheit gezogen. Anhand der Messung der Horizontalbeschleunigung des Traktorrumpfs  $\ddot{x}_{TR}$  kann die Nickbeschleunigung  $\ddot{\varphi}_{TR}$  berechnet werden. Mithilfe dieser Größe und mit der Beschleunigung des Fahrersitzes  $\ddot{z}_{\zeta}$  wird der Fahrkomfort bewertet. Die Größen, welche am Starrdeichselanhänger gemessen wurden - der Deichselndruck  $p_{DF}$  sowie Beschleunigung an der Anhängerachse 1  $\ddot{z}_{M1}$  - dienen der Modellvalidierung und der Erkennung des Anhängereinflusses auf das Traktorschwingungsverhalten.

Tab. 5.2: Straßenfahrt-Versuche: Messgrößen zur Modellvalidierung und zur Bewertung der Schwingungsdämpfung

Messstelle	Größe	Hersteller	Wertebereich	Genauigkeit
Vorderachse	$\ddot{z}_{VA}$	KISTLER	$\pm 2$ g	$\pm 1$ %
Vorderachsfederung	$p_{VAF}$	BURSTER	0 bar bis 200 bar	0,25 %
Traktorrumpf	$\ddot{x}_{TR}$	BOSCH	$\pm 1$ g	$\pm 1$ %
Traktorsitz	$\ddot{z}_S$	KISTLER	$\pm 2$ g	$\pm 1$ %
Topzylinder	$p_{TZ}$	BURSTER	0 bar bis 200 bar	0,25 %
Deichsel	$v$	CORRSYS	0,3 km/h	$\pm 0,1$ %
		DATRON	bis 250 km/h	
Deichselfederung	$p_{DF}$	BURSTER	0 bar bis 200 bar	0,25 %
Anhängerschaft 1	$\ddot{z}_{M1}$	ATE	$\pm 1$ g	$\pm 1$ %

Die bereits oben erwähnten Anregungsarten Straße und Hindernis sind in **Abb. 5.2** zu sehen. Die Länge des Betonplattenweges, auf welchem die Daten gemessen wurden, beträgt 130 m. Die Betonplatten haben eine Länge von 5 bis 8 m und eine Höhendifferenz von bis zu 3 cm. Bei dem Einzelhindernis handelt es sich um einen Nachbau jenes, welches auch vom Institut für Agrartechnik der Universität Hohenheim verwendet wird, um die Hindernisüberfahrt mit dem HRM zu validieren [90, 91]. Das Einzelhindernis in Form eines symmetrischen Trapezes hat eine untere Länge von 100 cm, eine obere von 30 cm sowie eine Höhe von 12,5 cm. Die Versuchsanlage befindet sich auf einem ehemaligen Kasernengelände in Osnabrück. Die beiden Hauptversuchsphasen fanden im Januar 2012 sowie im Mai 2014 statt.



Abb. 5.2: Straßenfahrt-Versuche: Linke Seite: Betonplattenweg (links) und Einzelhindernis (rechts) ; Rechte Seite: Großaufnahme Einzelhindernis

## 5.2 Radlastmanagement

Für die Versuche zum Radlastmanagement wurden zwei unterschiedliche Traktorgespanne eingesetzt, wie sie in Abb. 5.1 zu sehen sind. Weitere Details diesbezüglich werden auf den nächsten Seiten erläutert. Der hydraulische Aufbau des Topzylinders für die Feldversuche wurde vom Hydrauliksystem des Flüssigmisttankwagens übernommen: Der Topzylinder ist gegen ein Druckbegrenzungsventil (DBV) geschaltet, welches manuell verstellbar ist. Im Folgenden werden die im Rahmen des Radlastmanagements statischen Messungen sowie die zur Traktionsbewertung durchgeführten Zugkraft-Schlupf-Versuche vorgestellt.

### 5.2.1 Statische Messungen

Um den Einfluss einer schrittweise zunehmenden Topzylinderkraft auf die statischen Traktor- und Anhängerradlasten bewerten zu können und gleichzeitig das REM aus Kap. 3.2 nachvollziehen zu können, wurden statische Messungen auf einer Brückenwaage durchgeführt. Die dazugehörigen Gespannparameter sind in Tab. 5.3 enthalten. Die Abmessungen beziehen sich dabei auf Abb. 3.15 auf S. 44.

Tab. 5.3: Statische Radlastmessung: Gespannparameter und -parameter

Gespannparameter	
Traktor	CASE-IH CVX 170 ohne Frontgewicht
Starrdeichselanhänger	GARANT Tandem-Güllewagen
Gespannparameter	
$m_T$	7.630 kg
$l_V$	1,62 m
$l_H$	1,21 m
$u$	0,7 m
$h_{KT}$	0,79 m
$m_A$	19.210 kg (Anhänger beladen)
$l_K$	5,17 m
$l_A$	1,18 m

### 5.2.2 Zugkraft-Schlupf-Messungen

Die Wirkung der Radlastverhältnisse des allradbetriebenen Schleppers - und somit des Topzylinders sowie des Frontgewichts - auf das Traktionsverhalten bei Feldarbeit wurde anhand von zwei Zugkraft-Schlupf-Versuchen untersucht. Dazu ist

in **Abb. 5.3** das Prinzip der Zugkraft-Schlupf-Versuche dargestellt: Das Gespann mit den beiden zu untersuchenden Parametern „Frontgewicht“ und „Topzylinder“ wird von einem weiteren Traktor gebremst. Die Zugkraft  $F_Z$  sowie die reale Fahrgeschwindigkeit  $v_R$  und die Raddrehzahl  $\omega_R$  am ziehenden Traktor werden gemessen. Die Berechnung des Traktorschlupfs  $\sigma$ , die Ermittlung des dynamischen Reifenradius  $r_R$  sowie die Erstellung der Zugkraft-Schlupf-Kurven werden detailliert im *Kap. 7.1.3* vorgestellt.

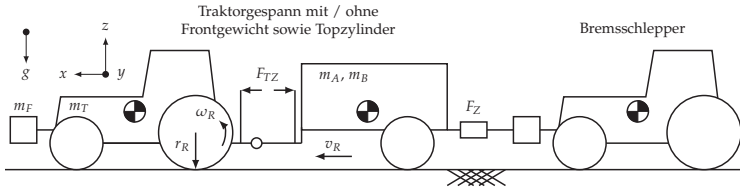


Abb. 5.3: Feldfahrt-Versuche: Prinzipskizze Zugkraft-Schlupf-Messung

Allgemeine Informationen zu den Rahmenbedingungen der Zugkraft-Schlupf-Versuche enthält **Tab. 5.4**. Beide Flächen befinden sich im Ortsteil Dodesheide der Stadt Osnabrück. In **Tab. 5.5** sind - wie bei den beschriebenen Fahrversuchen zur Schwingungsdämpfung - die entsprechenden Sensorinformationen aufgelistet um die Zugkraft-Schlupf-Kurven aufnehmen zu können.

Tab. 5.4: Feldfahrt-Versuche: Allgemeine Informationen zu Zugkraft-Schlupf-Messungen 1 und 2

Nr.	Datum	Bodenart	Wetter	Bodenfeuchte	Bewuchs
1	15.10.2011	Humoser, sandiger Lehm	Trocken	11,3 %	Phacelia
2	10.08.2012	Lehmiger Sand	Trocken	8,1 %	Sommergerste (geerntet)

Tab. 5.5: Feldfahrt-Versuche: Messgrößen zur Bewertung des Radlastmanagements

Messstelle	Größe	Hersteller	Wertebereich	Genau.
Traktorhinterreifen	$\omega_R$	PEPPERL & FUCHS	$0 \text{ s}^{-1}$ bis $1 \text{ s}^{-1}$	k. A. <sup>3</sup>
Deichsel	$v_R$	CORRSYS DATRON	$0,3 \text{ km/h}$ bis $250 \text{ km/h}$	$\pm 0,1 \%$
Gespann/Bremsschl.	$F_Z$	SCHENCK	$0 \text{ kN}$ bis $100 \text{ kN}$	$0,006 \%$
Topzylinder	$p_{TZ}$	BURSTER	$0 \text{ bar}$ bis $200 \text{ bar}$	$0,25 \%$

<sup>3</sup>Sensortyp: Inkrementaldrehgeber mit anschließender Frequenz-Spannungswandlung

**Tab. 5.6** enthält detaillierte Informationen zu Schlepper, Anhänger, Bereifung und Bremsschlepper der beiden Zugkraft-Schlupf-Versuche. Ferner zeigt Tab. 5.6 die für die verschiedenen Parameterkombinationen auf einer Brückenwaage gewonnenen Radlasten am Traktor  $F_{RV}$  und  $F_{RH}$  und das daraus ermittelte, tatsächliche Radlastverhältnis  $V$ .

Tab. 5.6: Feldfahrt-Versuche: Gespanndaten sowie Radlasten zu Zugkraft-Schlupf-Messungen 1 und 2

Versuch 1				
Traktor	JOHN DEERE 7430 Premium			
Traktorleistung	136 kW			
Traktormasse	7.080 kg			
Frontgewichtmasse	800 kg			
Traktorbereifung vorne	600/65 R28 (Pirelli)			
Traktorbereifung hinten	650/75 R38 (Pirelli)			
Max. Reifentragfähigkeit (vorne ; hinten)	30,21 kN ; 57,92 kN			
Reifendruck (vorne ; hinten)	1,2 bar ; 1,2 bar			
Starrdeichselanhänger	GARANT Tridem-Güllewagen			
Starrdeichselanhängermasse	37.100 kg			
Bremsschlepper	FENDT 712 Vario TMS mit Frontgewicht			
Parameterkombination	Nr.	$F_{RV}$ [kN]	$F_{RH}$ [kN]	$V$ [-]
Ohne Frontgewicht - Ohne Topzylinder	1	15,31	89,45	6,25
Ohne Frontg. - Mit Topz. ( $F_{TZ} = 15$ kN)	2	20,28	82,56	4,07
Ohne Frontg. - Mit Topz. ( $F_{TZ} = 25$ kN)	3	23,56	77,96	3,30
Mit Frontgewicht - Ohne Topzylinder	4	26,94	85,68	3,18
Mit Frontg. - Mit Topz. ( $F_{TZ} = 15$ kN)	5	31,89	78,78	2,47
Mit Frontg. - Mit Topz. ( $F_{TZ} = 25$ kN)	6	35,19	74,92	2,09
Versuch 2				
Traktor	JOHN DEERE 8335 R			
Traktorleistung	246 kW			
Traktormasse	13.100 kg			
Frontgewichtmasse	1.000 kg			
Traktorbereifung vorne	650/60 R34 (Trelleborg)			
Traktorbereifung hinten	710/85 R38 (Pirelli)			
Max. Reifentragfähigkeit (vorne ; hinten)	42,92 kN ; 73,58 kN			
Reifendruck (vorne ; hinten)	1,1 bar ; 1,1 bar			
Starrdeichselanhänger	GARANT Tridem-Güllewagen			
Starrdeichselanhängermasse	36.500 kg			
Bremsschlepper	FENDT 712 Vario TMS mit Frontgewicht und Grubber			
Parameterkombination	Nr.	$F_{RV}$ [kN]	$F_{RH}$ [kN]	$V$ [-]
Ohne Frontgewicht - Ohne Topzylinder	1	45,36	115,82	2,58
Mit Frontg. - Ohne Topzylinder	3	59,26	112,73	1,90
Ohne Frontg. - Mit Topz. ( $F_{TZ} = 35$ kN)	2	55,40	102,24	1,85
Mit Frontg. - Mit Topz. ( $F_{TZ} = 35$ kN)	4	69,30	98,15	1,42

## 5.3 Datenerfassung und -auswertung

Sämtliche Daten der Fahrversuche, welche in den beiden vorherigen Kapiteln vorgestellt wurden, sind anhand des Schemas, wie es in **Abb. 5.4** zu sehen ist, erfasst und ausgewertet worden. Die verschiedenen Versuche wurden mit der MicroAuto-Box (MAB) der Fa. DSPACE durchgeführt.

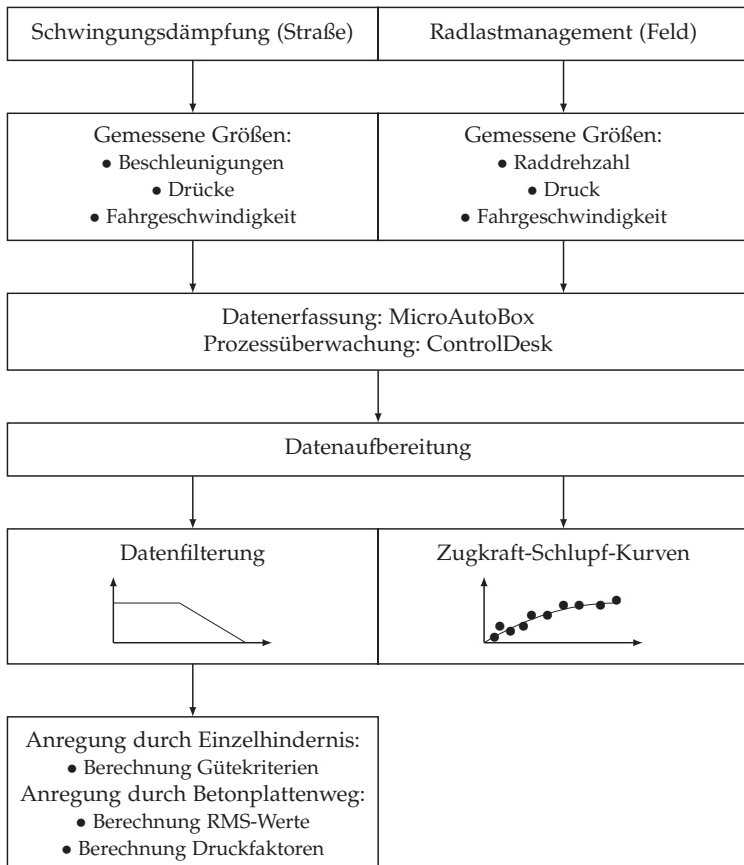


Abb. 5.4: Straßenfahrt- und Feldfahrt-Versuche: Datenerfassung und -verarbeitung

Dazu wurde ein in *MATLAB/Simulink* erstelltes Blockschaltbild zur Datenerfassung anhand der Autocodierung in einen C-Code umgewandelt und auf die MAB gespielt. Die Versuche wurden mit ControlDesk überwacht und gesteuert sowie

die Daten zur Weiterverarbeitung abgespeichert. Im Anschluss an die Datenaufbereitung konnten die Zugkraft-Schlupf-Punkte für das Radlastmanagement bei Feldfahrt berechnet und daraus die Zugkraft-Schlupf-Kurven erstellt werden (siehe *Kap. 7.2.1*). Die Daten der Schwingungsmessungen wurden nachfolgend an die Aufbereitung mit einer Eckfrequenz von 20 Hz gefiltert, um Einflüsse höher frequenter Schwingungen zu eliminieren. Nach der Filterung wurden für die Hindernisfahrt die Gütekriterien und für die Straßenanregung der Druckfaktor sowie die RMS-Werte - die entsprechende Vorgehensweise wird in *Kap. 7.1.3* erläutert - berechnet, um die Parametereinflüsse bewerten zu können.



---

## 6 Validierung des Gespannmodells

Auf den folgenden Seiten wird das in *Kap. 4* hergeleitete GSM mit Daten aus Fahrversuchen bei Einzelhindernisanregung, die in *Kap. 5.1* beschrieben sind, validiert. Zunächst wird das „traditionelle Gespann“ mit folgender Parameterkonfiguration betrachtet:

- Mit Frontgewicht ( $m_F = 800$  kg), ohne Topzylinder: mFG-oTZ
- Fahrgeschwindigkeit  $v = 3$  km/h
- Anhänger unbeladen ( $m_R = 15210$  kg)

In **Abb. 6.1** sind die sechs Größen aus Simulation und Messung, welche der Modellvalidierung dienen, bei Hindernisüberfahrt für die oben erwähnte Parameterkonfiguration dargestellt. Die Umrechnung der am Topzylinder gemessenen Längs- $\ddot{x}_{TR}$  in die Nickbeschleunigung  $\ddot{\varphi}_{TR}$  erfolgt in Anlehnung an *Abb. 4.10* auf S. 63 nach *Gl. (6.1)*:

$$\ddot{\varphi}_{TR}(t) = \frac{\ddot{x}_{TR}(t)}{h_{KT}} \quad (6.1)$$

Damit Anregungsbeginn und -ende bei Überfahrt von Traktorvorderreifen (TVR), Traktorhinterreifen (THR), Anhängerreifen 1 (AR1), Anhängerreifen 2 (AR2) oder Anhängerreifen 3 (AR3) in jedem Graphen zu erkennen sind, sind in *Abb. 6.1* - genauso wie in den folgenden Abbildungen - die entsprechenden Hindernisse symbolisch abgebildet. Die Abkürzungen an den sechs Ordinaten haben folgende Bedeutung:

- Vorderachse (VA)
- Vorderachsfederung (VAF)
- Traktorrumpf (TR)
- Fahrersitz (FS)
- Deichselfederung (DF)
- Anhängerachse 1 (AA1)

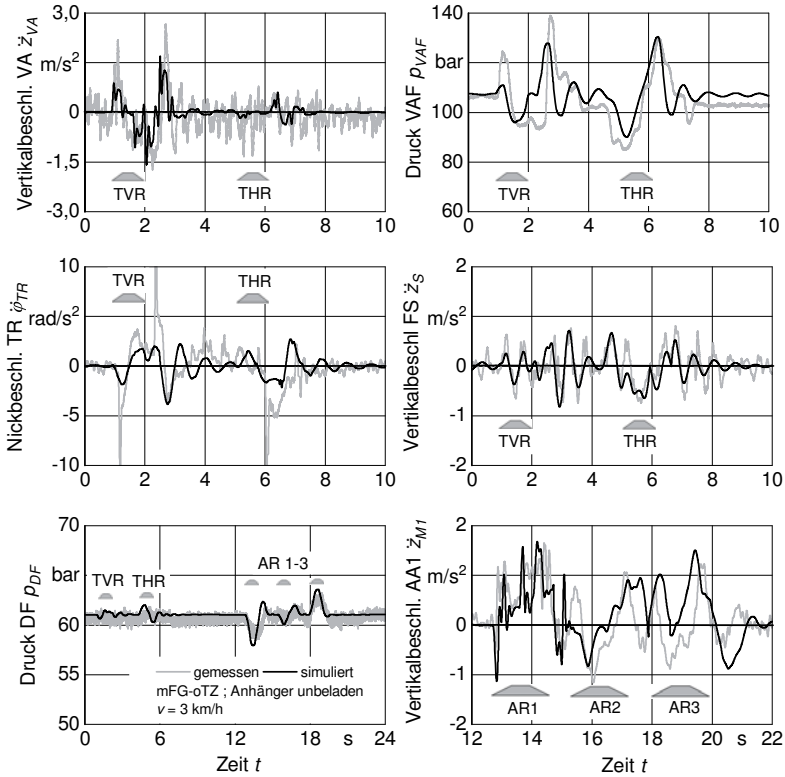


Abb. 6.1: Validierung GSM: Gemessene und simulierte Verläufe für mFG-oTZ, Anhänger unladen und  $v = 3 \text{ km/h}$

Der gemessene Schwingungsverlauf der Vertikalbeschleunigung an der VA  $\ddot{z}_{VA}$  in Abb. 6.1 ist mit einer Schwingung überlagert. Diese setzt sich aus dem Messrauschen und der Stollenanregung bei entsprechender Fahrgeschwindigkeit  $v$  zusammen, siehe hierzu auch **Abb. 9.1** im *Anhang*. Das GSM gibt den Verlauf der Messung hinsichtlich der Schwingungsfrequenz wieder, die Amplitude bei Überfahrt der TVR fällt etwas schwächer aus.

Bei den Verläufen des Druckes in der VAF  $p_{VAF}$  sowie der Nickbeschleunigung des TR  $\ddot{\varphi}_{TR}$  sind ebenfalls, zum Teil starke, Differenzen zwischen Messung und Simulation hinsichtlich Amplituden zu erkennen. Diese Differenzen sind erstens mit Abweichungen der Eigenschaften der HRM-Reifen und der Reifen, die bei den

Versuchen im Einsatz waren (Tab. 4.4 auf S. 49), zu begründen. Zweitens spielt die „Fixed-Footprint“-Filterung - abhängig von der Reifeneinfederung  $f_Z$  sowie vom theoretischen Hindernis - des Untergrundsignals eine signifikante Rolle und kann schon bei kleinen Abweichungen von der Realität zu unterschiedlich starken Anregungen zwischen Simulation und Fahrversuch führen, siehe **Abb. 6.2**.

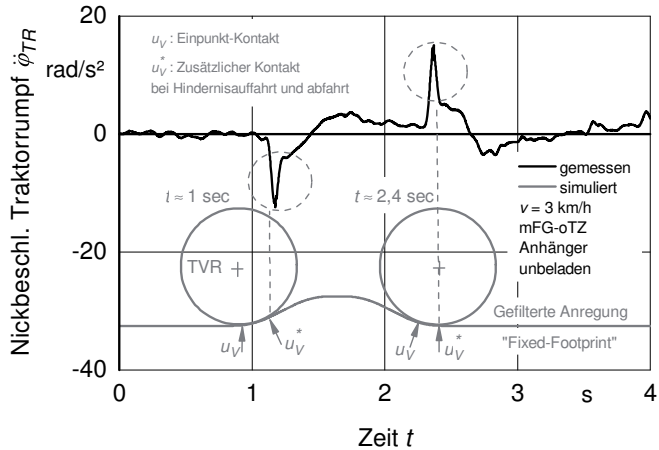


Abb. 6.2: Validierung GSM: Gefilterte Anregung sowie Mehrpunkt-Kontakt

Ein weiterer Aspekt, der bei den Verläufen der Vertikalbeschleunigung der VA  $\ddot{z}_{VA}$  sowie des Druckes in der VAF  $p_{VAF}$  wichtig ist und der beim Verlauf der Nickbeschleunigung des TR  $\ddot{\phi}_{TR}$  in Abb. 6.1 deutlich zu erkennen ist, sind die Stöße in Form von Peaks bei der Hindernisauffahrt und -abfahrt. Diese Stöße werden im HRM aufgrund des Einpunkt-Kontaktes nicht berücksichtigt, siehe hierzu ebenfalls Abb. 6.2. Hier wird am Beispiel der Nickbeschleunigung des Traktorrumpfes  $\ddot{\phi}_{TR}$  deutlich, dass sowohl bei Hindernisauffahrt, als auch bei -abfahrt ein zusätzlicher Kontakt stattfindet. Dieser führt zu den bereits erwähnten Peaks im Verlauf. Die Stöße sind auch in den Amplituden der Vertikalbeschleunigung der VA  $\ddot{z}_{VA}$  sowie des Druckes in der VAF  $p_{VAF}$  enthalten und kommen nicht im HRM und somit nicht im GSM vor.

Der Druckaufbau in der VAF  $p_{VAF}$  in Abb. 6.1 im Anschluss an die Überfahrt der TVR findet beim gemessenen Verlauf gegenüber dem GSM etwas später statt. Diese und auch weitere Phasenverschiebungen sind auf Schwankungen der Fahrgeschwindigkeit  $v$  des Gespanns während der Überfahrt auf den steilen An- und Abstieg der Rampe von ungefähr  $20^\circ$  und der Hindernishöhe von 12,5 cm zurückzuführen. Der gemessene Druck fällt ab 2,8 s stufenförmig, wohingegen bei

der Simulation ein Ausschwingen zu erkennen ist, das auf eine geringere Dämpfung im Modell der VAF zurückzuführen ist. Dies ist damit zu begründen, dass im GSM die Dämpfung durch eine Drossel (Gl. (4.3)) sowie die Reibung im Zylinder (Gl. (4.9)) beschrieben wird. Deren Parameter wurden nicht experimentell bestimmt, sondern aus Literaturangaben übernommen. Bei Überfahrt der THR stimmen für den Druckverlauf in der VAF  $p_{VAF}$  Simulation und Messung ziemlich gut überein. Simulation und Messung der Nickbeschleunigung des TR  $\ddot{\varphi}_{TR}$  stimmen bis auf die erläuterten Differenzen in Bezug auf die Amplituden sowie die Peaks tendenziell überein.

Die Vertikalbeschleunigung des FS  $\ddot{z}_S$  in Abb. 6.1 kann durch das GSM wiedergegeben werden. Die Schwingungsfrequenz ist nahezu identisch, einige Maximalwerte zwischen Messung und Simulation sind unterschiedlich stark, was auf die oben erläuterten Einflüsse durch die Anregung zurückzuführen ist. Die beiden unteren Graphen in Abb. 6.1 zeigen die gemessenen und simulierten Verläufe am Starrdeichselanhänger. Der Druck in der DF  $p_{DF}$  bleibt bei Überfahrt des Traktors nahezu konstant, entsprechend gering ist die Bewegung der Deichsel und die Veränderung der Stützlast. Bei der Überfahrt der drei Anhängerachsen wird deutlich, dass die mittlere unmittelbar unter dem Anhängerrumpfschwerpunkt liegt, da diese nahezu keinen Einfluss auf  $p_{DF}$  ausübt: Gl. (4.14) zeigt, dass  $p_{DF}$  nur bei Nickbewegungen, nicht aber bei Vertikalbewegungen des Anhängerrumpfs reagiert. Der simulierte Verlauf der AA1  $\ddot{z}_{M1}$  gibt die Messung - sowohl wenn die AA1 selber über das Hindernis fährt als auch bei Überfahrt der AR2 und AR3 - tendenziell wieder, auch wenn z. B. bei 15,5s ein Peak bei simuliertem Verlauf ausbleibt und einige Phasenverschiebungen zu erkennen sind. Diese sind, wie bereits oben erwähnt, auf Geschwindigkeitsschwankungen zurückzuführen, da der Schlepper die Geschwindigkeit  $v$  auch bei der Überfahrt der drei Anhängerachsen nicht konstant halten konnte. Für den Druck in der DF  $p_{DF}$  und für die Beschleunigung der AA1  $\ddot{z}_{M1}$  kann eine gute Übereinstimmung von Simulation und Messung festgehalten werden.

In den folgenden Unterkapiteln wird nun der Einfluss der Fahrgeschwindigkeit  $v$ , des Frontgewichts  $m_F$  sowie der Anhängermasse  $m_R$  auf das Schwingungsverhalten des GSM im Vergleich zu den Fahrversuchergebnissen veranschaulicht.

## 6.1 Einfluss der Fahrgeschwindigkeit

Mit der Betrachtung des Einflusses der Fahrgeschwindigkeit  $v$  auf das Gespannverhalten werden nun die sechs gemessenen und simulierten Größen für die Fahrgeschwindigkeiten  $v = 3 \text{ km/h}$  und  $v = 6 \text{ km/h}$  gegenübergestellt. In **Abb. 6.3** sind die vier am Traktor gemessenen Größen zu sehen. Die linke Spalte zeigt die Verläufe für die „Standard-Parameterkonfiguration“ mit  $v = 3 \text{ km/h}$ , die rechte jene für  $v = 6 \text{ km/h}$ . Für alle vier Verläufe ist zu erkennen, dass zwischen der Überfahrt von TVR und THR, d. h. zwischen  $1,8 \text{ s}$  und  $2,8 \text{ s}$ , sehr hohe Messwerte im Vergleich zur Simulation auftreten. Diese Tatsache ist wieder auf den zusätzlichen Stoß im Anschluss an die Hindernisabfahrt zu erklären, siehe auch **Abb. 6.2**, und tritt aufgrund der doppelten Fahrgeschwindigkeit umso stärker in Erscheinung.

Messung und Simulation stimmen für die Vertikalbeschleunigung der VA  $\ddot{z}_{VA}$  während der Hindernisüberfahrt der TVR hinsichtlich Frequenz und Maximalwerten ziemlich gut überein. Bei der Auffahrt der THR ab  $2,9 \text{ s}$  sind die simulierten und gemessenen Amplituden unterschiedlich stark, bei der Abfahrt sind nur geringe Unterschiede zu erkennen. Zwischen  $v = 3 \text{ km/h}$  und  $v = 6 \text{ km/h}$  sind deutlich stärkere Amplitudenausschläge zu erkennen. Dies gilt auch für den Druck in der VAF  $p_{VAF}$ . Die Verläufe von Simulation und Messung sind bei Überfahrt der TVR und THR bis auf geringe Amplitudenunterschiede identisch. Bei der Nickbeschleunigung des TR  $\ddot{\varphi}_{TR}$  sind für  $v = 6 \text{ km/h}$  beim gemessenen Verlauf aufgrund der Stöße erneut mehrere Peaks zu sehen, welche in der Simulation nicht auftreten. Der qualitative und quantitative Verlauf der Messung kann dennoch vom GSM hinsichtlich Frequenz und Wertebereich wiedergegeben werden. Auch hier treten im Vergleich zu  $v = 3 \text{ km/h}$  deutlich stärkere Amplituden auf. Die Beschleunigung am FS  $\ddot{z}_S$  zeigt bei  $v = 6 \text{ km/h}$  und den beiden Hindernisüberfahrten der TVR und THR eine gute Übereinstimmung von Simulation und Messung; allerdings ist beim gemessenen Verlauf eine überlagerte Schwingung zu erkennen. Auch bei diesem Graphen wird deutlich, dass zwischen den beiden Anregungen durch TVR und THR Simulation und Messung aufgrund der oben genannten Gründe nicht übereinstimmen.

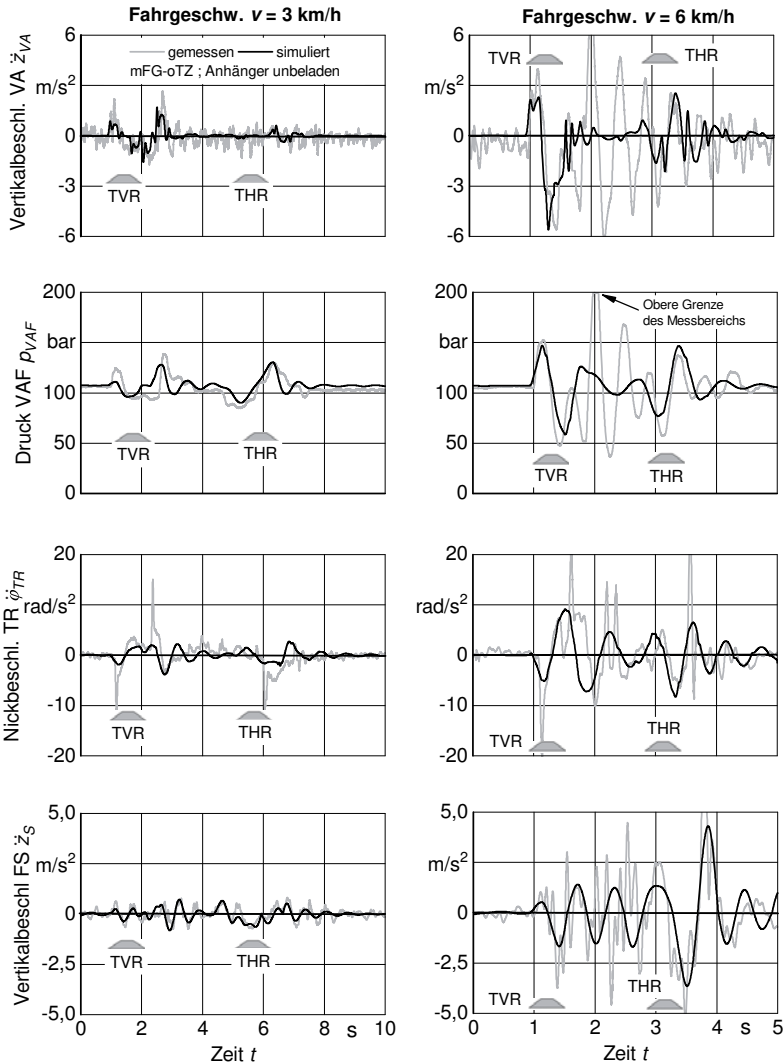


Abb. 6.3: Validierung GSM: Gemessene und simulierte Verläufe am Traktor für mFG-oTZ, Anhänger unbeladen und  $v = 3 \text{ km/h}$  sowie  $v = 6 \text{ km/h}$

Abb. 6.4 zeigt den Einfluss der Fahrgeschwindigkeit auf den Druck in der DF  $p_{DF}$  sowie die Beschleunigung der AA1  $\ddot{z}_{M1}$ . Bei Überfahrt der TVR und THR treten für  $v = 6 \text{ km/h}$  etwas größere Werte auf. Bis auf den gemessenen Peak bei etwa

3 s, der auf einen Stoß bei Überfahrt der THR zurückzuführen ist und sich auch an der Deichsel bemerkbar macht, ist eine gute Übereinstimmung von Simulation und Messung festzuhalten. Dies gilt ebenso für die Überfahrt der drei Anhängerachsen. Hier ist bei AR3 eine Phasenverschiebung zu erkennen, die erneut mit einer Geschwindigkeitsveränderung zu begründen ist.

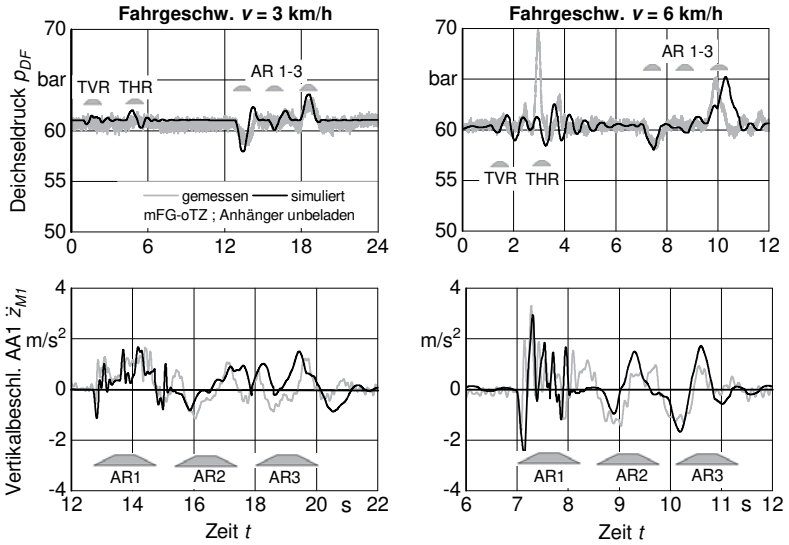


Abb. 6.4: Validierung GSM: Gemessene und simulierte Verläufe am Anhänger für mFG-oTZ, Anhänger unbeladen und  $v = 3 \text{ km/h}$  sowie  $v = 6 \text{ km/h}$

Die Beschleunigung der AA1  $\ddot{z}_{M1}$  zeigt bei  $v = 6 \text{ km/h}$  nur geringfügige Änderungen zwischen Simulation und Messung, so z. B. zwischen AR1 und AR2. Im Vergleich zu  $v = 3 \text{ km/h}$  treten bei  $v = 6 \text{ km/h}$  sowohl für DF als auch für  $\ddot{z}_{M1}$  bei Überfahrt der drei Anhängerachsen keine wesentlich höheren Maximalwerte auf. Dies ist damit zu erklären, dass der Anhängerrumpf aufgrund seiner hohen Massenträgheit - selbst im unbeladenen Zustand und bei  $v = 6 \text{ km/h}$  - geringe Beschleunigungen ausführt und als nahezu starrer Körper betrachtet werden kann.

## 6.2 Einfluss des Frontgewichts

Bei der Betrachtung des Frontgewichts mit der Masse  $m_F = 800 \text{ kg}$  als Einflussparameter wird auf die Darstellung der Anhängergrößen verzichtet, da das Frontgewicht auf deren Schwingungsverhalten keinen Einfluss ausübt. In **Abb. 6.5** sind

die vier am Traktor simulierten und gemessenen Größen für den veränderten Parameter „Frontgewicht“ zu sehen.

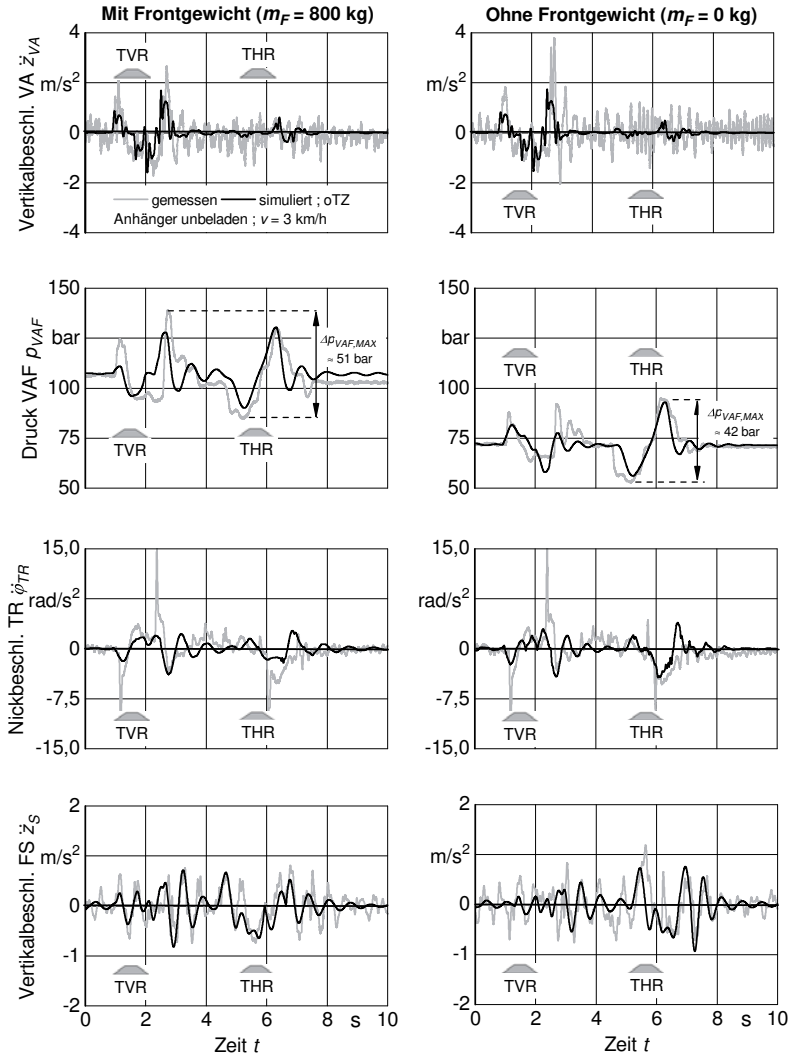


Abb. 6.5: Validierung GSM: Gemessene und simulierte Verläufe am Traktor für mFG-oTZ sowie oFG-oTZ, Anhänger unbeladen und  $v = 3 \text{ km/h}$



Der gemessene Verlauf der Vertikalbeschleunigung an der VA  $\ddot{z}_{VA}$  zeigt mit Blick auf die überlagerte Schwingung eine stärkere Amplitude. Dies ist mit dem Schwingungsverhalten des Traktorrumpfs ohne Frontgewicht in Kombination mit der Vorderachsmasse bei  $v = 3 \text{ km/h}$  und Stollenanregung zu erklären. Die Amplitude im Anschluss an die Hindernisabfahrt der TVR fällt stärker aus, ansonsten ist kein bedeutender Unterschied für den Parameter „Frontgewicht“ zu erkennen. Dies gilt ebenso für den simulierten Verlauf.

Beim Druck in der VAF  $p_{VAF}$  liegt der statische Wert aufgrund der nicht vorhandenen Frontgewichtsmasse für die gemessenen und simulierten Verläufe entsprechend niedriger. Der simulierte Verlauf des GSM ohne Frontgewicht zeigt bei 2,8 s eine geringere Amplitude als wenn das Frontgewicht im Einsatz ist. Die maximale gemessene Wertedifferenz bei Verwendung des Frontgewichts beträgt  $\Delta p \approx 51 \text{ bar}$ , in der rechten Spalte bei Verzicht auf das Frontgewicht  $\Delta p \approx 42 \text{ bar}$ . Diese Tatsache stimmt mit den Erkenntnissen zur Fahrsicherheit aus *Kapitel 3.1.1* überein: Die Nutzung des Frontgewichts übt einen negativen Einfluss auf das Schwingungsverhalten aus. Lediglich die höhere statische Vorderradlast ist hinsichtlich der Lenkbarkeit vorteilhaft, da Schwankungen weniger schnell zu einem Abheben der Räder führen.

Beim Verlauf der Nickbeschleunigung des TR  $\ddot{\phi}_{TR}$  ist zwischen den beiden Messungen kein bedeutender Unterschied beim Frontgewicht-Einfluss zu erkennen. Die simulierten Verläufe sind ebenfalls identisch, lediglich bei 6 s ist ohne Frontgewicht eine bessere Übereinstimmung von Simulation und Messung zu erkennen. Der dargestellte Verlauf der Beschleunigung des FS  $\ddot{z}_S$  zeigt sowohl bei der Verwendung, als auch beim Verzicht auf das Frontgewicht einen ähnlichen Wertebereich - außer beim gemessenen Verlauf bei der Auffahrt der TVR. Die simulierten und gemessenen Verläufe ohne Frontgewicht zeigen bei der Schwingungsfrequenz keine wesentlichen Unterschiede, allerdings fallen auch hier - genauso wie bei der Verwendung des Frontgewichts - manche Amplituden etwas geringer aus. Ähnlich wie im theoretischen Ansatz in *Kapitel 3.1.1* - bei welchem eine Verbesserung des Fahrkomforts mit dem Frontgewicht die Schlussfolgerung war - kann auch für dieses Unterkapitel für die gemessenen und die simulierten Verläufe aufgrund der nahezu identischen Maximal- und Minimalwerte keine Verschlechterung des Fahrkomforts durch das Frontgewicht festgestellt werden.

### 6.3 Einfluss der Anhänger Masse

Als letzte Einflussgröße auf das Schwingungsverhalten von Messung und Simulation soll nun die Anhängerbeladung und damit die Masse des Anhängerrumpfs  $m_R$  betrachtet werden. Dazu zeigt **Abb. 6.6** in der linken Spalte die Größen am Starrdeichselanhänger für den unbeladenen Anhänger und in der rechten Spalte halb mit Wasser beladenen Anhänger. Gut zu erkennen ist der um etwa 40 bar erhöhte statische Deichseldruck  $p_{DF}$ . Der gemessene Verlauf schwankt bei der Überfahrt der THR wesentlich stärker als beim unbeladenen Anhänger. Dieses Schwanken ist auf ein zusätzliches Schwappen des Wassers im Behälter zurückzuführen, da die Deichsel durch die Überfahrt der THR angeregt wird.

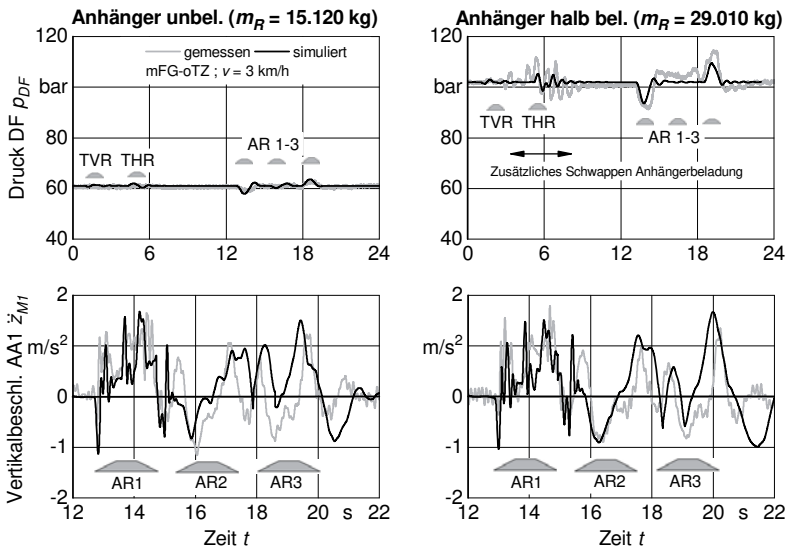


Abb. 6.6: Validierung GSM: Gemessene und simulierte Verläufe am Anhänger für mFG-oTZ, Anhänger unbeladen sowie halb beladen und  $v = 3 \text{ km/h}$

Das Schwappen und damit verbunden eine veränderte Schwerpunktlage des Anhängerrumpfs wird im GSM nicht berücksichtigt. Weiter ist bei der Überfahrt der THR auch bei der Simulation eine stärkere Schwankung für den halb beladenen Anhänger zu erkennen, was sich auch auf die simulierten Größen am Traktor in **Abb. 6.7** auswirkt. Die Verläufe von Simulation und Messung von  $p_{DF}$  in **Abb. 6.6** stimmen bei Überfahrt der drei Anhängerreifen gut überein, hier ist kein Einfluss des Schwappens zu erkennen.

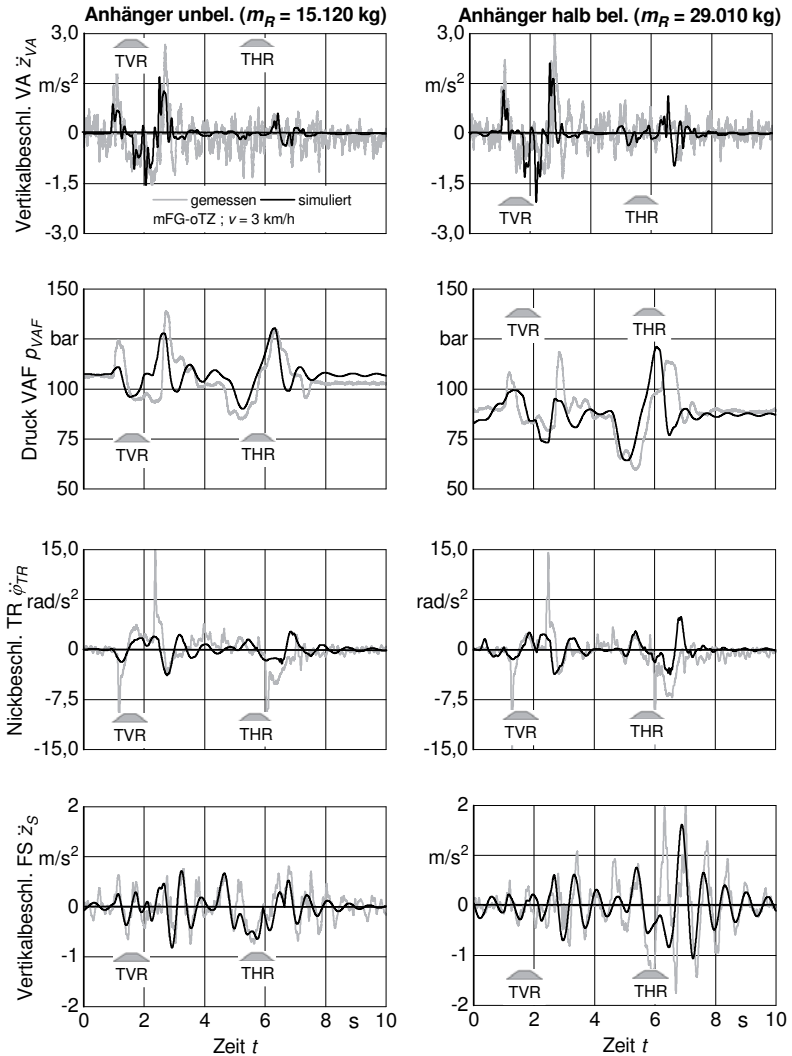


Abb. 6.7: Validierung GSM: Gemessene und simulierte Verläufe am Traktor für mFG-oTZ, Anhänger unbeladen sowie halb beladen und  $v = 3 \text{ km/h}$

Der Verlauf von  $\ddot{z}_{M1}$  zeigt für den halb beladenen Anhänger - im Vergleich zum unbeladenen - keinen signifikanten Unterschied hinsichtlich Amplitude und Frequenz, sowohl bei Betrachtung der gemessenen als auch der simulierten Verläufe. Wie bereits oben beschrieben, ist der Anhängerrumpf als nahezu starrer Körper zu

betrachten und die Anhängerachsen somit als Einmassensysteme, die sich förmlich unabhängig vom Anhängerrumpf bewegen. Entsprechend sind die Verläufe für den unbeladenen und halb beladenen Anhänger ähnlich.

Abb 6.7 zeigt die vier simulierten und gemessenen Verläufe am Traktor für den unbeladenen und den halb beladenen Anhänger. Der Verlauf der Vertikalbeschleunigung der VA  $\ddot{z}_{VA}$  zeigt sowohl für die Simulation als auch für die Messung vor allem bei der Überfahrt der THR tendenziell stärkere Amplituden, was mit einem stärkeren Einfluss der Stützlastschwankungen zu begründen ist. Dies wurde schon bei der Beschreibung des Druckverlaufs in der DF  $p_{DF}$  anhand von Abb. 6.1 auf S. 74 erwähnt.

Der Druckverlauf in der Vorderachsfederung  $p_{VAF}$  zeigt für den halb beladenen Anhänger einen niedrigeren statischen Wert aufgrund der höheren Stützlast. Die Schwingungsverläufe sind ähnlich, aber auch hier fällt das  $\Delta p_{VAF}$  stärker aus, genauso wie bei  $\ddot{z}_{VA}$ . Die Phasenverschiebung bei der Abfahrt der THR ist wieder mit einer nicht konstanten Fahrgeschwindigkeit  $v$  zu begründen. Die Nickbeschleunigung des TR  $\ddot{\varphi}_{TR}$  zeigt bei Betrachtung der Anhänger Masse keine wesentlichen Unterschiede, außer bei der Abfahrt der THR. Die hier nicht dargestellte Vertikalbeschleunigung des TR  $\ddot{z}_{TR}$  hat somit durch die Kopplung mit der Nickbeschleunigung (Gl. (9.4) im *Anhang*) aufgrund der Stützlastschwankungen einen entsprechenden Einfluss auf die stärkeren Amplituden von  $\ddot{z}_{VA}$  und  $p_{VAF}$ . Die Beschleunigung des FS  $\ddot{z}_S$  zeigt für die Überfahrt der TVR keinen wesentlichen Unterschied zwischen unbeladenem und halb beladenem Anhänger.

Im Gegensatz dazu treten bei der Überfahrt der THR stärkere Amplituden auf, was mit dem bereits oben erwähnten Einfluss der erhöhten Deichseldruck- und damit verbundenen Stützlastschwankungen zu begründen ist. Die Schwingungsfrequenz von Messung und Simulation stimmt überein, die Amplituden der Simulation fallen geringer aus.

## 6.4 Bewertung des Gespannmodells

Gemäß Abb. 6.1 sowie den Abb. 6.3 bis Abb. 6.7 konnte nachgewiesen werden, dass das GSM - bestehend aus den HRM, eigens modellierten Feder-Dämpfer-Systemen sowie aus Literaturquellen übernommenen Feder-Dämpfer-Eigenschaften - das dynamische Fahrverhalten des Traktorgespans mit Starrdeichselverbindung wiedergeben kann. Hinsichtlich der Schwingungsfrequenz ist meist eine gute Übereinstimmung zwischen Simulation und Messung zu erkennen. Bei den Amplituden sind zum Teil Abweichungen vorhanden, deren Ursachen erläutert wurden. Ferner kann auch das Schwingungsverhalten der Einflussparameter „Fahrgeschwindigkeit“, „Frontgewichtmasse“ und „Anhängerbeladung“ durch das GSM abgebildet werden. Somit kann das GSM u. a. zur Auslegung weiterer Feder-Dämpfer-Systeme, wie z. B. dem Topzylinder, genutzt werden.

Folgende Lösungsansätze können zu einer Verbesserung der Modellgenauigkeit führen:

- Experimentelle Bestimmung der Feder-Dämpfer-Eigenschaften der bei den Fahrversuchen eingesetzten Reifen.
- Ersatz der „Fixed-Footprint“-Filterung sowie Berücksichtigung der Stöße bei Hindernisauf- und abfahrt durch Verwendung eines Mehrpunkt-Kontaktes zwischen Reifen und Boden in Form des erweiterten HRM [89, 90, 91].
- Experimentelle Parameterbestimmung einzelner hydropneumatischer Feder-Dämpfer-Systeme.
- Berücksichtigung der Geschwindigkeitsveränderungen aufgrund der Längskräfte bei Hindernisauf- und abfahrt in Form eines geregelten Antriebes, wie ihn u. a. *Böhler* verwendet [59].
- Berücksichtigung der schwappenden Anhängerbeladung in Form einer Simulation des flüssigen Mediums und deren Reaktion auf äußere Schwingungsanregungen.

Im folgenden, letzten Kapitel der Modellvalidierung wird nun das GSM genutzt, um den Topzylinder als weiteres Feder-Dämpfer-Element für die Fahrversuche mit Einzelhindernis- und Straßenanregung auszulegen.

### 6.5 Auslegung des Topzylinders

Zur Auslegung des Topzylinders als Feder-Dämpfer-Element wird das Auslegungsverfahren von Druckspeichern verwendet, wie es u. a. bei *Will* und *Gebhardt* zu finden ist, siehe **Abb. 6.8** [153].

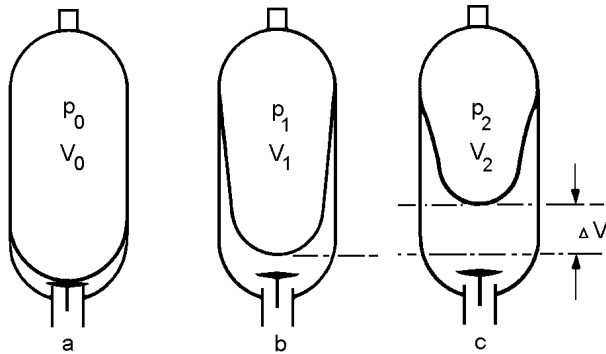


Abb. 6.8: Auslegung Druckspeicher [153]

Die diesbezüglichen Volumina und Drücke sowie das Verschiebevolumen sind in **Tab. 6.1** für den allgemeinen Fall sowie speziell bezogen auf den Topzylinder erläutert.

Tab. 6.1: Allgemeine nach [153] und speziell auf den Topzylinder bezogene Speicherzustände

Zustand	Allgemein		Topzylinder	
0	$p_0$	Fülldruck	$p_{0,TZ}$	25 bar
	$V_0$	Speichervolumen	$V_{0,TZ}$	gesucht
1	$p_1$	Minimaler Druck	$p_{1,TZ}$	40 bar
	$V_1$	Minimales Volumen	$V_{1,TZ}$	nicht benötigt
2	$p_2$	Maximaler Druck	$p_{2,TZ}$	200 bar
	$V_2$	Maximales Volumen	$V_{2,TZ}$	nicht benötigt
1-2	$\Delta V$	Verschiebevolumen	$\Delta V_{TZ}$	aus GSM

Anhand des GSM wird nun die Speichergröße  $V_{0,TZ}$  des Topzylinders für die experimentellen Untersuchungen ausgelegt. Wie Tab. 6.1 zu entnehmen ist, werden der Vorfülldruck  $p_{0,TZ}$ , der minimale Druck  $p_{1,TZ}$  sowie der maximale Druck  $p_{2,TZ}$  vorgegeben. Der statische Vorspanndruck  $p_{TZ,STAT}$  ergibt sich aus der in Tab. 5.1 aus *Kap. 5.1* zu entnehmenden statischen Vorspannkraft  $F_{TZ,STAT}$  sowie der wirksamen Kolbenfläche  $A_{K,TZ}$  und beträgt 127 bar.

Die letzte fehlende Größe, das Verschiebevolumen  $\Delta V_{TZ}$  zwischen den beiden Extrema, wird anhand des GSM nach Gl. (6.2) bestimmt [153]. Dabei wird davon ausgegangen, dass zwischen Zustand 0 und 1 aufgrund der statischen Einfederung eine isotherme und zwischen 1 und 2 durch die dynamischen Vorgänge eine adiabatische Zustandsänderung vorliegt.

$$V_{0,TZ} = \frac{\Delta V_{TZ}}{1 - \left(\frac{p_{1,TZ}}{p_{2,TZ}}\right)^{\frac{1}{n}}} \cdot \frac{p_{1,TZ}}{p_{0,TZ}} \quad (6.2)$$

In **Abb. 6.9** sind das Verschiebevolumen  $\Delta V_{TZ}$  sowie der Volumenstrom  $Q_{TZ}$  jeweils am Topzylinder in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit sowie der Anhängerbeladung, ermittelt durch das GSM bei Hindernisüberfahrt ohne Frontgewicht, dargestellt.

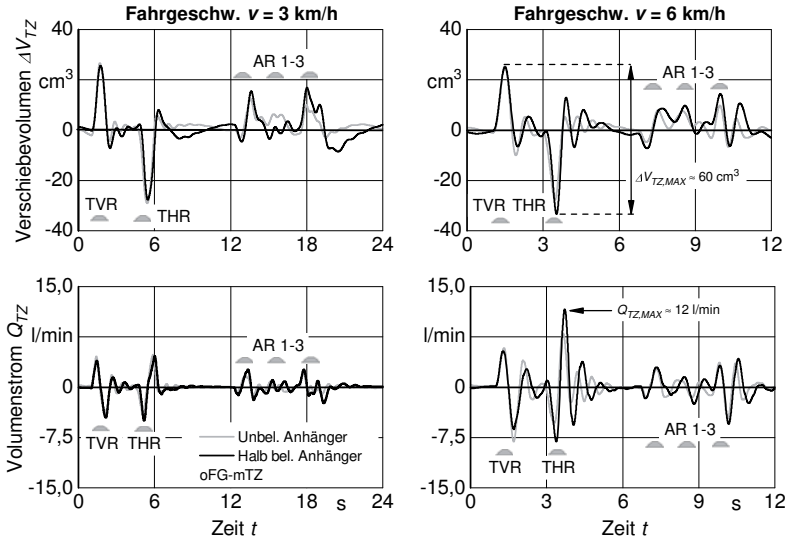


Abb. 6.9: Auslegung des Topzylinders anhand des GSMs: Verschiebevolumina und Volumenströme für  $v = 3 \text{ km/h}$  und  $v = 6 \text{ km/h}$  sowie für den unbeladenen und halb beladenen Anhänger

Zu erkennen ist, dass keine nennenswerte Veränderung des Verschiebevolumens  $\Delta V_{TZ}$  in Abhängigkeit von der Anhängerbeladung vorliegt und somit eine Veränderung der Speichergröße als Funktion der Anhängermasse, wie noch im theoretischen Ansatz in Kap. 3.1.2 festgestellt, nicht erstrebenswert ist. Dies zeigt auch

Abb. 6.7 auf S. 83 bei der Betrachtung der Anhängerbeladung, denn die Nickbeschleunigungen des TR  $\dot{\varphi}_{TR}$  für den unbeladenen und den halb beladenen Anhänger fallen in etwa gleich stark aus. Eine Begründung für den Unterschied hinsichtlich beladungsabhängiger Federsteifigkeit zwischen theoretischem Ansatz und Fahrversuch- bzw. Simulationsergebnissen liegt darin, dass beim theoretischen Ansatz der Anhänger nur durch die Reifen abgedefert wird und die Anhängermasse einen entsprechend großen Einfluss auf das Schwingungsverhalten des Traktors ausübt. Der bei den Versuchsfahrten verwendete Starrdeichselanhänger hingegen ist mit der Deichselfederung, den Achsaggregaten sowie den Reifen mehrfach gefedert (siehe Abb. 4.1 S. 49) und der Beladungszustand wirkt sich weniger stark auf den Schlepper aus. Somit wird nur *ein* Speicher für die Fahrversuche ausgelegt. Abb. 6.9 zeigt jeweils ein Verschiebevolumen von  $\Delta V_{TZ} \approx 60 \text{ cm}^3$  für den unbeladenen und den halb beladenen Anhänger bei  $v = v_{MAX} = 6 \text{ km/h}$ . Laut Gl. (6.2) und den Werten aus Tab. 6.1 ergibt sich dabei ein Volumen des Topzylinderspeichers von  $V_{0,TZ} \approx 150 \text{ cm}^3$ .

Hinsichtlich der Drosselauslegung zeigt Abb. 6.9, dass ein Volumenstrom an der Topzylinderdrossel  $Q_{TZ}$  von max. 15 l/min fließt und entsprechend eine kleine Drossel verwendet werden kann. In **Abb. 6.10** ist die Druckverlust-Durchfluss-Kennlinie für die Drossel des Topzylinders - hier wurde ein  $\alpha_{TZ} = 0,7$  (Gl. (4.3) auf S. 54) angenommen - für die fünf verschiedenen Querschnitte dargestellt.

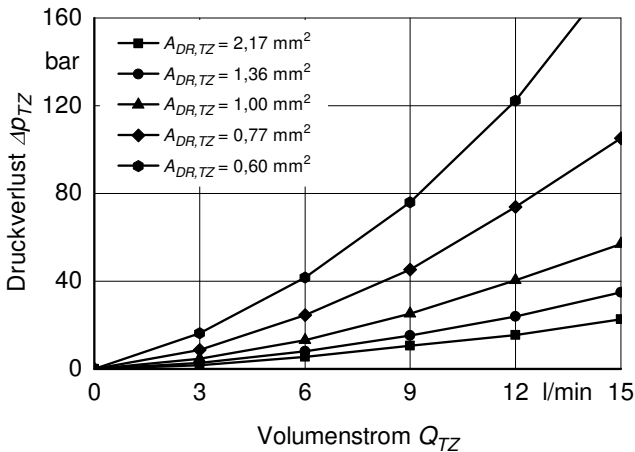


Abb. 6.10: Druckverlust-Durchfluss-Kennlinien der Topzylinderdrossel für verschiedene Querschnitte



Mit diesen wird das Topzylinder-System in den Versuchen als adaptives Feder-Dämpfer-Element untersucht. Dabei wird das Traktorgespann neben dem Einzelhindernis auch durch den in *Kap. 5.1* erläuterten Betonplattenweg angeregt, da davon ausgegangen wird, dass sich das Gespann - wie jedes andere Schwingungssystem auch - bei einer Anregung mit einer definierten Rampe genauso verhält wie bei Anregung durch ein undefiniertes, zufälliges Untergrundsignal wie dem Betonplattenweg.

Der hydraulische Aufbau des Topzylinders als adaptives Feder-Dämpfer-Element ist in **Abb. 6.11** zu sehen. Das Druckspeichervolumen von  $V_{0,TZ} = 150 \text{ cm}^3$  ist anhand zweier Druckspeicher mit einem Volumen von  $V_{0,TZ} = 75 \text{ cm}^3$  realisiert. Die Drossel verfügt über einen manuell verstellbaren Querschnitt  $A_{DR,TZ}$ , um die unterschiedlichen Dämpfungskonstanten einstellen zu können.

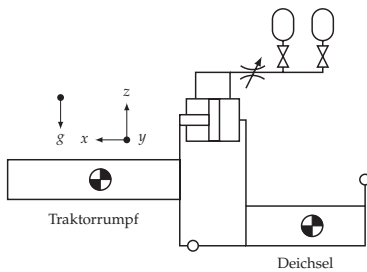


Abb. 6.11: Straßenfahrt-Versuche: Hydraulische Realisierung des Topzylinders als adaptives System

## 7 Darstellung und Bewertung der Versuchsergebnisse

Im theoretischen Teil dieser Arbeit wurde mit den Ansätzen in *Kap. 3* gezeigt, dass anhand des Topzylinders Nickschwingungen bei Straßenfahrt gedämpft sowie die Traktorradlasten bei Feldarbeit ins optimale Verhältnis gebracht werden können. Auf den folgenden Seiten werden im praktischen Teil die Ergebnisse der in *Kap. 5* beschriebenen Versuchsfahrten dargestellt und bewertet.

### 7.1 Nickschwingungsdämpfung

Hinsichtlich der Nickschwingungsdämpfung werden, neben den statischen Vorderachslasten, die Schwingungsverläufe bei Hindernis- sowie Straßenanregung betrachtet und die dazugehörigen Bewertungsverfahren vorgestellt. Dabei wird der - mit dem in *Kap. 4* hergeleiteten und in *Kap. 6* validierten GSM - in Bezug auf den Druckspeicher sowie die Drossel ausgelegte Topzylinder und sein Einfluss auf die Fahrsicherheit und den Fahrkomfort bewertet.

#### 7.1.1 Statische Vorderachslasten

Die bereits in *Kap. 1* erwähnte Mindestachslast bei Straßenfahrt an der gelenkten Traktorvorderachse nach der StVZO wird in diesem Unterkapitel mit Blick auf die Verwendung des Topzylinders als Ersatz für das Frontgewicht betrachtet [36]. Hierzu zeigt **Tab. 7.1** zunächst die für die Versuchsfahrten in *Tab. 5.1* auf S. 65 aufgelisteten vier Parameterkombinationen sowie die entsprechenden gewogenen Achslasten. Für jede Parameterkombination ist der Vergleich mit Vorgabe einer Mindestachslast von 20 % des Traktorleergewichts nach der StVZO dargestellt.

Tab. 7.1: Statische Vorderachslasten im Vergleich mit den Vorgaben der StVZO [36]

Parameterkombination	Nr.	$F_{RV}$ [kN]	Vorgabe StVZO [36]	Vorg. erfüllt?
mFG-oTZ (Anh. unbel.)	1	34,83		✓
mFG-oTZ (Anh. halb bel.)	2	30,12	$F_{RV} \geq 0,2 \cdot m_{TR} \cdot g$	✓
oFG-maTZ (Anh. unbel.)	3	29,78	$\Leftrightarrow F_{RV} \geq 14,03 \text{ kN}$	✓
oFG-maTZ (Anh. halb bel.)	4	25,32		✓

Durch die statische Vorspannung anhand des Topzylinders mit einer Kraft  $F_{TZ,STAT} = 25 \text{ kN}$  wird - neben den vorhandenen Mindestlasten durch das Frontgewicht - auch

für den Einsatz des passiven bzw. adaptiven Topzylinders bei gleichzeitigem Verzicht auf das Frontgewicht die Vorgabe für eine Mindestachslast an der Vorderachse erfüllt.

### 7.1.2 Gütekriterien für adaptiven Topzylinder bei Hindernisüberfahrt

Im Anschluss an die Betrachtung der statischen Vorderachslasten wird das dynamische Schwingungsverhalten des Traktorgespanns bei Verwendung des Topzylinders für eine Anregung durch ein Einzelhindernis (Abb. 5.2 auf S. 66) dargestellt. Dazu wurden zur Bewertung der Fahrsicherheit und des Fahrkomforts die vier am Traktor gemessenen Größen in Gütekriterien nach Gl. (3.12) auf S. 29 umgerechnet. **Tab. 7.2** zeigt, dass die gemessenen Größen an der Vorderachse der Bewertung der Fahrsicherheit und die am Traktorrumpf bzw. Fahrersitz der Bewertung des Fahrkomforts dienen.

Tab. 7.2: Übersicht zur Fahrsicherheit- und Fahrkomfortbewertung bei Hindernisüberfahrt

Gemessene Größe		Bewertung Hindernisüberfahrt		
Vorderachsbeschleunigung	$\ddot{z}_{VA}$	Fahrsicherheit	Gütekriterium	$J_{VAB}$
Dyn. Druck Vorderachsfed.	$\Delta p_{VAF}$		Gütekriterium	$J_{PVAF}$
Traktornickbeschleunigung	$\ddot{\varphi}_{TR}$	Fahrkomfort	Gütekriterium	$J_{TRNB}$
Sitzbeschleunigung	$\ddot{z}_S$		Gütekriterium	$J_{SB}$

Für die Darstellung der Versuchsergebnisse, mit dem Topzylinder als adaptives Feder-Dämpfer-Element, auf den folgenden Seiten gilt **Abb. 7.1** als Legende. Säule 1 in schwarz stellt das „traditionelle Gespann“ - mit Frontgewicht und ohne Topzylinder - dar. Mit Säule 2 in dunkelgrau - ohne Frontgewicht und ohne Topzylinder - kann der Einfluss des Frontgewichts auf das Schwingungsverhalten bewertet werden. Die Säulen 3 bis 7 in hellgrau beinhalten die Verwendung des Topzylinders bei gleichzeitigem Verzicht auf das Frontgewicht sowie die unterschiedlichen Drosselquerschnitte des Topzylinders  $A_{DR,TZ}$  und damit verbunden eine unterschiedliche Fahrwerkseinstellung.

In **Abb. 7.2** sind die vier, in Tab. 7.2 beschriebenen, Gütekriterien für den unbeladenen Anhänger und die Fahrgeschwindigkeiten  $v = 3 \text{ km/h}$  und  $v = 6 \text{ km/h}$  zu sehen. **Abb. 7.3** zeigt sie für den halb beladenen Anhänger.

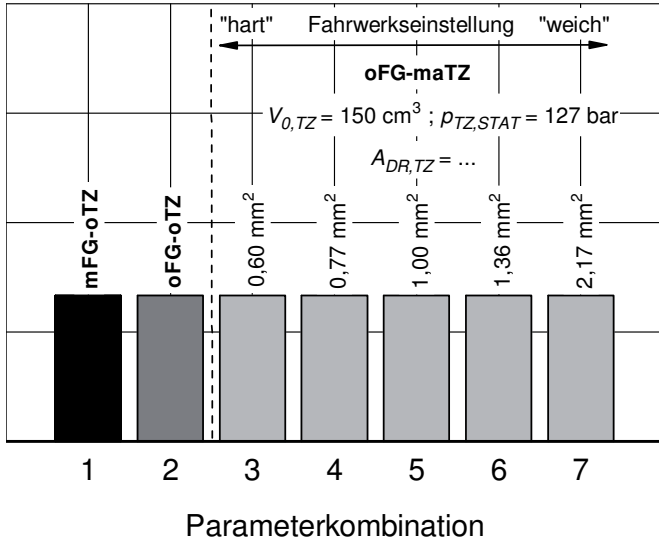


Abb. 7.1: Legende zur Darstellung der Versuchsergebnisse bei Hindernis- und Straßenfahrt

In jedem einzelnen Graphen in Abb. 7.2 und 7.3 ist für das Minimum bei der Verwendung des Topzylinders (Säule 3 - 7) die prozentuale Verbesserung im Vergleich zum „traditionellen Gespann“ (Säule 1) dargestellt. Werden zunächst die Unterschiede hinsichtlich der Fahrgeschwindigkeit  $v$  betrachtet, so gilt für den unbeladenen und den halb beladenen Anhänger, dass die Gütekriterien für  $v = 6 \text{ km/h}$  deutlich höhere Werte annehmen als mit  $v = 3 \text{ km/h}$ . Dies ist mit der Quadrierung des Signals bei der Berechnung der Gütekriterien nach Gl. (3.12) auf S. 29 zu begründen. Auch für den halb beladenen Anhänger sind tendenziell höhere Werte im Vergleich zum unbeladenen Anhänger zu konstatieren. Diese Tatsache ist u. a. mit den höheren Stützlastschwankungen sowie dem Schwappen der Anhängerbelastung zu erklären - siehe auch hierzu die Erläuterungen zur Validierung des GSMs unter dem Einfluss der Anhänger Masse in Kap. 6.3. Bei Betrachtung des Einflusses des Frontgewichts (Säule 2) im Vergleich zum „traditionellen Gespann“ (Säule 1) ist erkennbar, dass die Gütekriterien an der Vorderachse ( $J_{VAB}$  und  $J_{PVAB}$ ) tendenziell schwächer ausfallen als am Traktorrumpf ( $J_{TRNB}$ ) bzw. am Fahrersitz ( $J_{SB}$ ). Diese Feststellung ist identisch mit den Erkenntnissen aus dem theoretischen Ansatz in Kap. 3.1.1 sowie der Betrachtung des Frontgewichtseinflusses bei der GSM-Validierung in Kap. 6.2:

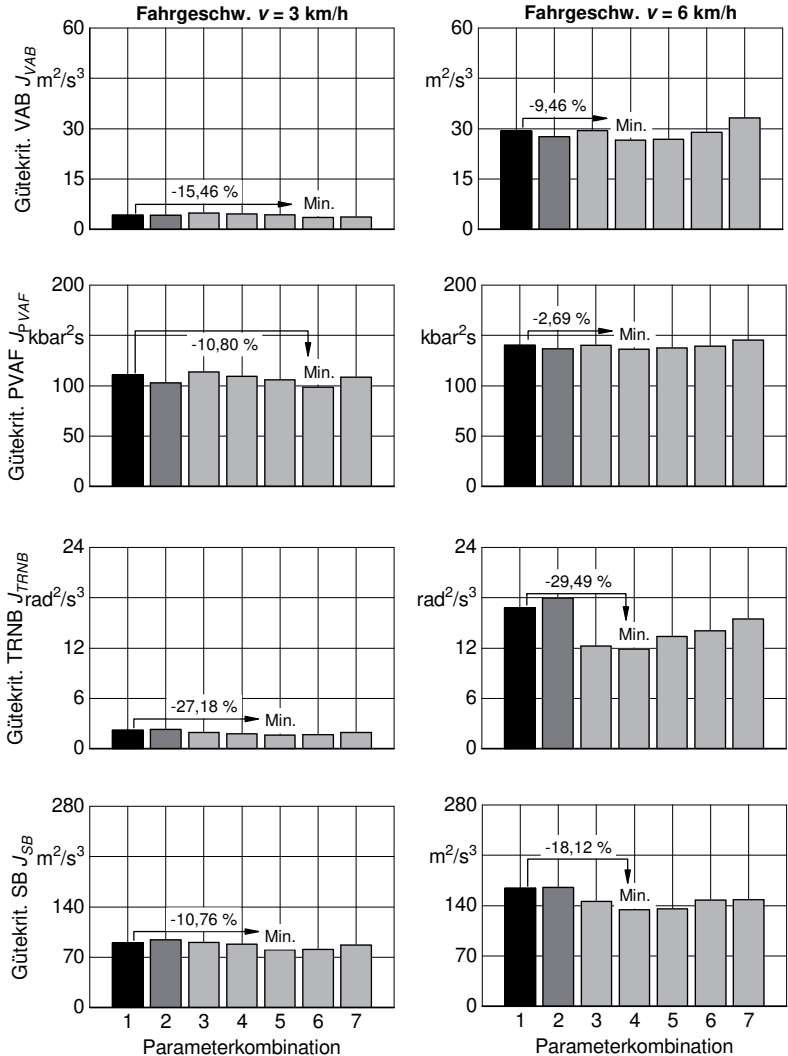


Abb. 7.2: Gütekriterien für Hindernisüberfahrt mit unbeladenem Anhänger (Legende siehe Abb. 7.1 S. 92)

Mit dem Verzicht auf das Frontgewicht waren eher geringere Schwankungen und damit geringere Gütekriterien bei der Fahrsicherheit und höhere Amplituden und damit höhere Gütekriterien beim Fahrkomfort zu erwarten.

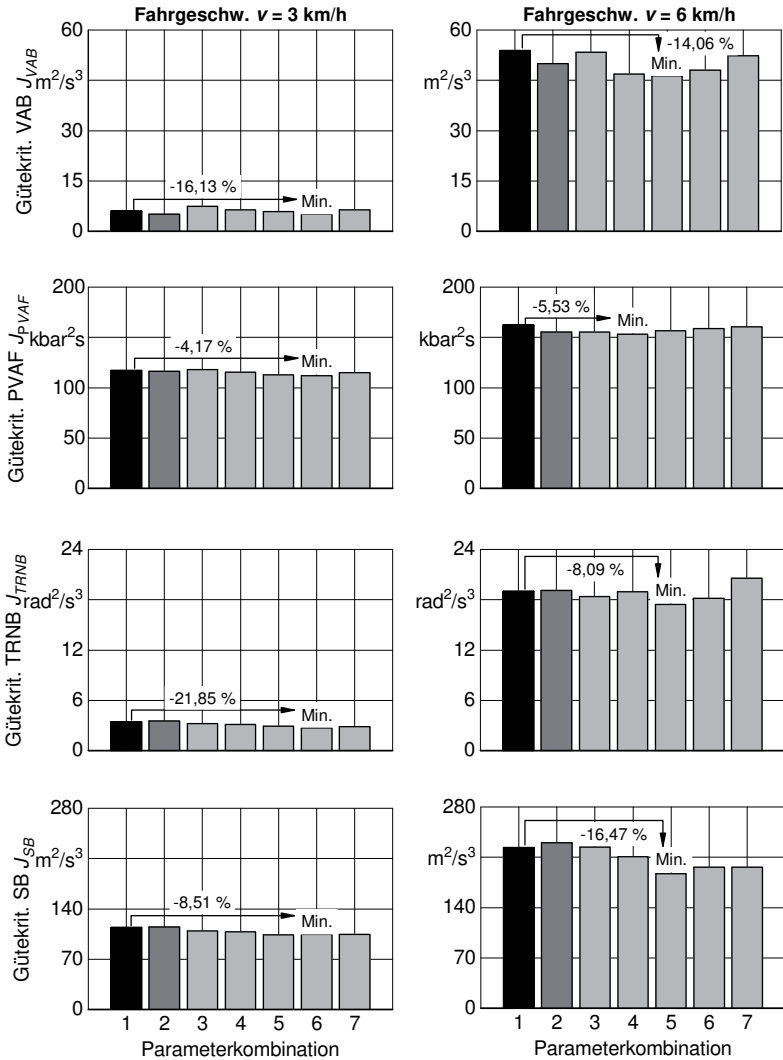


Abb. 7.3: Gütekriterien für Hindernisüberfahrt mit halb beladenem Anhänger (Legende siehe Abb. 7.1 S. 92)

Dennoch ist die Erwähnung der geringeren statischen Vorderachslast bei Verzicht auf das Frontgewicht (Säule 2) und damit ein mögliches, häufigeres Auftreten einer fehlenden Lenkbarkeit wichtig.

Die Gütekriterien des Topzylinders mit den Säulen 3 bis 7 zeigen für die meisten Graphen ein lokales Minimum, dessen Wert unterhalb des Wertes des „traditionellen Gespanns“ (Säule 1) liegt. Die lokalen Minima sind auch im theoretischen Ansatz in Abb. 3.11 auf S. 39 zu sehen. Deutlich zu erkennen ist, dass die Minima bei  $v = 3 \text{ km/h}$  eher im Bereich eines großen Drosselquerschnittes  $A_{DR,TZ}$  liegen, d. h. einer „weichen“ Fahrwerkseinstellung; für die Fahrgeschwindigkeit  $v = 6 \text{ km/h}$  verschieben sich die lokalen Minima nach links und eine „harte“ Fahrwerkseinstellung ist hier am geeignetsten.

Mit den, in diesen beiden Abbildungen, zu sehenden Gütekriterien wird zunächst im Kap. 7.1.5 ein optimaler passiver Topzylinder gesucht und diese Versuchsergebnisse mit dem „traditionellen Gespann“ aus Säule 1 verglichen, bevor die Versuchsergebnisse des optimalen passiven mit dem adaptiven Topzylinder verglichen und bewertet werden.

### 7.1.3 Bewertung von Fahrsicherheit und Fahrkomfort bei Straßenfahrt

Wurden im Kapitel zuvor für die Hindernisüberfahrt die Gütekriterien zur Bewertung der Fahrsicherheit und des Fahrkomforts betrachtet, so werden, bei der Anregung durch die Straße in Form des Betonplattenweges (Kap. 5.1), mit dem Druckfaktor sowie den Effektivwerten andere Bewertungskriterien herangezogen:

Die Fahrsicherheit wird nach Mitschke mit dem dynamischen Radlastfaktor  $n_{RL}$  berechnet, welcher das Verhältnis vom Effektivwert der dynamischen zur statischen Radlast darstellt, siehe Gl. (7.1) [156].

$$n_{RL} = \frac{\sqrt{\frac{1}{T} \cdot \int_0^T F_{DYN}^2(t) dt}}{F_{STAT}} \quad (7.1)$$

Methoden zur Messung der Radlast sind Messfelgen [157, 158] oder Dehnungsmessstreifen (DMS) [159]. Die Messung der Radlasten war im Rahmen dieser Forschungsarbeit aufgrund des hohen Geräte- und Kostenaufwandes [158] nicht möglich. Stattdessen wird im Folgenden eine indirekte Aussage über die Fahrsicherheit getroffen, indem der Druckfaktor aus der Messung des Drucks in der Vorderachsfederung  $p_{VAF}$  berechnet wird, Gl. (7.2).

$$n_{PVAF} = \frac{\sqrt{\frac{1}{T} \cdot \int_0^T p_{VAF,DYN}^2(t) dt}}{p_{VAF,STAT}} \quad (7.2)$$

Als weiteres Fahrsicherheit-Bewertungskriterium werden die Schwankungen der Vorderachsbeschleunigung  $\ddot{z}_{VA}$  in Form des Effektiv- bzw. Root Mean Square (RMS)-Wertes  $R_{VAB}$  berücksichtigt. Die Berechnung dieses RMS-Wertes wird mit der Beschreibung des Fahrkomforts vorgestellt.

Wie der VDI Richtlinie 2057 zu entnehmen ist, reagiert das Komfortgefühl von Menschen auf Schwingungen im Frequenzbereich von  $f = 4\text{ Hz}$  bis  $8\text{ Hz}$  am empfindlichsten [160]. Entsprechend gilt es, die Schwingungen in diesem Bereich zu dämpfen. Um die Schwingungsbelastungen objektiv bewerten zu können, beschreibt die ISO 2631-1, an welche die VDI Richtlinie 2057 angepasst wurde, die Berechnung des Effektiv- oder RMS-Wertes  $R_a$  der Beschleunigung  $a$ , Gl. (7.3) [161].

$$R_a = \sqrt{\frac{1}{T} \cdot \int_0^T a^2(t) dt} \tag{7.3}$$

Mit der Berechnung des RMS-Wertes der Nickbeschleunigung des Traktorrumpfes  $\ddot{\varphi}_{TR}$  sowie der Fahrersitzbeschleunigung  $\ddot{z}_S$  werden die zwei Größen  $R_{TRNB}$  und  $R_{SB}$  zur Bewertung des Fahrkomforts herangezogen.

Zur Übersicht der Bewertung von Fahrsicherheit und Fahrkomfort zeigt **Tab. 7.3** die einzelnen Größen, Kriterien und Formelzeichen für die Straße als Anregungsart.

Tab. 7.3: Übersicht zur Fahrsicherheit- und Fahrkomfortbewertung bei Straßenfahrt

Gemessene Größe		Bewertung Straßenfahrt		
Vorderachsbeschleunigung	$\ddot{z}_{VA}$	Fahrsicherheit	RMS	$R_{VAB}$
Dyn. Druck Vorderachsfed.	$\Delta p_{VAF}$		Druckfaktor	$n_{PVAF}$
Traktornickbeschleunigung	$\ddot{\varphi}_{TR}$	Fahrkomfort	RMS	$R_{TRNB}$
Sitzbeschleunigung	$\ddot{z}_S$		RMS	$R_{SB}$

### 7.1.4 Effektivwerte und Druckfaktor für den adaptiven Topzylinder bei Straßenfahrt

Im weiteren Verlauf werden die Versuchsergebnisse für den adaptiven Topzylinder bei Anregung durch die Straße (Betonplattenweg) mit den im Kapitel zuvor beschriebenen Größen zur Bewertung der Fahrsicherheit und des Fahrkomforts dargestellt. **Abb. 7.4** zeigt die RMS-Werte sowie die Druckfaktoren bei unbeladenem Anhänger und den Geschwindigkeiten  $v = 10\text{ km/h}$ ,  $v = 20\text{ km/h}$  und



$v = v_{MAX} = 30 \text{ km/h}$  für die Straße als Anregungsform. **Abb. 7.5** zeigt die gleichen Größen für den halb beladenen Anhänger und den Geschwindigkeiten  $v = 10 \text{ km/h}$ ,  $v = 20 \text{ km/h}$  und  $v = v_{MAX} = 25 \text{ km/h}$ . Die unterschiedlichen maximalen Fahrgeschwindigkeiten in Abhängigkeit von der Anhängerbeladung sind mit der begrenzten Streckenlänge und damit verbunden einer begrenzten Beschleunigung des Traktorgespanns vor der Anregung durch den Betonplattenweg zu erklären. Für die folgenden Abbildungen gilt, wie bei der Darstellung der Versuchsergebnisse bei Hindernisanregung, **Abb. 7.1** auf S. 92 als Legende.

Genau wie für die Gütekriterien bei Hindernisüberfahrt in *Kap. 7.1.2* lassen sich für die Straße als Anregungsform anhand der berechneten RMS-Werte sowie des Druckfaktors folgende Merkmale festhalten:

- Mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit  $v$  steigen die RMS-Werte bzw. die Druckfaktoren.
- Die Werte bei halb beladenem Anhänger sind tendenziell größer im Vergleich zum unbeladenen Anhänger.
- Die Betrachtung des Einflusses des Frontgewichts zeigt, dass die Fahrsicherheit eher zunimmt, wohingegen der Fahrkomfort abnimmt. Gleichzeitig aber ist beim Verzicht auf das Frontgewicht die statische Vorderachslast niedriger.
- Die Versuchsergebnisse bei Verwendung des Topzylinders mit variablem Drosselquerschnitt  $A_{DR,TZ}$  (Säule 3-7) haben in den meisten Fällen ein lokales Minimum, welches sich mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit nach links verschiebt.

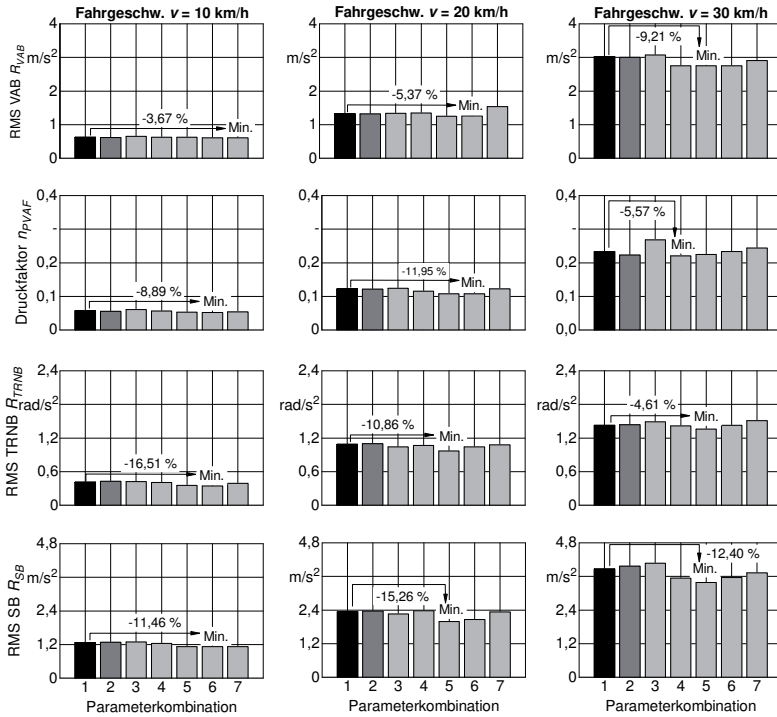


Abb. 7.4: RMS-Werte und Druckfaktor für Straßenfahrt mit unbeladenem Anhänger (Legende siehe Abb. 7.1 S. 92)

Anhand dieser berechneten Größen wird, wie bereits in *Kap. 7.1.2* erläutert, im nächsten Kapitel zunächst für alle Fahrgeschwindigkeitsbereiche und Beladungszustände ein optimaler passiver Topzylinder ausgelegt, dessen Versuchsergebnisse mit dem „traditionellen Gespann“ verglichen werden. Im Anschluss daran werden die Ergebnisse des optimalen passiven Topzylinders mit dem adaptiven verglichen und bewertet, um eine Aussage darüber treffen zu können, ob sich ein verstellbarer Drosselquerschnitt  $A_{DR,TZ}$  als Funktion der Fahrgeschwindigkeit hinsichtlich Fahrsicherheit und -komfort im Vergleich zum passiven System mit einem konstanten Drosselquerschnitt lohnt.

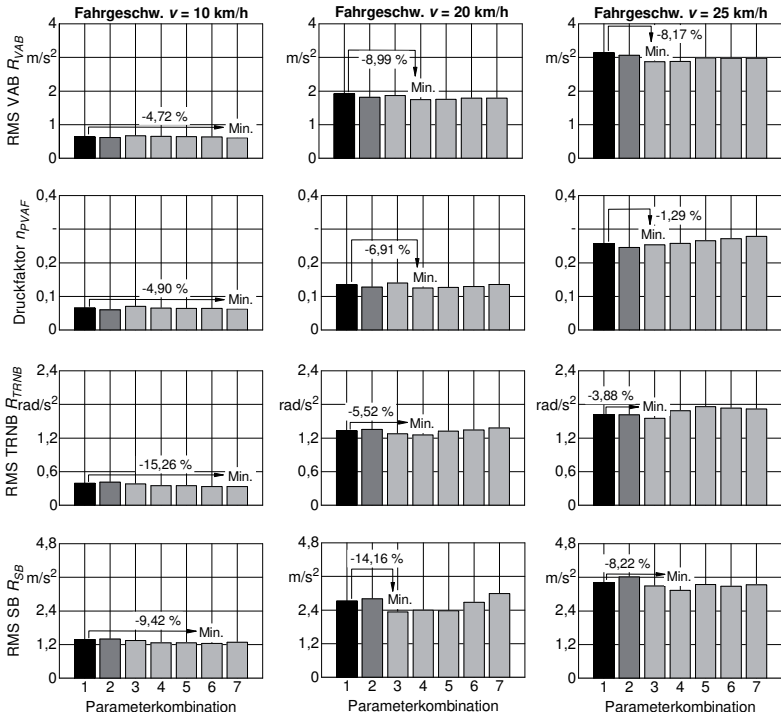


Abb. 7.5: RMS-Werte und Druckfaktor für Straßenfahrt mit halb beladenem Anhänger (Legende siehe Abb. 7.1 S. 92)

### 7.1.5 Bewertung des passiven und adaptiven Topfzylinders bei Hindernisüberfahrt und Straßenfahrt

Im letzten Unterkapitel zur Nickschwingungsdämpfung wird im Folgenden der Einfluss des passiven und adaptiven Topfzylinders auf die Fahrsicherheit und den Fahrkomfort bei Straßenfahrt bewertet. Anhand der Versuchsergebnisse bei Hindernisüberfahrt (Kap. 7.1.2) sowie bei Straßenfahrt (Kap. 7.1.4) wird für jede Anregungsform zunächst der optimale passive Topfzylinder ausgelegt und die entsprechenden Ergebnisse werden mit dem „traditionellen Gespann“ verglichen.

Im Anschluss daran werden die Versuchsergebnisse des passiven Topfzylinders mit jenen des adaptiven - also die nächste Stufe eines Schwingungsisolationsystems nach Hauck in Abb. 1.2 auf S. 3 - verglichen, um eine Aussage darüber treffen zu können, inwieweit sich ein an die Fahrgeschwindigkeit  $v$  angepasster Drossel-

querschnitt  $A_{DR,TZ}$  im Gegensatz zum passiven Lösungsansatz und damit zum konstanten Drosselquerschnitt lohnt.

Zur Auslegung eines optimalen passiven Topfzylinders anhand der Versuchsergebnisse wird die Priorität auf die Fahrsicherheit gelegt. Daraus folgt, dass anhand der gemessenen Werte an der Vorderachse - Beschleunigung der Masse sowie Druck in der hydropneumatischen Federung - die Größen zur Schwingungsbewertung (Tab. 7.2 und 7.3) berechnet werden und mit diesen wiederum der optimale passive Topfzylinder ermittelt wird. Die Begründung für die Auslegung auf Fahrsicherheit liegt darin, dass anhand des Topfzylinders das Traktorfahrwerk *möglichst sicher* fahren soll. Ob mit einem auf Fahrsicherheit ausgelegten Topfzylinder *zudem mehr Fahrkomfort* erzielt werden kann, werden die entsprechenden Ergebnisse zeigen. Mit der Kabinenfederung und der Sitzfederung bieten überdies zwei weitere Federungssysteme die Möglichkeit, den Fahrkomfort eines auf Fahrsicherheit ausgelegten Traktorgespanns mit dem Topfzylinder zu verbessern.

### Bestimmung des optimalen passiven Topfzylinders bei Hindernisüberfahrt

**Abb. 7.6** zeigt zur Auslegung des passiven Topfzylinders die normierten Gütekriterien der Vorderachsbeschleunigung  $J_{VAB}$  und des dynamischen Druckes in der Vorderachsfederung  $J_{PVAB}$  für die Fahrgeschwindigkeiten  $v = 3 \text{ km/h}$  und  $v = 6 \text{ km/h}$  sowie den unbeladenen und halb beladenen Anhänger, basierend auf den Messergebnissen der Säulen 3 bis 7 von Abb. 7.2 und 7.3. Dabei wurde der jeweilige minimale Wert auf 100 % normiert und die anderen vier Werte darauf bezogen.

Zur Bestimmung des optimalen passiven Topfzylinders wird nun die Parameterkombination bzw. der Drosselquerschnitt  $A_{DR,TZ}$  gesucht, bei welchem die Abweichungen der beiden Gütekriterien hinsichtlich Fahrgeschwindigkeit *und* Beladungszustand am geringsten sind. Ausgehend von diesen vier Graphen ergibt sich nach Abb. 7.6 eine minimale Abweichung für die Parameterkombination 6 und damit für einen Drosselquerschnitt  $A_{DR,TZ} = 1,36 \text{ mm}^2$  der optimale Topfzylinder bzw. die bestmögliche Fahrsicherheit.

### Bewertung des optimalen passiven Topfzylinders bei Hindernisüberfahrt

Ausgehend von diesem optimalen passiven Topfzylinder zeigt **Tab. 7.4** die Gegenüberstellung aus Abb. 7.2 und 7.3 des optimalen passiven Topfzylinders. Dabei wurden die Werte vom „traditionellen Gespann“ auf 100 % normiert und die Versuchsergebnisse des optimalen passiven Topfzylinders entsprechend ins Verhältnis gesetzt. Aus Tab. 7.4 geht hervor, dass bei Hindernisüberfahrt sowohl für beide Geschwindigkeitswerte als auch für beide Beladungszustände und damit in 100 %

der Fälle mit dem optimalen passiven Topzylinder die Gütekriterien hinsichtlich Fahrsicherheit um bis zu 16,13 % und die Gütekriterien zur Bewertung des Fahrkomforts sogar um bis zu 24,75 % verbessert werden können. Gleichzeitig ist das Traktorgespann um die Frontgewichtmasse  $m_F = 800$  kg leichter.

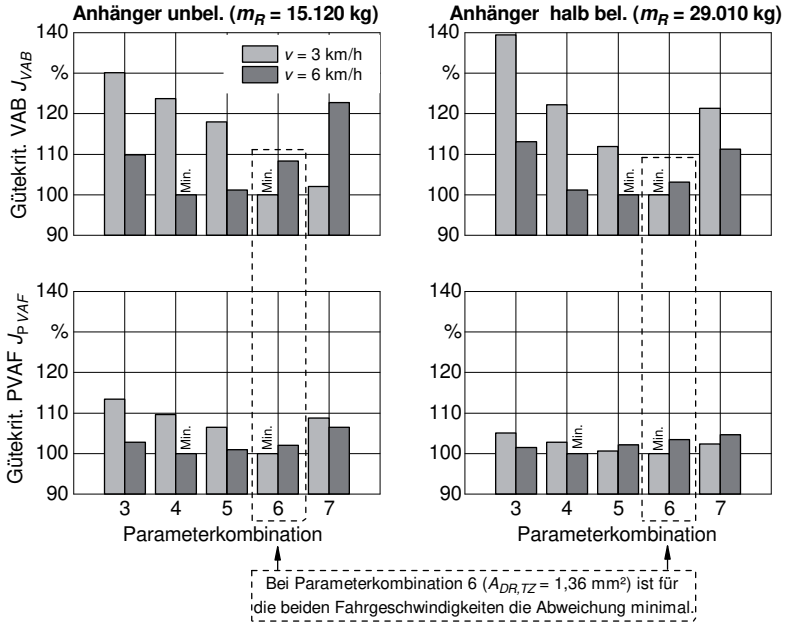


Abb. 7.6: Bestimmung des optimalen passiven Topzylinders bei Hindernisüberfahrt (Legende siehe Abb. 7.1 S. 92))

### Bewertung des adaptiven Topzylinders bei Hindernisüberfahrt

In Tab. 7.5 sind die Versuchsergebnisse des adaptiven Topzylinders für die beiden Geschwindigkeitsstufen und Beladungszustände gegenübergestellt. Diesmal wurden die Ergebnisse des optimalen passiven Topzylinders auf 100 % normiert. Bezüglich des adaptiven Topzylinders sind für jede Fahrgeschwindigkeit und jeden Beladungszustand die optimalen Parameterkombinationen hinsichtlich der Fahrsicherheit dargestellt. Die Werte in Tab. 7.5 zeigen, dass bei  $v = 3$  km/h der optimale passive und adaptive Topzylinder identisch sind und daraus weder eine Verbesserung noch eine Verschlechterung resultiert.

Tab. 7.4: Vergleich der Versuchsergebnisse von „traditionellem Gespann“ (auf 100 % normiert) und passivem Topfzylinder (oFG-mpTZ) bei Hindernisüberfahrt

Anhänger unbeladen		$v = 3 \text{ km/h}$	$v = 6 \text{ km/h}$	Bewertung <sup>4</sup>	
		oFG-mpTZ PK 6	oFG-mpTZ PK 6		
Fahrsicherheit	$J_{VAB}$	-15,46 %	-1,17 %	↗	↗
	$J_{PVAB}$	-10,80 %	-0,62 %	↗	↗
Fahrkomfort	$J_{TRNB}$	-24,75 %	-16,56 %	↗	↗
	$J_{SB}$	-9,93 %	-10,04 %	↗	↗
Anhänger halb beladen		$v = 3 \text{ km/h}$	$v = 6 \text{ km/h}$	Bewertung	
		oFG-mpTZ PK 6	oFG-mpTZ PK 6		
Fahrsicherheit	$J_{VAB}$	-16,13 %	-10,96 %	↗	↗
	$J_{PVAB}$	-4,17 %	-2,10 %	↗	↗
Fahrkomfort	$J_{TRNB}$	-21,85 %	-4,37 %	↗	↗
	$J_{SB}$	-8,51 %	-12,37 %	↗	↗

Weiter ist zu sehen, dass die Gütekriterien bezüglich Fahrsicherheit mit dem adaptiven Topfzylinder in allen vier Fällen für  $v = 6 \text{ km/h}$  um bis zu 8,29 % verbessert werden, wohingegen die Gütekriterien, welche den Fahrkomfort betreffen, nur für den unbeladenen Anhänger verbessert werden und beim halb beladenen um bis zu 6,61 % schlechter werden. Hieraus kann festgehalten werden, dass mit dem adaptiven Topfzylinder im Vergleich zum passiven in 100 % der Fälle die Fahrsicherheit verbessert wird. In 50 % der Fälle wird der Fahrkomfort verbessert, in 50 % fällt er schlechter aus.

### Bestimmung des optimalen passiven Topfzylinders bei Straßenfahrt

Das Verfahren zur Bestimmung des optimalen passiven Topfzylinders bei Straßenfahrt ist identisch mit dem bei Hindernisüberfahrt, siehe die Erläuterungen zu Abb. 7.6 auf S. 101. Demnach sind in **Abb. 7.7** für eine möglichst hohe Fahrsicherheit bei Straßenfahrt die RMS-Werte sowie die Druckfaktoren für beide Beladungszustände und die drei Fahrgeschwindigkeiten dargestellt. Auch hier wurden die minimalen Werte auf 100 % normiert. Aus **Abb. 7.7** wird deutlich, dass für die fünfte Säule, d. h. für den Drosselquerschnitt  $A_{DR,TZ} = 1,00 \text{ mm}^2$  die Abweichung für die drei Geschwindigkeitsbereiche und die unterschiedliche Anhängerbeladung minimal und die Fahrsicherheit folglich am höchsten ist.

<sup>4</sup>Die Bewertungspfeile in jeder Zeile beziehen sich auf die jeweiligen Fahrgeschwindigkeiten. Dies gilt ebenso für Tab. 7.5, Tab. 7.6 und Tab. 7.7

Tab. 7.5: Vergleich der Versuchsergebnisse von optimalem passiven Topzylinder (auf 100 % normiert) und adaptivem Topzylinder (oFG-maTZ) bei Hindernisüberfahrt

Anhänger unbeladen		$v = 3 \text{ km/h}$	$v = 6 \text{ km/h}$	Bewertung <sup>4</sup>	
		oFG-maTZ PK 6	oFG-maTZ PK 4		
Fahrsicherheit	$J_{VAB}$	-0,00 %	-8,29 %	→	↗
	$J_{PVAB}$	-0,00 %	-2,07 %	→	↗
Fahrkomfort	$J_{TRNB}$	-0,00 %	-12,94 %	→	↗
	$J_{SB}$	-0,00 %	-8,08 %	→	↗
Anhänger halb beladen		$v = 3 \text{ km/h}$	$v = 6 \text{ km/h}$	Bewertung	
		oFG-maTZ PK 6	oFG-maTZ PK 4		
Fahrsicherheit	$J_{VAB}$	-0,00 %	-1,98 %	→	↗
	$J_{PVAB}$	-0,00 %	-3,43 %	→	↗
Fahrkomfort	$J_{TRNB}$	-0,00 %	+3,93 %	→	↘
	$J_{SB}$	-0,00 %	+6,61 %	→	↘

Auch wenn für die Hindernisüberfahrt und die Straßenfahrt unterschiedliche Größen zur Bewertung der Fahrsicherheit und des Fahrkomforts herangezogen werden (siehe Tab. 7.2 und 7.3), so zeigt sich doch, dass sich ein auf Fahrsicherheit ausgelegter optimaler Topzylinderdrosselquerschnitt für *beide* Anregungsformen im Bereich der Säulen 5 und 6 befindet bzw. der optimale Drosselquerschnitt bei  $A_{DR,TZ} = 1,00 \text{ mm}^2$  bis  $1,36 \text{ mm}^2$  für dieses Gespann als Schwingungssystem beträgt. Ausgehend von diesem optimalen Topzylinder werden zunächst die dazugehörigen Versuchsergebnisse mit dem „traditionellen Gespann“ verglichen.

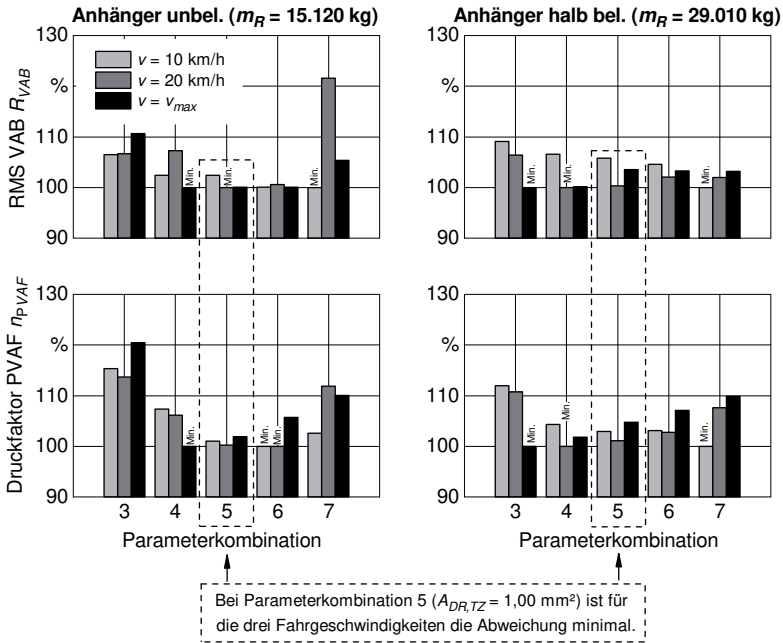


Abb. 7.7: Bestimmung des optimalen passiven Topzylinders bei Straßenfahrt (Legende siehe Abb. 7.1 S. 92)

### Bewertung des optimalen passiven Topzylinders bei Straßenfahrt

Tab. 7.6 zeigt den Vergleich der auf 100% normierten Versuchsergebnisse vom „traditionellen Gespann“ mit den Versuchsergebnissen des auf Fahrsicherheit ausgelegten, optimalen passiven Topzylinders bei Straßenfahrt. Hinsichtlich der Fahrsicherheit an der gelenkten Vorderachse ist erkennbar, dass für die beiden Beladungszustände und die drei Fahrgeschwindigkeiten in 10 von 12 Fällen (83,33%) die RMS-Werte bzw. die Druckfaktoren mit Blick auf die Fahrsicherheit um bis zu 11,70% verbessert werden und die Verschlechterung in den beiden anderen Fällen maximal 3,47% beträgt. Die Betrachtung des Fahrkomforts zeigt, dass sogar in 11 von 12 Fällen (91,66%) die RMS-Werte bzw. die Druckfaktoren um bis zu maximal 15,26% verbessert werden. Die Verschlechterung bei maximaler Fahrgeschwindigkeit und halb beladenem Anhänger liegt mit 9,90% recht hoch. Im gleichen Zusammenhang ist - genau wie bei der Hindernisüberfahrt - die nicht vorhandene Frontgewichtmasse  $m_F = 800$  kg zu nennen.



Tab. 7.6: Vergleich der Versuchsergebnisse von „traditionellem Gespann“ (auf 100 % normiert) und passivem Topzylinder (oFG-mpTZ) bei Straßenfahrt

Anhänger unbel.		$v = 10 \text{ km/h}$	$v = 20 \text{ km/h}$	$v = 30 \text{ km/h}$	Bewertung <sup>4</sup>
		oFG-mpTZ PK 5	oFG-mpTZ PK 5	oFG-mpTZ PK 5	
Fahr- sicherheit	$R_{VAB}$	-1,28 %	-5,37 %	-9,14 %	↗ ↗ ↗
	$n_{PVAB}$	-7,84 %	-11,70 %	-3,64 %	↗ ↗ ↗
Fahr- komfort	$R_{TRNB}$	-13,58 %	-10,86 %	-4,61 %	↗ ↗ ↗
	$R_{SB}$	-11,56 %	-15,26 %	-12,40 %	↗ ↗ ↗
Anhänger halb bel.		$v = 10 \text{ km/h}$	$v = 20 \text{ km/h}$	$v = 25 \text{ km/h}$	Bewertung
		oFG-mpTZ PK 5	oFG-mpTZ PK 5	oFG-mpTZ PK 5	
Fahr- sicherheit	$R_{VAB}$	+1,09 %	-8,67 %	-4,61 %	↘ ↗ ↗
	$n_{PVAB}$	-1,99 %	-5,79 %	+3,47 %	↗ ↗ ↘
Fahr- komfort	$R_{TRNB}$	-10,90 %	-0,49 %	+9,30 %	↗ ↗ ↘
	$R_{SB}$	-7,90 %	-12,45 %	-2,05 %	↗ ↗ ↗

### Bewertung des adaptiven Topzylinders bei Straßenfahrt

Tab. 7.7 zeigt die Versuchsergebnisse des adaptiven im Vergleich zum optimalen passiven Topzylinder bei Straßenfahrt anhand der normierten RMS-Werte und der Druckfaktoren. Für  $v = 20 \text{ km/h}$  liegt keine Ergebnisveränderung vor, da hier der optimale passive Topzylinder gleichzeitig der optimale adaptive ist. Der Vergleich der anderen Ergebnisse zeigt bei Betrachtung der Fahrsicherheit, dass in 6 von 8 Fällen (75 %) eine Verbesserung der RMS-Werte bzw. Druckfaktoren um bis zu 3,41 % vorliegt. Die Verschlechterung in den beiden anderen Fällen liegt mit 0,15 % bis 2,96 % in einem ähnlichen Wertebereich. Wird der Fahrkomfort berücksichtigt, so zeigt sich für den adaptiven Topzylinder in 5 von 8 Fällen (62,5 %) eine Verbesserung der RMS-Werte bzw. Druckfaktoren um bis zu 6,18 %. Die maximale Verschlechterung liegt bei 3,99 %.

### Abschließende Bewertung des passiven und adaptiven Topzylinders

Wird abschließend der Einfluss des passiven Topzylinders auf das Traktorgespann als Schwingungssystem für beide Anregungsformen - Einzelhindernis und Straße - bewertet, so kann festgehalten werden, dass im Vergleich zum „traditionellen Gespann“ nach Tab. 7.4 auf S. 102 sowie Tab. 7.6 auf S. 105 die Fahrsicherheit in 18 von 20 Fällen (95 %) verbessert wird und der Fahrkomfort sogar in 19 von 20 Fällen (90 %) steigt. Folglich werden durch den Einsatz des passiven Topzylinders am Traktorgespann Fahrsicherheit und Fahrkomfort erhöht, gleichzeitig kann auf die Frontgewichtmasse verzichtet werden.

Tab. 7.7: Vergleich der Versuchsergebnisse von optimalem passivem Topfzylinder (auf 100 % normiert) und adaptivem Topfzylinder (oFG-maTZ) bei Straßenfahrt

Anhänger unbel.		$v = 10 \text{ km/h}$	$v = 20 \text{ km/h}$	$v = 30 \text{ km/h}$	Bewertung <sup>4</sup>
		oFG-maTZ PK 6	oFG-maTZ PK 5	oFG-maTZ PK 4	
Fahr- sicherheit	$R_{VAB}$	-2,29 %	-0,00 %	-0,07 %	↗ → ↗
	$n_{PVAB}$	-1,05 %	-0,00 %	-1,93 %	↗ → ↗
Fahr- komfort	$R_{TRNB}$	-2,93 %	-0,00 %	+3,93 %	↗ → ↘
	$R_{SB}$	+0,24 %	-0,00 %	+3,99 %	↘ → ↘
Anhänger halb bel.		$v = 10 \text{ km/h}$	$v = 20 \text{ km/h}$	$v = 25 \text{ km/h}$	Bewertung
		oFG-maTZ PK 6	oFG-maTZ PK 5	oFG-maTZ PK 4	
Fahr- sicherheit	$R_{VAB}$	-1,24 %	-0,00 %	-3,41 %	↗ → ↗
	$n_{PVAB}$	+0,15 %	-0,00 %	+2,96 %	↘ → ↘
Fahr- komfort	$R_{TRNB}$	-4,33 %	-0,00 %	-4,73 %	↗ → ↗
	$R_{SB}$	-1,52 %	-0,00 %	-6,18 %	↗ → ↗

Der Einsatz des Topfzylinders als adaptives Feder-Dämpfer-Element führt bei der Betrachtung der beiden Anregungsformen im Vergleich zum passiven Topfzylinder - zu sehen in Tab. 7.5 auf S. 103 sowie in Tab. 7.7 auf S. 106 - in 10 von 12 Fällen (83,33 %) zu einer weiteren Verbesserung der Fahrsicherheit, in 2 von 12 (16,67 %) zu einer Verschlechterung. Mit Blick auf den Fahrkomfort wird deutlich, dass in 7 von 12 Fällen (58,33 %) eine Verbesserung vorliegt und in 5 von 12 Fällen (41,67 %) eine Verschlechterung.

Anhand dieser Ergebnisse kann das Fazit gezogen werden, dass sich der Einsatz des passiven Topfzylinders bei Straßenfahrt als Ersatz für das Frontgewicht und zur Verbesserung von Fahrsicherheit und -komfort empfiehlt. Die adaptive Verwendung des Topfzylinders führt größtenteils zu einer weiteren Verbesserung der Fahrsicherheit und des Fahrkomforts. Allerdings sind weitere Versuchsfahrten - bei den vorliegenden Ergebnissen waren der optimale passive Topfzylinder und der adaptive für jeweils eine Fahrgeschwindigkeit identisch - mit mehr unterschiedlichen Fahrgeschwindigkeiten notwendig, um eine endgültige Aussage über die Sinnhaftigkeit des adaptiven Topfzylinders als nächste Entwicklungsstufe treffen zu können. Ferner müssen bei einer adaptiven Verwendung des Topfzylinders der technische Aufwand für die elektrisch verstellbare Drossel mit in die Bewertung einbezogen werden.

## 7.2 Radlastmanagement

Der zweite Teil dieses Kapitels hat das Radlastmanagement zum Inhalt: Zunächst wird die Bewertung des Radlasteinflusses erläutert, im Anschluss daran das optimale Radlastverhältnis berechnet. Es folgt die Betrachtung der statischen Radlasten, bevor die Resultate der beiden Zugkraft-Schlupf-Versuche zur Bewertung des Topzylinders und sein Einfluss auf das Traktionsverhalten erläutert werden.

### 7.2.1 Bewertung des Radlasteinflusses

Wie in *Kapitel 5.2.2* bereits erläutert und in *Abb. 5.3* auf S. 68 prinzipienhaft dargestellt, wird der Einfluss des Frontgewichts sowie des Topzylinders auf das Traktionsverhalten bei Feldfahrt in dieser Arbeit mit sog. Zugkraft-Schlupf-Kurven bewertet. Aus den gemessenen Größen reale Fahrgeschwindigkeit  $v_R$  und konstante Raddrehzahl  $\omega_R$  kann, wie *Gl. (7.4)* zeigt, der Schlupf des Traktors  $\sigma$  berechnet werden. Bei einer verlustfreien Übertragung der Antriebskräfte auf den Boden - dieser Fall tritt nur in der Theorie auf - liegt ein Schlupf von  $\sigma = 0\%$  vor. Bei einer realen Fahrgeschwindigkeit  $v_R = 0$  km/h drehen die Traktorreifen durch und der Schlupf beträgt  $\sigma = 100\%$ . Praktische Schlupfwerte in Abhängigkeit von den Boden- und Witterungsverhältnissen für einen ziehenden Schlepper bei Feldarbeit liegen im Wertebereich  $\sigma = 10\%$  bis  $20\%$  - maximal  $25\%$  [34, 92].

$$\sigma(v_R) = \left(1 - \frac{v_R}{2 \cdot \pi \cdot \omega_R \cdot r_R}\right) \cdot 100\% \quad (7.4)$$

Der in *Gl. (7.4)* zu sehende Parameter  $r_R$  ist der Nullschlupf-Rollradius, welcher in einer von *Schreiber* vorgestellten Übersicht zu unterschiedlichen Reifenradien definiert wird [162]. Er gibt ebenfalls die unterschiedlichen gebräuchlichen Definitionen des Schlupfnullpunktes an. Für die Berechnung des Nullschlupfes bei der Auswertung der Fahrversuche der Zugkraft-Schlupf-Messungen wird die zweite Definition verwendet: „Ein frei rollendes, gezogenes und ein angetriebenes, zugkraft-freies Rad haben den gleichen Schlupf, jedoch in gegensätzlicher Richtung. Daher liegt der Schlupfnullpunkt genau zwischen diesen beiden Fahrzuständen.“ [162, S. 41]. Diese Definition bedeutet für die Bestimmung des Nullschlupf-Rollradius  $r_R$  der beiden Zugkraft-Schlupf-Versuche, dass dieser aus dem Mittelwert vom selbstfahrenden Schlepper und vom gezogenen Schlepper, jeweils ohne Starrdeichselanhänger, ermittelt wird, siehe **Tab. 7.8**.

Tab. 7.8: Bestimmung des Nullschlupf-Rollradius für die Zugkraft-Schlupf-Versuche 1 und 2

	Versuch 1	Versuch 2
Konstruktiver Reifenradius [m]	0,9701	1,0861
Reifenradius Schlepper selbstfahrend [m]	0,912	1,043
Reifenradius Schlepper gezogen [m]	0,919	1,051
Nullschlupf-Rollradius $r_R$ [m]	0,9155	1,047

In **Abb. 7.8** ist zu sehen, wie aus einem Messschrieb mit den gemessenen Größen Zugkraft und Schlupf eine Zugkraft-Schlupf-Kurve erstellt wird. Der Messschrieb auf der linken Seite zeigt, dass mit zunehmender Zugkraft auch der Schlupf steigt. Zur Erstellung der Zugkraft-Schlupf-Kurve werden die Zeitintervalle, in welchen die Zugkraft mehr oder weniger konstant ist, betrachtet und sowohl Zugkraft- als auch Schlupfverlauf gemittelt. Die entsprechenden Zugkraft-Schlupf-Punkte sind im rechten Diagramm zu sehen, zudem wurde eine Ersatzfunktion hinterlegt.

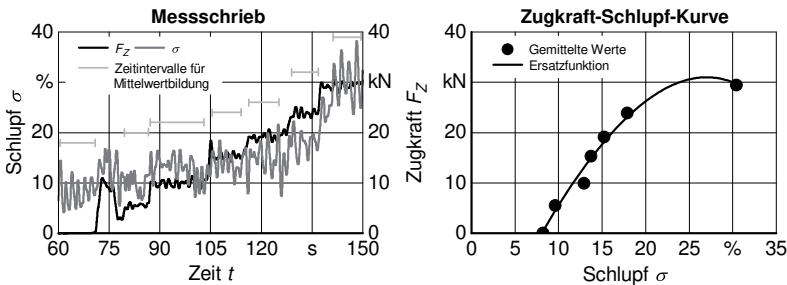


Abb. 7.8: Beispiel zur Ermittlung der Zugkraft-Schlupf-Kurven

Diese Ersatzfunktion - und darüber hinaus die Ersatzfunktionen der beiden Zugkraft-Schlupf-Versuche - wird nach einer von *Schreiber* entwickelten Methode, siehe *Gl. (7.5)*, berechnet [162].

$$F_Z(\sigma) = f_1 - f_2 \cdot e^{-f_3 \cdot \sigma} - f_4 \cdot \sigma \tag{7.5}$$

Die Vorgehensweise dieser Methode besteht darin, zunächst vier Werte aus den dargestellten Zugkraft-Schlupf-Punkten visuell zu bestimmen:

- Maximale Zugkraft  $F_{Z,MAX}$  und der dazugehörige Schlupfwert  $\sigma_{FZ,MAX}$
- Zugkraft  $F_{Z,0}$  bei Nullschlupf  $\sigma = 0\%$

- Steigung der Zugkraft  $F_{Z,0}'$  bei Nullschlupf  $\sigma = 0\%$

Im Anschluss daran werden mit den vier visuell bestimmten Werten fünf Zwischengrößen  $f_1$  bis  $f_5$  nach Gl. (7.6) bis (7.10) berechnet, wobei  $f_5$  eine Annäherung aufgrund einer numerischen Berechnung darstellt:

$$f_5 \approx e^{\frac{\ln(F_{Z,0}') - 0,683}{-0,194}} \quad (7.6)$$

$$f_2 = \frac{F_{Z,MAX} - F_{Z,0}}{1 - f_5 \cdot (1 - \ln(f_5))} \quad (7.7)$$

$$f_3 = -\frac{\ln(f_5)}{\sigma_{FZ,MAX}} \quad (7.8)$$

$$f_4 = f_5 \cdot f_2 \cdot f_3 \quad (7.9)$$

$$f_1 = f_2 + F_{Z,0} \quad (7.10)$$

Im letzten Schritt kann anhand der Zwischengrößen  $f_1$  bis  $f_4$  die Ersatzfunktion zur Bestimmung der Zugkraft  $F_Z$  in Abhängigkeit des Schlupfes  $\sigma$  aufgestellt werden, Gl. (7.5). Die vier visuell bestimmten Werte dieses Beispiels, sowie die der in den nächsten Kapiteln folgenden Zugkraft-Schlupf-Kurven, befinden sich im *Anhang* in **Tab. 9.13**.

Anhand der Zugkraft-Schlupf-Punkte sowie der Ersatzfunktion - welche bis zum maximalen Schlupf-Punkt berechnet wird - ist in Abb. 7.8 gut zu erkennen, dass die maximale Zugkraft bei rund 28 % Schlupf übertragen werden kann und die Steigung im Anschluss an das Maximum negativ wird und die Zugkraft fällt - der typische Verlauf einer Zugkraft-Schlupf-Kurve. Der Nullschlupf  $\sigma \approx 8\%$ , der in diesem Diagramm zu sehen ist, ist jener, der auftritt, wenn der Zugschlepper den Rollwiderstand des Fahrzeugespanns überwindet.

### 7.2.2 Optimales Radlastverhältnis

Zur Bestimmung des optimalen Radlastverhältnisses  $V_{OPT}$  der bei den Versuchen eingesetzten Traktoren für die Einflussbewertung des Frontgewichts und des Topzylinders auf die statischen Radlasten sowie auf das Zugkraft-Schlupf-Verhalten wird mit der Definition von *Pichlmaier* mit Gl. (2.5) und (2.6) aus Kap. 2.4.2 die Berechnungsmethode einer aktuellen Forschungsarbeit übernommen [34]. Demnach wird  $V_{OPT}$  anhand der maximalen Reifentragfähigkeiten  $LI_{RV}$  und  $LI_{RH}$  bestimmt, dies zeigt **Tab. 7.9** mit den Versuchsdaten aus Tab. 5.6 auf S. 70.

Tab. 7.9: Bestimmung der optimalen Radlastverhältnisse für den allradbetriebenen Traktor anhand der maximalen Reifentragfähigkeiten nach [34]

		Versuch 1	Versuch 2
Vorderreifen	$LI_{RV}$ [kN]	30,21	42,92
Hinterreifen	$LI_{RH}$ [kN]	57,92	73,58
$V_{OPT} = LI_{RH}/LI_{RV}$ [-]		1,92	1,72

### 7.2.3 Statische Radlasten

In diesem Unterkapitel soll der theoretische Ansatz aus *Kap. 3.2* und somit der Einfluss des Topzylinders auf die Traktorrادlasten  $F_{RV}$  und  $F_{RH}$  sowie deren Verhältnis  $V$  mit praktischen Versuchsergebnissen überprüft werden. Dazu wurden statische Versuche auf einer Brückenwaage durchgeführt und die verschiedenen Radlasten des Gespanns gewogen (*Kap. 5.2.1*).

In **Abb. 7.9** sind die gewogenen, normierten Traktorrادlasten sowie deren Verhältnis als Funktion der Topzylinderkraft  $F_{TZ}$  abgebildet, letztere wurde dabei in 5 kN-Schritten erhöht. Um die vier Verläufe besser darzustellen wurden Funktionen ersten Grades für die Radlasten sowie Funktionen zweiten Grades für das Radlastverhältnis aus den Messwerten berechnet und im Diagramm hinterlegt. Zu sehen ist ein qualitativ ähnlicher Verlauf wie für den theoretischen Ansatz aus *Abb. 3.16* auf S. 45: Die Vorderradlast  $F_{RV,N}$  steigt, die Hinterradlast  $F_{RH,N}$  sinkt mit zunehmender Topzylinderkraft  $F_{TZ}$ , ebenso das Traktorgesamtgewicht  $F_{RV+RH,N}$ . Das Verhältnis  $V = F_{RH}/F_{RV}$  fällt mit steigender Topzylinderkraft  $F_{TZ}$  von etwa  $V \approx 6,5$  auf  $V \approx 4,2$  und würde sich mit einer zunehmenden Topzylinderkraft  $F_{TZ}$  einem optimalen Wert, welcher nach *Kap. 7.2.2* z. B. bei  $V_{OPT} = 1,92$  liegt, annähern.

Die Steigungen der drei normierten Radlastverläufe  $F_{RV,N}$ ,  $F_{RH,N}$  und  $F_{RV+RH,N}$  in *Abb. 7.9* lassen sich aus den im theoretischen Ansatz in *Kap. 3.2* hergeleiteten *Gl. (3.18)* und *(3.19)* berechnen, dies zeigen *Gl. (7.11)* bis *(7.13)*. Eine Übereinstimmung der berechneten Werte im Vergleich zu den Verläufen in *Abb. 7.9* ist deutlich erkennbar: Die Vorderradlast  $F_{RV,N}$  nimmt bei der Topzylinderkraft  $F_{TZ} = 30$  kN um ungefähr 50 % zu, die Hinterradlast  $F_{RH,N}$  um 10 % ab. Das Gewicht des Schleppers  $F_{RV+RH,N}$  nimmt ebenfalls um wenige Prozentpunkte ab.

$$a_{FRV,N} = \frac{(u + l_{KA}) \cdot h_{KT}}{l_{VH} \cdot l_{KA}} \cdot \frac{100\%}{F_{RV,0}} \approx 1,61 \frac{\%}{\text{kN}} \quad (7.11)$$

$$a_{FRH,N} = -\frac{(l_{VH} + u + l_{KA}) \cdot h_{KT}}{l_{VH} \cdot l_{KA}} \cdot \frac{100\%}{F_{RH,0}} \approx -0,31 \frac{\%}{\text{kN}} \quad (7.12)$$

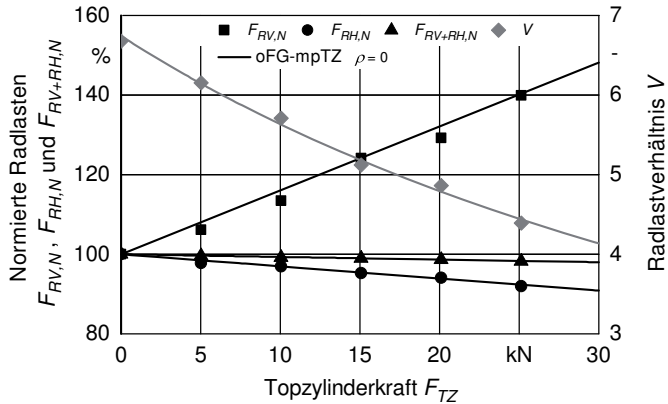


Abb. 7.9: Gewogene Radlasten und Radlastverhältnis als Funktion der Topzylinderkraft

$$a_{FRV+RH,N} = -\frac{h_{KT}}{l_{KA}} \cdot \frac{100\%}{F_{RV+RH,0}} \approx -0,067 \frac{\%}{\text{kN}} \quad (7.13)$$

Nachdem in den vorherigen Unterkapiteln die Bewertung des Radlasteinflusses auf die Traktion erläutert, das optimale Radlastverhältnis bestimmt sowie der Einfluss der Topzylinderkraft auf die statischen Radlasten betrachtet wurde, folgen die Zugkraft-Schlupf-Kurven der beiden Versuche für unterschiedliche Parameterkombinationen und der damit verbundenen unterschiedlichen Radlastverhältnisse.

#### 7.2.4 Zugkraft-Schlupf-Kurven aus Versuch 1

Bevor die Zugkraft-Schlupf-Kurven von Versuch 1 dargestellt und erläutert werden, werden in **Abb. 7.10**, für die sechs während des Versuchs eingestellten Parameterkombinationen (Tab. 5.6 auf S. 70), die Radlasten sowie die Radlastverhältnisse betrachtet. Der obere Graph zeigt, wie mit zunehmender Parameterkombination die Vorderradlast  $F_{RV}$  steigt und sich der maximalen Reifentragfähigkeit  $LI_{RV}$  annähert. Die Hinterradlast  $F_{RH}$  schwankt zwischen dem Maximalwert bei Parameterkombination 1 und dem Maximalwert bei Parameterkombination 6. Entsprechend verändert sich der Abstand zur maximalen Tragfähigkeit  $LI_{RH}$ . Die Reifenauslastung nach Gl. (2.5) auf S. 20 nimmt also für die Vorderreifen zu, für die Hinterreifen mit einer steigenden Parameterkombination eher ab. Die unterschiedlichen Gesamtlasten des Traktors  $F_{RV+RH}$  sind auf die Verwendung bzw. den Verzicht auf das Frontgewicht  $m_F = 800 \text{ kg}$  zurückzuführen und darauf, dass der Schlepper mit passivem Topzylinder ebenfalls leichter wird (Kap. 3.2 bzw.

Kap. 7.2.3). Aus den beiden Radlasten  $F_{RH}$  und  $F_{RV}$  entsprechend resultiert ein Radlastverhältnis  $V = F_{RH}/F_{RV}$  im unteren Diagramm, welches sich mit zunehmender Parameterkombination dem optimalen  $V_{OPT}$  annähert.

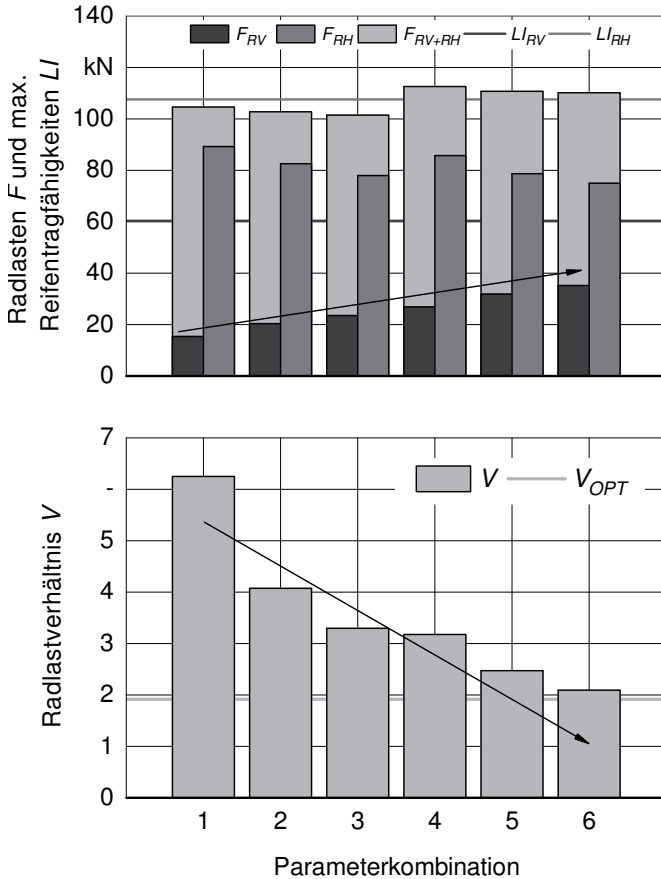


Abb. 7.10: Darstellung der Radlasten und Radlastverhältnisse für Zugkraft-Schlupf-Versuch 1

Wie bereits im theoretischen Ansatz in Kap. 3.2 beschrieben, entsteht nun anhand von Abb. 7.10 die Erwartung, dass sich mit einem sich  $V_{OPT}$  annähernden  $V$  ein verbessertes Zugkraft-Schlupf-Verhalten des Traktorgespanns einstellt. Weiter gilt es zu beachten, ob die unterschiedlichen Traktormassen aufgrund des Verzichts bzw. der Verwendung des Frontgewichts auch eine Rolle beim Traktionsverhalten



spielen. Für die Parameterkombination 6, d. h. mit Frontgewicht und größter Topzylinderkraft, kommt das Radlastverhältnis  $V$  dem optimalen  $V_{OPT}$  am nächsten; entsprechend ist hier mit den besten Zugkraft-Schlupf-Werten zu rechnen.

Ausgehend von der Betrachtungsweise der Radlastverhältnisse für die sechs Parameterkombinationen, sind in den sechs Graphen in **Abb. 7.11** die aus mehreren Wiederholungen resultierenden Zugkraft-Schlupf-Punkte sowie die in *Kap. 7.2.1* erläuterten Ersatzfunktionen - die Werte befinden sich in *Tab. 9.13* im *Anhang* - dargestellt.

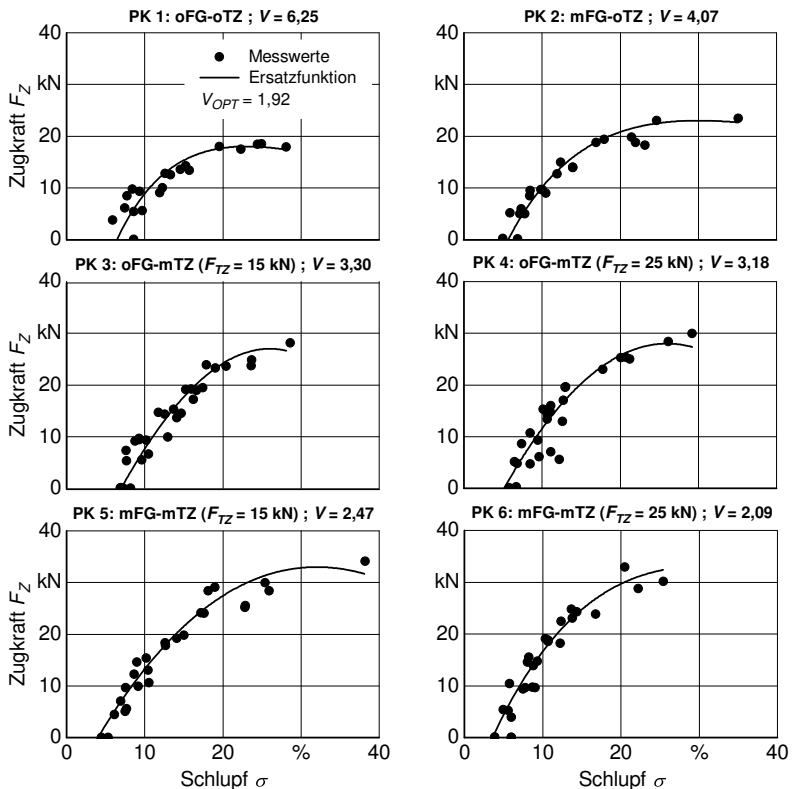


Abb. 7.11: Darstellung Messwerte und Ersatzfunktionen für Zugkraft-Schlupf-Versuch 1

Für alle sechs Verläufe ist der typische degressive Zugkraft-Schlupf-Verlauf sehr gut zu erkennen. Die Maxima der Kurven - außer für Parameterkombination 6 -

liegen im Schlupfbereich  $\sigma \approx 25\%$  bis  $35\%$ . Die dazugehörigen Zugkraftwerte liegen bei  $F_Z \approx 18\text{ kN}$  bis  $F_Z \approx 34\text{ kN}$ . Wie bereits oben erwähnt, bedeutet der Schlupf  $\sigma$  bei  $F_Z = 0\text{ kN}$ , dass der Schlepper den Rollwiderstand des Traktorge spans überwindet.

Werden die sechs Graphen miteinander verglichen, so kann man erkennen, dass die Kurven mit zunehmender Parameterkombination, d. h. mit einem sich  $V_{OPT}$  annähernden  $V$ , einen steileren Anstieg haben und sich die Maximalwerte nach oben verschieben. Detailliert verglichen und damit bewertet werden die sechs Graphen und damit das Frontgewicht sowie der Topzylinder in *Kap. 7.2.6*.

### 7.2.5 Zugkraft-Schlupf-Kurven aus Versuch 2

Auch für den in *Kap. 5.2.2* erklärten zweiten Zugkraft-Schlupf-Versuch werden zunächst die Radlasten und deren Verhältnis für die unterschiedlichen Parameterkombinationen aus *Tab. 5.6* auf S. 70 betrachtet, siehe hierzu **Abb. 7.12**.

Hier verändern sich ebenfalls - entsprechend den Parameterkombinationen - im oberen Graphen die Radlasten  $F_{RV}$ ,  $F_{RH}$  sowie  $F_{RV+RH}$  und ihr Bezug auf die maximalen Tragfähigkeiten und damit deren Auslastung. Im Gegensatz zu Versuch 1 ist allerdings für den Versuch 2 festzustellen, dass sich das Radlastverhältnis  $V$  im unteren Graphen nicht nur dem optimalen Wert  $V_{OPT}$  annähert, sondern dieses von der Parameterkombination 4 sogar unterschritten wird. Entsprechend gilt es hier besonders zu beobachten, wie sich das Zugkraft-Schlupf-Verhalten dieser Parameterkombination im Vergleich zu den anderen drei verhält.

Die aus dem Versuch 2 berechneten Zugkraft-Schlupf-Punkte und die dazugehörigen Ersatzfunktionen, deren Werte sich in *Tab. 9.13* im Anhang befinden, sind in **Abb. 7.13** dargestellt. Im Vergleich zum Versuch 1 ist hier festzuhalten, dass die Wertebereiche von Schlupf und Zugkraft größer sind, da der benutzte Bremschlepper (*Tab. 5.6* auf S. 70) im Gegensatz zu Versuch 1 einen Grubber angehängt hatte, mit welchem eine entsprechend größere Bremskraft generiert werden konnte. Weiter fallen die Schlupfwerte bei  $F_Z = 0\text{ kN}$  niedriger aus. Dies hängt mit den unterschiedlichen Bodenverhältnissen (Phacelia Versuch 1; Stoppelacker Versuch 2 - *Tab. 5.4*, S. 68) zusammen. Die in *Abb. 7.13* zu sehenden Zugkraft-Schlupf-Kurven verlaufen mit unterschiedlichen Degressionsgraden und haben unterschiedliche Maximalwerte. Diese Verläufe und der entsprechende Einfluss von Frontgewicht sowie Topzylinder werden im nächsten Kapitel bewertet.

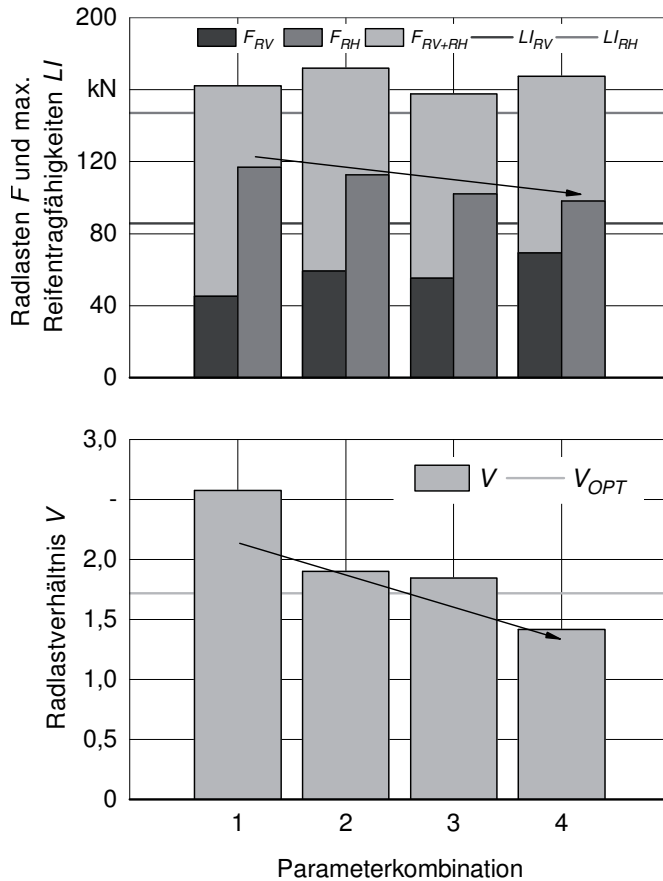


Abb. 7.12: Darstellung der Radlasten und Radlastverhältnisse für Zugkraft-Schlupf-Versuch 2

### 7.2.6 Bewertung des Topzylinders bei Feldfahrt

Zur abschließenden Betrachtung des Traktionsverhaltens in Abhängigkeit des Frontgewichts sowie des Topzylinders sind die Zugkraft-Schlupf-Kurven der beiden Versuche (Abb. 7.11 und 7.13) jeweils in einem Graphen hinterlegt und können entsprechend bewertet werden. Ferner werden die beiden Parameterkombinationen „Mit Frontgewicht - ohne Topzylinder“ (mFG-oTZ) sowie „Ohne Frontgewicht - mit passivem Topzylinder“ (oFG-mpTZ) verglichen, um die Frage nach dem Ersatz des Frontgewichts durch den Topzylinder bei Feldfahrt beantworten zu können.

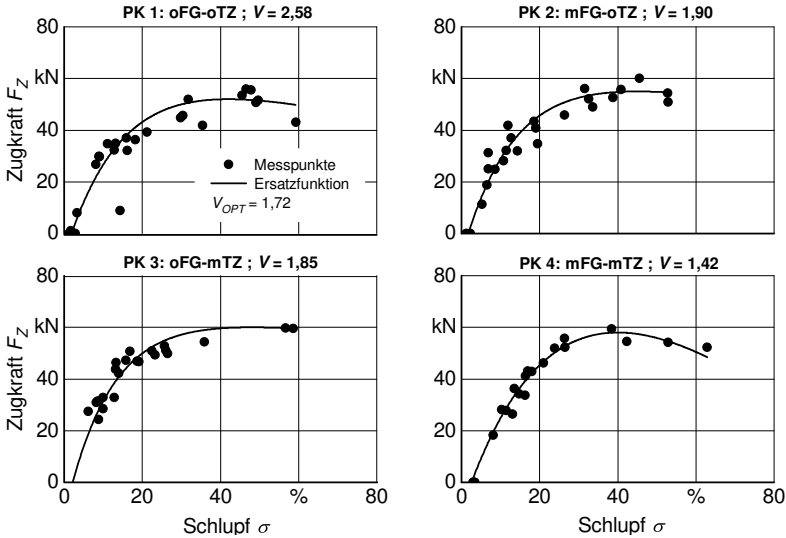


Abb. 7.13: Darstellung Messwerte und Ersatzfunktionen für Zugkraft-Schlupf-Versuch 2

### Bewertung der Zugkraft-Schlupf-Kurven aus Versuch 1

In **Abb. 7.14** sind die sechs Zugkraft-Schlupf-Kurven für die sechs Parameterkombinationen aus **Abb. 7.11** zusammengefasst. Diese Darstellungsform erlaubt zunächst eine Aussage über den Schlupf  $\sigma$  bei einer nicht vorhandenen Zugkraft ( $F_Z = 0$  kN): Der Schlupf  $\sigma$  wird für die sechs Parameterkombinationen mit einem sich  $V_{OPT}$  annähernden  $V$  geringer und zwar um bis zu  $\sigma \approx 4\%$ . Demnach liegt ein besserer Wirkungsgrad bei der Kraftübertragung von den Reifen auf den Boden vor.

Wird im Anschluss an diese Betrachtung der bereits oben (*Kap. 7.2.1*) erwähnte, in der Praxis oftmals auftretende Schlupfbereich  $\sigma = 10\%$  bis  $20\%$  betrachtet, so wird hieraus ersichtlich, dass mit abnehmendem  $V$  mehr Zugkraft übertragen werden kann (um bis zu  $F_Z \approx 10$  kN) - die Kurven werden „nach oben geschoben“. Eine Ausnahme bildet hier die Parameterkombination 3 im niedrigen Schlupfbereich. Abgesehen von dieser Ausnahme kann für diese Ergebnisse festgehalten werden, dass ein im Allradbetrieb fahrendes Traktorgespänn, dessen Radlastverhältnis  $V$  sich dem  $V_{OPT}$  annähert, ein verbessertes Zugkraft-Schlupf-Verhalten aufweist.

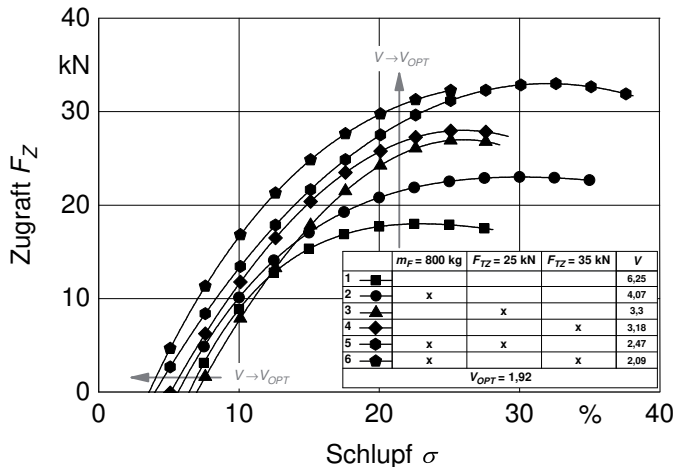


Abb. 7.14: Darstellung der Ersatzfunktionen für Zugkraft-Schlupf-Versuch 1

Da die Zugkraft-Schlupf-Versuche mit beladenem Flüssigmisttankwagen (Tab. 5.6 auf S. 70) durchgeführt werden, können die Zugkraftwerte im Schlupfbereich  $\sigma = 10\%$  bis  $20\%$  für die entsprechenden Parameterkombinationen als „Zugkraftreserve“ angesehen werden, wenn z. B. schwierige Bodenverhältnisse vorliegen. Aus Abb. 7.14 wird auch deutlich, dass bei den hohen Traktormassen inkl. Stützlast (Tab. 5.6 auf S. 70) die Frontgewichtsmasse  $m_F = 800 \text{ kg}$  eine untergeordnete Rolle spielt - im Gegensatz zum Radlastverhältnis  $V$ .

Vor diesem Hintergrund sind in **Abb. 7.15** die Zugkraft-Schlupf-Kurven des „traditionellen Gespanns“ (Parameterkombination 2) und die des Gespanns ohne Frontgewicht mit maximaler Topzylinderkraft (Parameterkombination 4) zu sehen. Der Schlupf  $\sigma$  von Parameterkombination 4 ist bei  $F_Z = 0 \text{ kN}$  nur geringfügig kleiner. Betrachtet man aber den Schlupfbereich  $\sigma = 10\%$  bis  $20\%$ , so ist erkennbar, dass das „traditionelle Gespann“ eine Zugkraft von  $F_Z \approx 10,1 \text{ kN}$  bis  $21,2 \text{ kN}$  übertragen kann. Bei der Verwendung des Topzylinders und dem entsprechend besseren Radlastverhältnis kann hingegen eine höhere Zugkraft mit  $F_Z \approx 11,5 \text{ kN}$  bis  $25,8 \text{ kN}$  übertragen werden. Wird umgekehrt eine konstante Zugkraft von z. B.  $F_Z = 18 \text{ kN}$  betrachtet, so ergibt sich nach den Kurvenverläufen ein um  $\sigma \approx 2,5\%$  verringerter Schlupf und entsprechend ein verbessertes Zugkraftverhalten. Aus diesem Vergleich kann die Schlussfolgerung gezogen werden, dass das Frontgewicht das Traktionsverhalten durch ein besseres Radlastverhältnis verbessert, auch wenn der Traktor um die Frontgewichtsmasse  $m_F$  leichter ist.

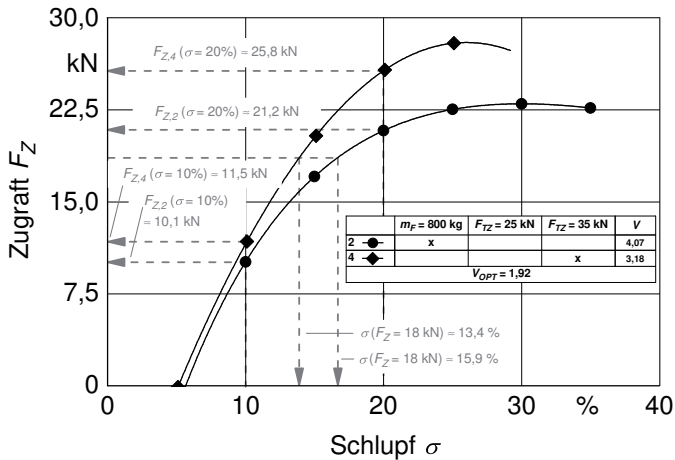


Abb. 7.15: Darstellung der Ersatzfunktionen der Parameterkombination 2 (Mit Frontgewicht - Ohne Topzylinder) und Parameterkombination 4 (Ohne Frontgewicht - Mit Topzylinder)

### Bewertung der Zugkraft-Schlupf-Kurven aus Versuch 2

Analog zum Versuch 1 sind für die Bewertung des zweiten Zugkraft-Schlupf-Versuchs die entsprechenden Ersatzfunktionen aus Abb. 7.13 in **Abb. 7.16** in einem Graphen zusammengefasst. Hinsichtlich des Schlupfes  $\sigma$  bei  $F_Z = 0 \text{ kN}$  sind für diesen Versuch nur geringfügig kleinere Schlupfwerte für verbesserte Radlastverhältnisse zu erkennen. Für die Parameterkombinationen 1 bis 3 gilt für den betrachteten Schlupfbereich  $\sigma = 10\%$  bis  $20\%$ , dass die Kurven - genau wie bei Versuch 1 - „nach oben“ verschoben sind und mehr Zugkraft übertragen werden kann. Hinsichtlich der Parameterkombination 4 wird an Abb. 7.16 deutlich, dass aufgrund eines Radlastverhältnisses  $V$  unterhalb des optimalen  $V_{OPT}$  die Kurve „fällt“ und eine Verschlechterung des Zugkraft-Schlupf-Verhaltens vorliegt. Diese Verläufe zeigen die Bedeutung des richtigen Radlastverhältnisses auf, um ein optimales Traktionsverhalten bei Feldarbeit zu erzielen. Wird das Verhältnis unter- oder überschritten, so verschlechtert sich das Verhalten bzw. der Allradschlepper arbeitet im suboptimalen Bereich.

Auch für den Versuch 2 werden im letzten Schritt die Zugkraft-Schlupf-Kurven des Gespanns „mit Frontgewicht und ohne Topzylinder“ sowie des Gespanns „ohne Frontgewicht und mit Topzylinder“ verglichen, **Abb. 7.17**. Hinsichtlich des Schlupfes bei  $\sigma$  bei  $F_Z = 0 \text{ kN}$  können aufgrund der geringen Schlupfunterschiede keine Aussagen zum Traktionsverhalten gemacht werden.

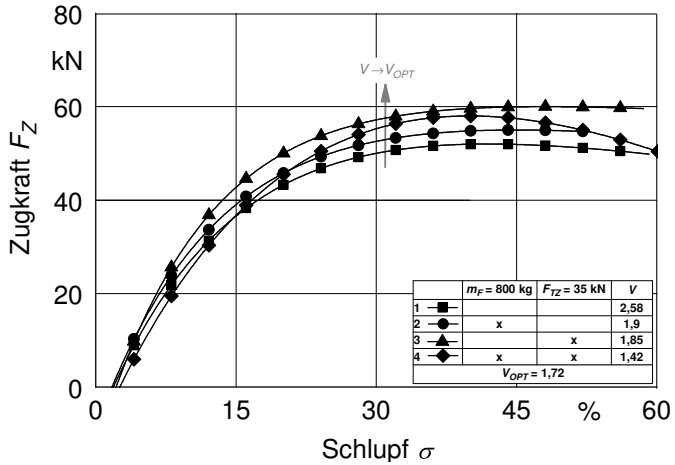


Abb. 7.16: Darstellung der zusammengefassten Ersatzfunktionen für Zugkraft-Schlupf-Versuch 2

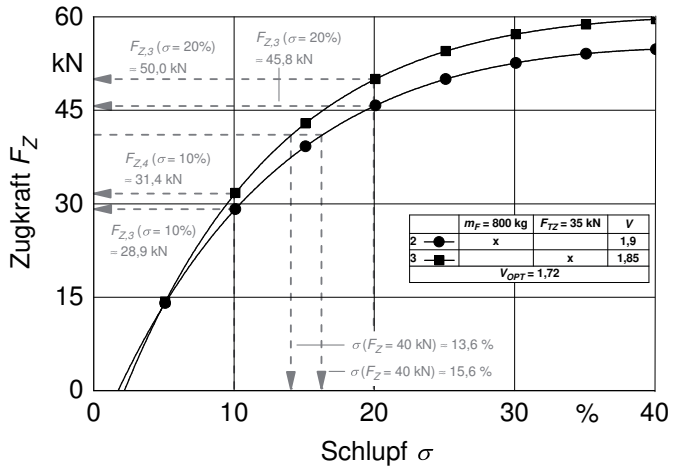


Abb. 7.17: Darstellung der Ersatzfunktionen der Parameterkombination 2 (Mit Frontgewicht - Ohne Topzylinder) und Parameterkombination 3 (Ohne Frontgewicht - Mit Topzylinder)

Dennoch können zum Nachweis eines verbesserten Traktionsverhaltens durch den-Topzylinder aufgrund eines verbesserten Radlastverhältnisses folgende zwei Grün-

de genannt werden: Erstens kann für den Schlupfbereich  $\sigma = 10\%$  bis  $20\%$  eine Zugkraft  $F_Z \approx 31,4\text{ kN}$  bis  $50,0\text{ kN}$  übertragen werden, hingegen bei der Verwendung des Frontgewichts „nur“  $F_Z \approx 28,9\text{ kN}$  bis  $45,8\text{ kN}$ . Auch hier liegt - genau wie bei Versuch 1 konstatiert - eine entsprechende „Zugkraftreserve“ vor. Zweitens arbeitet der Allradschlepper bei einer konstanten Zugkraft  $F_Z = 40\text{ kN}$  aufgrund des besseren Radlastverhältnisses mit  $2\%$  weniger Schlupf. Auch für diesen Zugkraft-Schlupf-Versuch kann demnach die Schlussfolgerung notiert werden, dass sich eine Anpassung der Radlasten durch den Topzylinder empfiehlt, da ein verbessertes Traktionsverhalten die Folge ist. Zudem kann das Frontgewicht durch den Topzylinder mit einer entsprechenden Kraft ersetzt werden.

### **Abschließende Bewertung des Topzylinders**

Die abschließende Bewertung der Zugkraft-Schlupf-Versuche anhand der Abb. 7.14 bis 7.17 zeigt, wie wichtig der Einfluss des Topzylinders auf das Traktionsverhalten des Allradschleppers ist und dass bei den hohen Schleppermassen das optimale Radlastverhältnis eine entscheidendere Rolle spielt als die Frontgewichtmasse. Die Ergebnisse zeigen, dass der Topzylinder bei Feldarbeit das Frontgewicht ersetzen kann und die Traktion positiv beeinflusst.



---

## 8 Fazit und Ausblick

Die in den letzten Jahrzehnten zunehmenden maximalen Fahrgeschwindigkeiten, steigenden Fahrzeugmassen und wachsenden Hof-Feld-Entfernungen haben die Fahrsicherheit sowie den Fahrkomfort bei Straßenfahrt zu einem Schwerpunkt bei der Fahrwerksentwicklung von Traktoren gemacht. Gleichzeitig ist es wichtig, dass die hohen Fahrzeugmassen bei der Feldarbeit richtig auf die Vorder- und Hinterachsen verteilt werden sowie die Bodenverdichtung in Grenzen gehalten wird. Neben den in *Kap. 2* vorgestellten, bereits existierenden Lösungsansätzen stellt der in dieser Arbeit untersuchte Topzylinder einen weiteren Lösungsbaustein dar, um den oben genannten Forderungen - sowohl im Straßen- als auch im Feldeinsatz - nachzukommen.

Die Ergebnisse aus den Fahrversuchen zur Straßenfahrt in *Kap. 7.1*, sowohl bei Anregung durch ein Hindernis als auch durch einen Betonplattenweg, zeigen, dass mit einem - auf Fahrsicherheit optimal ausgelegten - passiven Topzylinder als hydropneumatisches Feder-Dämpfer-Element zwischen Traktorrumpf und Anhängerdeichsel die Nickschwingungen des Traktorrumpfes gedämpft werden können: Für nahezu alle untersuchten Geschwindigkeitsbereiche und betrachteten Anhängerbeladungszustände werden die gemessenen Beschleunigungen und Drücke an der Vorderachse, am Traktorrumpf und am Fahrersitz reduziert. Das bedeutet eine erhöhte Fahrsicherheit sowie einen verbesserten Fahrkomfort. Durch die bei den Versuchsfahrten statische Vorspannung anhand des Topzylindersystems kann auf die Notwendigkeit des Frontgewichts hinsichtlich der Mindestvorderachslast verzichtet werden.

Die nächste Stufe des Topzylinders als adaptives Schwingungsisolationsystem mit einem von der Fahrgeschwindigkeit abhängigen Drosselquerschnitt und damit einer geschwindigkeitsabhängigen Dämpfung, ergibt im Vergleich zum optimalen passiven Topzylinder ein großes Potenzial, die Fahrsicherheit und auch den Fahrkomfort weiter zu erhöhen. Hier sind weitere Untersuchungen notwendig, genauso die Gegenüberstellung der Versuchsergebnisse mit dem umfangreicheren, technischen Realisierungsaufwand. Auch für den adaptiven Topzylinder-Einsatz gilt die statische Vorspannung und damit der Verzicht auf das Frontgewicht.

Die in *Kap. 7.2* zu sehenden Zugkraft-Schlupf-Kurven für die Feldarbeit verdeutlichen einen positiven Einfluss des Topzylinders auf das Traktionsverhalten des Allradschleppers: Mit einer entsprechenden Kraft können die Radlasten ins - unter Berücksichtigung der maximalen Reifentragfähigkeiten berechnete - optimale Verhältnis gebracht werden. Ebenfalls wird anhand der Verläufe deutlich, dass bei den

hohen Gesamtmassen des im Allradantrieb arbeitenden Schleppers, bestehend aus dem Eigengewicht sowie der Stützlast, das richtige Radlastverhältnis eine entscheidendere Rolle hinsichtlich Traktion spielt als die Masse des Frontgewichts. Folglich kann der Topzylinder bei Feldarbeit die Aufgabe des Frontgewichts ausführen und dieses entsprechend ersetzen.

Anhand der Versuchsergebnisse von Straßenfahrt *und* Feldarbeit kann dem Topzylinder ein hohes Potenzial zugeschrieben werden, in Zukunft bei einem Praxiseinsatz Nickschwingungen passiv zu dämpfen und die Traktion zu verbessern sowie damit verbunden die Aufgabe des Frontgewichts zu übernehmen.

Aufbauend auf den Forschungsergebnissen aus dieser Arbeit müssen für einen Praxiseinsatz des Topzylinders folgende Arbeiten durchgeführt werden:

- Untersuchungen zum Schwingungsverhalten von Traktor und Starrdeichselanhänger samt Topzylinder im dreidimensionalen Raum bei Straßenfahrt: Wie verhält sich das Gespann bei unterschiedlichen Anregungen links und rechts durch den Untergrund und welchen Einfluss üben bei Kurvenfahrt eingeleitete Querkräfte aus?
- Untersuchungen zum Verhalten der Radlasten von Traktor und Starrdeichselanhänger samt Topzylinder im dreidimensionalen Raum bei Feldarbeit: Wie verhält sich das Gespann bei Auf- und Abfahrt sowie am Hang?
- Betrachtung unterschiedlicher Gespannparameter: Welche Größen üben einen entscheidenden Einfluss auf die Auslegung des Topzylinders aus und kann diese Auslegung parametrisiert werden, um eine möglichst hohe Anzahl an unterschiedlichen Gespannen mit einem im optimalen Bereich arbeitenden Topzylinder auszustatten?
- Realisierung eines hydraulischen Aufbaus, welcher die Funktionalität des Topzylinders bei Straßen- *und* Feldfahrt erfüllt: Statische Vorspannung für die Mindestvorderachslast sowie Hydrospeicher und (elektrisch verstellbare) Drossel bei Straßenfahrt; statische Topzylinderkraft für das optimale Radlastverhältnis bei Feldarbeit. Wie kann dieser in das gesamte Hydrauliksystem des Gespanns integriert werden?
- Berechnung der Kräfte, die in das Traktorgespann eingeleitet werden: Wie verhalten sich Festigkeit von Traktorrumpf und Anhängerdeichsel durch den schwingungsdämpfenden und traktionsverstärkenden Topzylinder?

---

Hinsichtlich der Wirtschaftlichkeit des Topzylinders kann im Vergleich zum Frontgewicht von ähnlichen, wenn nicht sogar niedrigeren Anschaffungskosten - bestehend aus Differentialzylinder, hydraulischem Aufbau sowie schlepper- und deichselseitigen Aufnahmeelementen - ausgegangen werden. Ferner wiegt das Traktorgespann aufgrund der fehlenden Frontgewichtmasse weniger. Die Folgen sind ein niedrigerer Treibstoffverbrauch und somit niedrigere Betriebskosten. Die gesparte Frontgewichtmasse kann auch als Nutzlast verwendet werden und den Nutzlastanteil im Vergleich zum Gespanngewicht erhöhen - mit entsprechenden positiven Folgen für die Wirtschaftlichkeit.

Weitere Ausbaustufen des Topzylindersystems für die Straßenfahrt nach Abb. 1.2 auf S. 3 sind eine semi-aktive oder aktive Verwendung des Topzylinders. Für einen semi-aktiven Einsatz könnten z. B. die Beschleunigungen vom Traktorrumpf sowie von der Deichsel gemessen werden, um direkt den Drosselquerschnitt zu verstellen und im Vergleich zum passiven oder adaptiven Topzylinder schneller auf Anregungen reagieren zu können. Das im theoretischen Ansatz in *Kap. 3.1* verwendete SEM und ebenso das in *Kap. 4* hergeleitete und in *Kap. 6* validierte GSM können hier als Entwicklungswerkzeuge nützlich sein.

Ebenfalls können das SEM sowie das GSM um jeweils eine Dimension erweitert werden, um die oben genannten Einflüsse einer unterschiedlichen Anregung sowie die Kurvenfahrt anhand der Simulation bewerten zu können. Eine Parametrisierung des GSMs wäre mit Blick auf eine Simulation der Vertikaldynamik unterschiedlicher Schlepper- und Starrdeichselanhängertypen hilfreich. Das GSM kann zudem verwendet werden, um andere Schwingungssysteme von Traktorgespannen zu untersuchen, wie z. B. bestimmte Federungssysteme an der Traktorkabine oder am Starrdeichselanhänger. Weiterhin kann der Einfluss unterschiedlicher Starrdeichselanhängertypen auf das Schwingungsverhalten des Traktors simuliert werden.

Ein denkbarer nächster Schritt für die Anwendung des Topzylinders bei Feldfahrt ist die Berücksichtigung einer variablen Stützlast, wie sie u. a. bei der Flüssigmistausbringung vorkommt. Hier könnte in Abhängigkeit von der gemessenen Anhängerbeladung mit einem hinterlegten Ersatzmodell - wie z. B. in *Kap. 3.2* das REM - die nötige statische Topzylinderkraft berechnet werden, damit der Allradschlepper über die gesamte Ausbringdauer mit dem optimalen Radlastverhältnis und damit im optimalen Traktionsbereich arbeitet. Weiter wäre eine Berücksichtigung des Schlupfes, ähnlich wie bei der EHR, im Regelkreis denkbar, um auf schwierige Bodenverhältnisse reagieren zu können.

## 9 Anhang

## Schwingersersatzmodell: Matrizen-Differentialgleichung

$$\underline{M} = \begin{bmatrix} m_T^* + m_A & m_A \cdot (l_H + u) & m_A \cdot l_K \\ m_{12} & J_T^* + m_A \cdot (l_H + u)^2 & m_A \cdot (l_H + u) \cdot l_K \\ m_{13} & m_{23} & J_A + m_A \cdot l_K^2 \end{bmatrix}$$

mit  $m_T^* = m_T + m_F$

$$J_T^* = J_T + m_F \cdot (l_F + l_V)^2$$

$$\underline{K} = \begin{bmatrix} k_V + k_H + k_A & -k_V \cdot l_V + k_H \cdot l_H + k_A \cdot (l_H + u) & k_A \cdot l_{KA} \\ k_{12} & k_H \cdot l_H^2 + k_V \cdot l_V^2 + k_A \cdot (l_H + u)^2 & k_A \cdot (l_H + u) \cdot l_{KA} \\ k_{13} & & k_{23} & k_A \cdot l_{KA}^2 \end{bmatrix}$$

$$\underline{C} = \begin{bmatrix} c_V + c_H + c_A & -c_V \cdot l_V + c_H \cdot l_H + c_A \cdot (l_H + u) & c_A \cdot l_{KA} \\ c_{12} & c_H \cdot l_H^2 + c_V \cdot l_V^2 + c_A \cdot (l_H + u)^2 & c_A \cdot (l_H + u) \cdot l_{KA} \\ c_{13} & & c_{23} & c_A \cdot l_{KA}^2 \end{bmatrix} \quad (9.1)$$

$$\underline{E} = \begin{bmatrix} c_V & c_H & c_A \\ -c_V \cdot l_V & c_H \cdot l_H & c_A \cdot (l_H + u) \\ 0 & 0 & c_A \cdot (l_{KA}) \end{bmatrix}$$

$$\underline{F} = \begin{bmatrix} k_V & k_H & k_A \\ -k_V \cdot l_V & k_H \cdot l_H & k_A \cdot (l_H + u) \\ 0 & 0 & k_A \cdot (l_{KA}) \end{bmatrix}$$

$$\underline{h} = \begin{bmatrix} -(m_T^* + m_A) \\ -m_A \cdot (l_H + u) + m_F \cdot (l_F + l_V) \\ -m_A \cdot l_K \end{bmatrix}$$

## Schwingungsersatzmodell: Modellparameter

Die Traktorparameter richten sich an die Fahrzeugdaten von "Traktor 1", welchen Weigelt bei seinen Versuchen verwendet hat [18]. Die Feder-Dämpfer-Parameter des Anhängers sind an die des Schleppers angepasst, alle anderen Werte dienen der Darstellung eines Flüssigmisttankwagens mit einem Tankvolumen von  $14 \text{ m}^3$ .

Tab. 9.1: SEM - Modellparameter

$m$ [kg]	$J$ [ $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ ]	$c$ [kN/m]	$k$ [ $\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}$ ]	$l$ [m]	$h$ [m]
$m_T = 4.600$	$J_T = 6.600$	$c_V = 268$	$k_V = 2.300$	$l_F = 0,8$	$h_K = 0,5$
Anhänger unbeladen		$c_H = 398$	$k_H = 3.500$	$l_V = 1,7$	$h_T = 0,2$
$m_A = 4.500$	$J_A = 6.000$	$c_A = 235$	$k_A = 2.800$	$l_H = 1,0$	
Anhänger beladen				$u = 0,7$	
$m_A = 18.500$	$J_A = 28.000$			$l_K = 5,0$	
				$l_A = 1,0$	

## Radlastersatzmodell: Modellparameter

Die Modellparameter für das REM sind an die Versuchsdaten (Kap. 5.2.2) angepasst und die Versätze  $f_V$ ,  $f_H$  sowie  $f_A$  frei gewählt.

Tab. 9.2: REM - Modellparameter

$m$ [kg]	$l$ [m]	$h$ [m]
$m_F = 1.000$	$l_F = 1,5$	$h_G = 1,1$
$m_T = 8.800$	$l_V = 1,6$	$h_{GZ} = 0,5$
$m_A = 11.000$	$l_H = 1,2$	$h_T = 0,2$
$m_B = 0$ (Anhänger unbel.)	$u = 0,7$	
$m_B = 20.000$ (Anhänger bel.)	$l_K = 7,2$	
	$l_A = 0,7$	
	$f_V = f_H = f_A = 0,08$	

## Modell eines Traktorgespans mit Starrdeichselanhänger und Topzylinder: Differentialgleichungen

- Traktorvorderachse

$$m_{VA} \cdot (\ddot{z}_{VA}(t) + g) = + F_{VAF}(t) - F_{TVR}(t) \quad (9.2)$$

- Traktorrumpf

$$\begin{aligned} m_{TR}^* \cdot (\ddot{z}_{TR}(t) + g) = & -m_D \cdot (\ddot{z}_D(t) + g) - m_R \cdot (\ddot{z}_R(t) + g) \\ & + (c_{KV} + c_{KH}) \cdot z_K(t) + (k_{KV} + k_{KH}) \cdot \dot{z}_K(t) \\ & + (c_{KH} \cdot l_{KH} - c_{KV} \cdot l_{KV}) \cdot \varphi_K(t) \\ & + (k_{KH} \cdot l_{KH} - k_{KV} \cdot l_{KV}) \cdot \dot{\varphi}_K(t) \\ & - (c_{KV} + c_{KH}) \cdot z_{TR}(t) - (k_{KV} + k_{KH}) \cdot \dot{z}_{TR}(t) \\ & + (c_{KV} \cdot l_{KT} - c_{KH} \cdot l_H) \cdot \varphi_{TR}(t) \\ & + (k_{KV} \cdot l_{KT} - k_{KH} \cdot l_H) \cdot \dot{\varphi}_{TR}(t) \\ & - F_{FAV}(t) - F_{THR}(t) \\ & + \sum_{i=1}^3 m_M \cdot g + F_{AR,i}(t) \\ & \text{mit } m_{TR}^* = m_{TR} + m_F \end{aligned} \quad (9.3)$$

$$\begin{aligned} J_{TR}^* \cdot \ddot{\varphi}_{TR}(t) = & -m_D \cdot (\ddot{z}_D(t) + g) \cdot (l_H + u) - m_R \cdot (\ddot{z}_R(t) + g) \cdot (l_H + u) \\ & + (c_{KH} \cdot l_H - c_{KV} \cdot l_{KT}) \cdot z_K(t) + (k_{KH} \cdot l_H - k_{KV} \cdot l_{KT}) \cdot \dot{z}_K(t) \\ & + (c_{KV} \cdot l_{KV} \cdot l_{KT} + c_{KH} \cdot l_{KH} \cdot l_H) \cdot \varphi_K(t) \\ & + (k_{KV} \cdot l_{KV} \cdot l_{KT} + k_{KH} \cdot l_{KH} \cdot l_H) \cdot \dot{\varphi}_K(t) \\ & + (c_{KV} \cdot l_{KT} - c_{KH} \cdot l_H) \cdot z_{TR}(t) \\ & + (k_{KV} \cdot l_{KT} - k_{KH} \cdot l_H) \cdot \dot{z}_{TR}(t) \\ & - (c_{KV} \cdot l_{KT}^2 + c_{KH} \cdot l_H^2) \cdot \varphi_{TR}(t) \\ & - (k_{KV} \cdot l_{KT}^2 + k_{KH} \cdot l_H^2) \cdot \dot{\varphi}_{TR}(t) \\ & + m_F \cdot g \cdot (l_F + l_V) + l_V \cdot F_{VAF}(t) \\ & - l_H \cdot F_{THR}(t) - h_{TZ} \cdot F_{TZ}(t) \\ & - (l_H + u) \cdot \sum_{i=1}^3 m_M \cdot g + F_{AR,i}(t) \\ & \text{mit } J_{TR}^* = J_{TR} + m_F \cdot (l_F + l_V)^2 \end{aligned} \quad (9.4)$$

- Traktorkabine

$$\begin{aligned}
 m_K \cdot (\ddot{z}_K(t) + g) = & - (c_{KV} + c_{KH} + c_S) \cdot z_K(t) - (k_{KV} + k_{KH} + k_S) \cdot \dot{z}_K(t) \\
 & + (c_{KV} \cdot l_{KV} - c_{KH} \cdot l_{KH} - c_S \cdot l_S) \cdot \varphi_K(t) \\
 & + (k_{KV} \cdot l_{KV} - k_{KH} \cdot l_{KH} - k_S \cdot l_S) \cdot \dot{\varphi}_K(t) \\
 & + (c_{KV} + c_{KH}) \cdot z_{TR}(t) + (k_{KV} + k_{KH}) \cdot \dot{z}_{TR}(t) \\
 & + (c_{KH} \cdot l_H - c_{KV} \cdot l_{KT}) \cdot \varphi_{TR}(t) \\
 & + (k_{KH} \cdot l_H - k_{KV} \cdot l_{KT}) \cdot \dot{\varphi}_{TR}(t) + c_S \cdot z_S(t) + k_S \cdot \dot{z}_S(t)
 \end{aligned} \tag{9.5}$$

$$\begin{aligned}
 J_K \cdot \ddot{\varphi}_K(t) = & + (c_{KV} \cdot l_{KV} - c_{KH} \cdot l_{KH} - c_S \cdot l_S) \cdot z_K(t) \\
 & + (k_{KV} \cdot l_{KV} - k_{KH} \cdot l_{KH} - k_S \cdot l_S) \cdot \dot{z}_K(t) \\
 & - (c_{KV} \cdot l_{KV}^2 + c_{KH} \cdot l_{KH}^2 + c_S \cdot l_S^2) \cdot \varphi_K(t) \\
 & - (k_{KV} \cdot l_{KV}^2 + k_{KH} \cdot l_{KH}^2 + k_S \cdot l_S^2) \cdot \dot{\varphi}_K(t) \\
 & + (c_{KH} \cdot l_{KH} - c_{KV} \cdot l_{KV}) \cdot z_{TR}(t) \\
 & + (k_{KH} \cdot l_{KH} - k_{KV} \cdot l_{KV}) \cdot \dot{z}_{TR}(t) \\
 & + (c_{KH} \cdot l_{KH} \cdot l_H + c_{KV} \cdot l_{KV} \cdot l_{KT}) \cdot \varphi_{TR}(t) \\
 & + (k_{KH} \cdot l_{KH} \cdot l_H + k_{KV} \cdot l_{KV} \cdot l_{KT}) \cdot \dot{\varphi}_{TR}(t) \\
 & + c_S \cdot l_S \cdot z_S(t) \\
 & + k_S \cdot l_S \cdot \dot{z}_S(t)
 \end{aligned} \tag{9.6}$$

- Traktorfahrersitz

$$\begin{aligned}
 m_S \cdot (\ddot{z}_S(t) + g) = & - c_S \cdot z_S(t) - k_S \cdot \dot{z}_S(t) \\
 & + c_S \cdot z_K(t) + k_S \cdot \dot{z}_K(t) \\
 & + c_S \cdot l_S \cdot \varphi_K(t) + k_S \cdot l_S \cdot \dot{\varphi}_K(t)
 \end{aligned} \tag{9.7}$$

- Anhängerdeichsel

$$\begin{aligned}
 J_D \cdot \ddot{\varphi}_D(t) = & - m_D \cdot (\ddot{z}_D(t) + g) \cdot l_{DV} - m_R \cdot (\ddot{z}_R(t) + g) \cdot (l_{DV} + l_{DH}) \\
 & - l_{DF} \cdot F_{DF}(t) + h_{TZ} \cdot F_{TZ}(t) \\
 & - (l_{DV} + l_{DH}) \cdot \sum_{i=1}^3 m_M \cdot g + F_{AR,i}(t)
 \end{aligned} \tag{9.8}$$

- Anhängerrumpf

$$\begin{aligned}
 J_R \cdot \ddot{\varphi}_R(t) &= -m_R \cdot (\ddot{z}_R(t) + g) \cdot l_{RV} + l_{DF} \cdot F_{DF}(t) \\
 &\quad - \sum_{i=1}^3 (l_{RV} + l_{MZ,i}) \cdot m_M \cdot g \\
 &\quad + (l_{RV} + l_{MZ,i}) \cdot F_{AR,i}(t) \\
 &\quad + c_{LBF} \cdot (l_{ML} + l_{MR}) \cdot (l_{LBF,i} - l_{MZ,i}) \cdot \varphi_R(t) \\
 &\quad + k_M \cdot (\cos(\alpha_M))^2 \cdot (l_{KM,i} - l_{MZ,i})^2 \cdot \dot{\varphi}_R(t) \\
 &\quad - c_{LBF} \cdot (l_{ML} + l_{MR}) \cdot (l_{LBF,i} - l_{MZ,i}) \cdot \varphi_{M,i}(t) \\
 &\quad - k_M \cdot (\cos(\alpha_M))^2 \cdot l_{ML} \cdot (l_{KM,i} - l_{MZ,i}) \cdot \dot{\varphi}_{M,i}(t)
 \end{aligned} \tag{9.9}$$

- Anhängerachse 1-3

$$\begin{aligned}
 J_M \cdot \ddot{\varphi}_{M,i}(t) &= -m_M \cdot g - l_{ML} \cdot F_{AR,i}(t) \\
 &\quad + c_{LBF} \cdot (l_{ML} + l_{MR})^2 \cdot \varphi_R(t) \\
 &\quad + k_M \cdot (\cos(\alpha_M))^2 \cdot l_{ML} \cdot (l_{KM,i} - l_{MZ,i}) \cdot \dot{\varphi}_R(t) \\
 &\quad - c_{LBF} \cdot (l_{ML} + l_{MR})^2 \cdot \varphi_{M,i}(t) \\
 &\quad - k_M \cdot (\cos(\alpha_M))^2 \cdot l_{ML}^2 \cdot \dot{\varphi}_{M,i}(t) \\
 &\quad \text{mit } i = 1, 2, 3
 \end{aligned} \tag{9.10}$$



## Modell eines Traktorgespanns mit Starrdeichselanhänger und Topzylinder: Parameter

Tab. 9.3: Gespannmodell - Allgemeine Parameter

Größe	Wert	Einheit	Quelle
$Q_{FL}$	860	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$	[163]
$\alpha$	0,7	—	[163]
$n$	1,4	—	[163]
$C_{LTG}$	$5,14 \cdot 10^{-12} \cdot l_{LTG}$	$\frac{\text{m}^4}{\text{N}}$	Herstellerangabe
$K_{LI}$	0,5	$\frac{\text{s} \cdot \text{mm}^4}{\text{kg}}$	[153]
$K_{LA}$	0,5	$\frac{\text{s} \cdot \text{mm}^4}{\text{kg}}$	[153]
$\mu_V$	5.000	$\frac{\text{kg}}{\text{s}}$	[153]
$G$	81	$\frac{\text{kN}}{\text{mm}^2}$	[164]
$E$	210	$\frac{\text{kN}}{\text{mm}^2}$	[164]

Tab. 9.4: Gespannmodell - Parameter Vorderachsfederung

Größe	Wert	Einheit	Quelle
$m_{VA}$	440	kg	Herstellerangabe
$\alpha_{VAF}$	0,471	rad	Herstellerangabe
$d_{DR,VAF}$	$4,0 \cdot 10^{-3}$	m	Annahme
$l_{LTG,VAF}$	1,15	m	Herstellerangabe
$d_{K,VAF}$	$55 \cdot 10^{-3}$	m	Herstellerangabe
$V_{0,VAF}$	$1,4 \cdot 10^{-3}$	$\text{m}^3$	Herstellerangabe
$p_{0,VAF}$	30	bar	Herstellerangabe
$p_{STAT,VAF}$	107 (Anhänger unbel.)	bar	Gemessen
	87 (Anhänger halb bel.)	bar	
$d_{TOR,VAF}$	$55 \cdot 10^{-3}$	m	Gemessen
$l_{QL,VAF}$	0,55	m	Gemessen
$l_{TOR,VAF}$	0,55	m	Gemessen

Tab. 9.5: Gespannmodell - Parameter Traktorrumpf

Größe	Wert	Einheit	Quelle
$l_F$	1,50	m	Gemessen
$l_V$	1,63	m	Berechnet
$l_H$	1,00	m	Berechnet
$u$	0,70	m	Gemessen
$m_F$	800	kg	Herstellerangabe
$m_{TR}$	5.420	kg	Berechnet
$J_{TR}$	6.200	kg · m <sup>2</sup>	Annahme

Tab. 9.6: Gespannmodell - Parameter Traktorkabine

Größe	Wert	Einheit	Quelle
$l_{KT}$	0,15	m	Gemessen
$l_{KV}$	0,45	m	Gemessen
$l_{KH}$	0,75	m	Gemessen
$m_K$	770	kg	Annahme
$J_K$	500	kg · m <sup>2</sup>	Annahme
$c_{KV}$	500	$\frac{kN}{m}$	[49]
$c_{KH}$	50	$\frac{kN}{m}$	[49]
$k_{KV}$	4.385	$\frac{N \cdot s}{m}$	[49]
$k_{KH}$	1.725	$\frac{N \cdot s}{m}$	[49]

Tab. 9.7: Gespannmodell - Parameter Traktorsitz

Größe	Wert	Einheit	Quelle
$l_S$	0,79	m	Gemessen
$m_S$	85	kg	Gewogen
$c_S$	5.250	$\frac{N}{m}$	[49]
$k_S$	600	$\frac{N \cdot s}{m}$	[49]

Tab. 9.8: Gespannmodell - Parameter Topzylinder

Größe	Wert	Einheit	Quelle
$d_{DR,TZ}$	$4,0 \cdot 10^{-3}$	m	Annahme
$l_{LTG,TZ}$	1,12	m	Gemessen
$d_{KS,TZ}$	$50 \cdot 10^{-3}$	m	Herstellerangabe
$d_{K,TZ}$	$80 \cdot 10^{-3}$	m	Herstellerangabe
$V_{0,TZ}$	$0,15 \cdot 10^{-3}$	m <sup>3</sup>	Herstellerangabe
$p_{STAT,TZ}$	25	bar	Herstellerangabe
$p_{1,TZ}$	127	bar	Gemessen

Tab. 9.9: Gespannmodell - Parameter Deichselfederung

Größe	Wert	Einheit	Quelle
$d_{DR,DF}$	$4,0 \cdot 10^{-3}$	m	Annahme
$l_{LTG,DF}$	1,5	m	Herstellerangabe
$d_{KS,DF}$	$63 \cdot 10^{-3}$	m	Herstellerangabe
$d_{K,DF}$	$95 \cdot 10^{-3}$	m	Herstellerangabe
$V_{0,DF}$	$1 \cdot 10^{-3}$	m <sup>3</sup>	Herstellerangabe
$p_{0,DF}$	40	bar	Herstellerangabe
$p_{STAT,DF}$	62 (Anhänger unbel.) 102 (Anhänger halb bel.)	bar bar	Gemessen

Tab. 9.10: Gespannmodell - Parameter Anhängerdeichsel

Größe	Wert	Einheit	Quelle
$l_{DV}$	1,59	m	Herstellerangabe
$l_{DH}$	1,41	m	Herstellerangabe
$l_{DF}$	1,00	m	Herstellerangabe
$h_{KT}$	0,70	m	Herstellerangabe
$m_D$	640	kg	Herstellerangabe
$J_D$	430	kg · m <sup>2</sup>	Herstellerangabe

Tab. 9.11: Gespannmodell - Parameter Anhängerrumpf

Größe	Wert	Einheit	Quelle
$l_{RV}$	3,69	m	Hersteller
$m_R$	15.120 (Anhänger unbel.)	kg	Herstellerangabe
	85.680 (Anhänger halb bel.)	kg	Berechnet
$J_R$	29.010 (Anhänger unbel.)	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$	Herstellerangabe
	164.390 (Anhänger halb bel.)	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$	Berechnet

Tab. 9.12: Gespannmodell - Parameter Anhängerachse 1-3

Größe	Wert	Einheit	Quelle
$l_{MZ,1}$	-1,36	m	Herstellerangabe
$l_{MZ,2}$	0,56	m	Herstellerangabe
$l_{MZ,3}$	2,48	m	Herstellerangabe
$l_{KM,1}$	-1,21	m	Herstellerangabe
$l_{KM,2}$	0,71	m	Herstellerangabe
$l_{KM,3}$	2,63	m	Herstellerangabe
$l_{LBF,1}$	-0,26	m	Herstellerangabe
$l_{LBF,2}$	1,66	m	Herstellerangabe
$l_{LBF,3}$	3,58	m	Herstellerangabe
$l_{MV,1}$	-0,81	m	Herstellerangabe
$l_{MV,2}$	1,11	m	Herstellerangabe
$l_{MV,3}$	3,03	m	Herstellerangabe
$l_{MR}$	0,55	m	Herstellerangabe
$l_{ML}$	0,38	m	Herstellerangabe
$\alpha_M$	0,520	rad	Herstellerangabe
$m_M$	1.500	kg	Herstellerangabe
$J_M$	227	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$	Berechnet
$A_{K,LB}$	$8,56 \cdot 10^{-2}$	$\text{m}^2$	Herstellerangabe
$p_{LB}$	1,7 (Angehänger unbel.)	bar	Herstellerangabe
	3,1 (Anhänger halb bel.)	bar	
$h_{LB}$	0,30	m	Herstellerangabe
$b_{BF}$	0,08	m	Herstellerangabe
$h_{BF}$	0,02	m	Herstellerangabe
$k_M$	Geschw. [-0,5 - 0,16 0 0,16 0,5]	$\frac{\text{m}}{\text{s}}$	Herstellerangabe
	Dämpfungskonst. [-5 - 4 0 14 19]	$\frac{\text{kN} \cdot \text{s}}{\text{m}}$	

## Modellvalidierung: Veranschaulichung der Stollenanregung

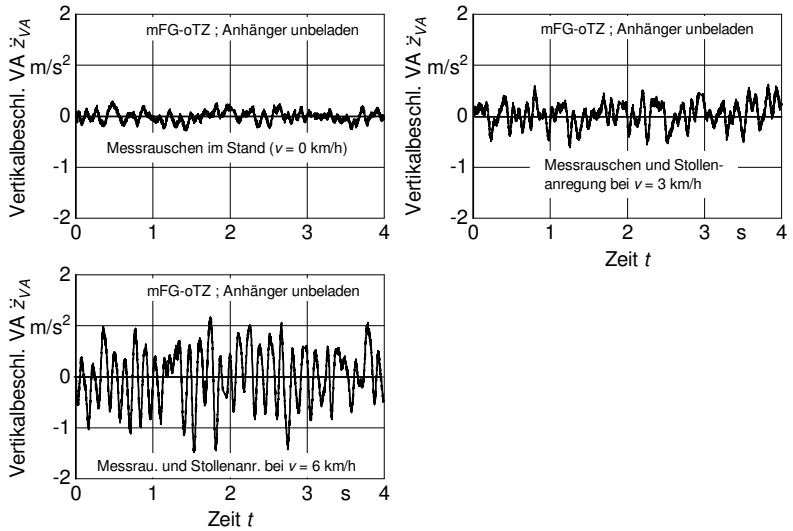


Abb. 9.1: Stollenanregung bei Fahrt über Betonplattenweg

## Zugkraft-Schlupf-Ersatzfunktionen: Parameter

Tab. 9.13: Parameter zur Berechnung der Zugkraft-Schlupf-Ersatzfunktionen

PK	$F_{Z,MAX}$ [kN]	$\sigma_{FZ,MAX}$ [%]	$F_{Z,0}(\sigma = 0\%)$ [kN]	$F_{Z,0}'(\sigma = 0\%)$ [kN/%]
Beispiel (Abb. 7.8 auf S. 108)				
-	31	27	-27,50	3,60
Versuch 1 (Abb. 7.11 auf S. 113)				
1	23	18	-33,30	7,70
2	30	23	-22,20	5,10
3	26	27	-22,20	3,50
4	26	28	-15,50	3,30
5	32	33	-11,10	3,00
6	30	33	-13,30	4,20
Versuch 2 (Abb. 7.13 auf S. 116)				
1	42	52	-8,90	5,00
2	45	55	-8,90	5,40
3	48	60	-13,30	6,60
4	40	58	-11,10	4,60

---

## Literaturverzeichnis

- [1] • KOESSLER, T. UND D. THOMAS: Zulässige Höchstgeschwindigkeit ungefederter landwirtschaftlicher Fahrzeuge. Bd. Deutsche Kraftfahrtforschung und Straßenverkehrstechnik H. 159, Düsseldorf: VDI-Verlag, 1962
- [2] RENIUS, K. T.: Erhöhte Arbeitsgeschwindigkeiten und Schleppertechnik - Wo liegen die Grenzen? Landtechnik 38 (1983) H. 11, S. 466-469
- [3] KNECHTGES, H. J. UND K. T. RENIUS: Traktoren 2010/2011. ATZ offhighway (2011) H. 2, S. 10-20
- [4] BERNHARDT, H.: Transportaufkommen in der Landwirtschaft - Informationsschrift zur Landmaschinenvorführung. Sächsische Landesanstalt für Landwirtschaft Dresden (2003), S. 3-8
- [5] BERNHARDT, H. UND H. SEUFERT: Ungebremstes Wachstum. DLG-Mitteilungen 7/01 (2001), S. 12-16
- [6] BERNHARDT, H. UND G. WEISE: Transportmengen in der Landwirtschaft. Landtechnik 56 (2001) H. 1, S. 16-17
- [7] FRÖBA, N.: Traktoren bei landwirtschaftlichen Transport- und Umschlagarbeiten. Landtechnik 53 (1998) SH, S. 212 u. 214
- [8] -,-: Bundes-Bodenschutzgesetz. Bundesministerium der Justiz und für Verbraucherschutz, 1998
- [9] RAPER, R. L.: Agricultural traffic impacts on soil. Journal of Terramechanics 42 (2005) H. 3-4, S. 259-280
- [10] SCHERER, B.: Bodenschutz durch gesetzliche Begrenzung der Radlast landwirtschaftlicher Maschinen? Landtechnik 60 (2005) H. 2, S. 72-73
- [11] SOMMER, C., M. LEBERT, L. JAKLINSKI UND J. JASINSKI: Bodenschadverdichtung. Landtechnik 58 (2003) H. 2, S. 94-95
- [12] SCHWARK, A.: Äcker durch Großmaschinen verdichtet? Landtechnik 60 (2005) H. 2, S. 74-75
- [13] WEISSBACH, M.: Wie lassen sich  $\geq 200$  kW effizient in Zugleistung umsetzen? Landtechnik (2011) H. 4, S. 294-296
- [14] KRAUS, M.: Die richtige Balance finden. Mobile Maschinen (2012) H. 2, S. 52-55

- [15] FRÖBA, N.: Geräteanbau und Ballastierung - Teil I. KTBL Arbeitsblatt Nr. 0249 (1993), erschienen in: Landtechnik 48 H. 9
- [16] FRÖBA, N.: Geräteanbau und Ballastierung - Teil III. KTBL Arbeitsblatt Nr. 0251 (1993), erschienen in: Landtechnik 48 H. 11
- [17] WEISSBACH, M.: Wirkung von Fahrwerken auf den Boden, insbesondere im Grenzbereich Boden/Pflanze. Dissertation Universität Kiel, 1994
- [18] • WEIGELT, H.: Schwingungseigenschaften vorderachsgefederter landwirtschaftlicher Traktoren. Dissertation Technische Universität Berlin, VDI Fortschritt-Berichte, Reihe 14 Nr. 33, Düsseldorf: VDI-Verlag, 1987
- [19] HOPPE, U.: Einfluss der Hinterachsfederung auf die Fahrdynamik von Traktoren. Dissertation Technische Universität Berlin, 2006
- [20] SARAMI, S.: Development and Evaluation of a Semi-active Suspension System for Full Suspension Tractors. Dissertation Technische Universität Berlin, 2009
- [21] • HAMMES, S.: Entwicklung eines semi-aktiven Federungssystems für hydropneumatisch vollgefederte Traktoren. Dissertation Technische Universität Berlin, Aachen: Shaker Verlag, 2011
- [22] • ULRICH, A.: Untersuchungen zur Fahrdynamik von Traktoren mit und ohne Anbaugerät. Dissertation Technische Universität Berlin, Forschungsbericht Agrartechnik VDI-MEG Nr. 82, 1983
- [23] HESSE, H.: Aktive Nickschwingungsdämpfung für Traktorgespanne. Landtechnik 46 (1991) H. 1/2, S. 20-22
- [24] KAUSS, W. UND H. WEIGELT: Die gefederte Traktorkabine - verbesserter Schwingungsschutz und Fahrkomfort. Landtechnik 35 (1980) H. 8/9, S. 396-401
- [25] KAUSS, W.: Aktive, hydraulische Schwingungsisolierung des Fahrerplatzes ungefederter, geländegängiger Fahrzeuge. Dissertation Technische Universität Berlin, 1981
- [26] HAAK, M.: Über die günstige Gestaltung der Schleppersitzfederung bei luftbereiften Ackerschleppern mit starrer Hinterachse. Landtechnische Forschung 3 (1953) H. 1, S. 1-13
- [27] HAUCK, M.: Geregelte Dämpfung für Traktor-Fahresitze. Dissertation Technische Universität Berlin, 2001



- [28] OLF, W.: Beurteilung bodenschonender Fahrwerke. Dissertation Universität Kiel, 1993
- [29] • REMPFER, M.: Grundlagen der automatischen Reifendruckverstellung bei Traktoren. Dissertation Technische Universität München, VDI Fortschritt-Berichte, Reihe 14 Nr. 111, Düsseldorf: VDI-Verlag, 2003
- [30] • POHEN, F.-H.: Entwicklung einer radgebundenen Reifendruckregelanlage für landwirtschaftliche Fahrzeuge. Dissertation RWTH Aachen, Aachen: Shaker Verlag, 2009
- [31] KNECHTGES, H.: Theoretische und experimentelle Untersuchungen zur Verbesserung der Leistungsfähigkeit von Traktor und Gerät. Dissertation RWTH Aachen, 1991
- [32] • FRERICHS, L.: Grundlagen für das elektronische Traktor-Pflug-Management. Dissertation Universität Hohenheim, Forschungsbericht Agrartechnik VDI-MEG Nr. 204, 1991
- [33] • OBERHAUS, C.: Effizienzsteigerung beim Pflügen durch variable Abstützung des Anbaugerätengewichts. Dissertation Technische Universität Braunschweig, Aachen: Shaker Verlag, 2009
- [34] • PICHLMAIER, B.: Traktionsmanagement für Traktoren. Dissertation Technische Universität München, VDI Fortschritt-Berichte, Reihe 14 Nr. 143, Düsseldorf: VDI-Verlag, 2012
- [35] MEYER, H.: Zur Problematik des Sattelanhängers für Ackerschlepper. Landtechnische Forschung 6 (1956) H. 2, S. 39-42
- [36] -,-: Straßenverkehrszulassungsordnung. Bundesministerium der Justiz und für Verbraucherschutz, 2013
- [37] FRÖBA, N.: Geräteanbau und Ballastierung - Teil II. KTBL Arbeitsblatt Nr. 0250, erschienen in: Landtechnik 48 (1993) H. 10
- [38] -,-: Kotte Profi-Güllewagen. Produktbroschüre, Kotte Landtechnik GmbH & Co. KG, 2014
- [39] -,-: Wienhoff Güllewagen. Produktbroschüre, Landmaschinen Wienhoff GmbH, 2014
- [40] -,-: Veenhuis Premium Line Güllefässer. Produktbroschüre, Veenhuis Machines B.V., 2014
- [41] -,-: Traktiv Deichsel. Produktbroschüre, Zunhammer GmbH, 2014

- [42] KÜHLBORN, H.: Das Anwenden von Computern zur Lösung von Simulationsproblemen - Teil 1. Grundlagen der Landtechnik 23 (1973) H. 1, S. 2-6
- [43] KÜHLBORN, H.: Das Anwenden von Computern zur Lösung von Simulationsproblemen - Teil 2. Grundlagen der Landtechnik 23 (1973) H. 2, S. 41-45
- [44] -,-: The Mathworks. [www.matlab.com](http://www.matlab.com), 15.01.2014
- [45] -,-: Adams. [www.adams.com](http://www.adams.com), 15.01.2014
- [46] -,-: Simpack. [www.simpack.com](http://www.simpack.com), 15.01.2014
- [47] OWZAR, A.: Ein Beitrag zur Untersuchung des Schwingungsverhaltens von ungedehnten, luftbereiften Fahrzeugen. Dissertation Technische Universität Berlin, 1975
- [48] • JUNGERBERG, H.: Ein Beitrag zur experimentellen und numerischen Simulation von Traktorschwingungen. Dissertation Technische Universität Berlin, VDI Fortschritt-Berichte, Reihe 14 Nr. 26, Düsseldorf: VDI-Verlag, 1984
- [49] • PICKEL, P.: Simulation fahrdynamischer Eigenschaften von Traktoren. Dissertation Technische Universität Berlin, VDI Fortschritt-Berichte, Reihe 14 Nr. 65, Düsseldorf: VDI-Verlag, 1993
- [50] • LANGENBECK, B.: Untersuchungen zum Fahrverhalten von Ackerschleppern unter besonderer Berücksichtigung der Reifeneigenschaften. Dissertation Universität Stuttgart, VDI Fortschritt-Berichte, Reihe 14 Nr. 55, Düsseldorf: VDI-Verlag, 1992
- [51] STAYNER, T. M., T. S. COLLINS UND J. A. LINES: Tractor ride vibration simulation as an aid to design. Journal of Agricultural Engineering Research 29 (1984) H. 4, S. 345-355
- [52] MÜLLER, H.: Beitrag zur rechnerischen Ermittlung von Belastungen in Tragwerken landwirtschaftlicher Fahrzeuge beim Überqueren großer Fahrbahnebenenheiten. Dissertation Technische Universität Dresden, 1976
- [53] COLLINS, T. S.: Loads in tractor linkages when transporting rear-mounted implements: Development of modelling and measurement techniques. Journal of Agricultural Engineering Research 49 (1991), S. 165-188
- [54] CROLLA, D. A., D. N. L. HORTON UND C. J. ALSTEAD: A mathematical model of the effect of trailers on tractor ride vibration. Journal of Agricultural Engineering Research 36 (1987) H. 1, S. 57-73

- [55] STAHL, T.: Fahrdynamische Simulation eines Allradschleppers mit gefederter Vorderachse. *Grundlagen der Landtechnik* 36 (1986) H. 3, S. 61-68
- [56] COLLINS, T. S.: Modelling the loads in non-linear tractor and mounted implement system using ADAMS. 5th European Conference of the ISTVS (1991), Budapest, Hungary, Proceedings Vol. II, S. 383-390
- [57] • KAPLICK, C.: Verifikation und Bewertung fahrdynamischer Traktor-Simulationsmodelle. Dissertation Technische Universität Berlin, VDI Fortschritt-Berichte, Reihe 14 Nr. 73, Düsseldorf: VDI-Verlag, 1995
- [58] • VON HOLST, C.: Vergleich von Reifenmodellen zur Simulation der Fahrdynamik von Traktoren. Dissertation Technische Universität Berlin, VDI Fortschritt-Berichte, Reihe 14 Nr. 102, Düsseldorf: VDI-Verlag, 2001
- [59] • BÖHLER, H.: Traktormodell zur Simulation der dynamischen Belastungen bei Transportfahrten. Dissertation Technische Universität München, VDI Fortschritt-Berichte, Reihe 14 Nr. 104, Düsseldorf: VDI-Verlag, 2001
- [60] FERHADBEGOVIĆ, B., S. BÖTTINGER UND H.-D. KUTZBACH: Handling analysis of agricultural tractors using multi-body simulation. Tagungsband VDI-MEG-Tagung Landtechnik AgEng 2007, Hannover, 09./10.11.2007, VDI-Berichte Nr. 2001, Düsseldorf: VDI-Verlag, S. 103-108
- [61] • FERHADBEGOVIĆ, B.: Entwicklung und Applikation eines instationären Reifenmodells zur Fahrdynamiksimulation von Ackerschleppern. Dissertation Universität Stuttgart, Forschungsbericht Agrargetechnik VDI-MEG Nr. 475, Aachen: Shaker Verlag, 2009
- [62] SCHIMPL, W.: Simulation of controlled rough track rides with agricultural assemblies. Tagungsband VDI-MEG-Tagung Landtechnik AgEng 2013, Hannover, 08./09.11.2013, VDI-Berichte Nr. 2193, Düsseldorf: VDI-Verlag, S. 83-88
- [63] • SPÄTH, R.: Dynamische Kräfte an Standardtraktoren und ihre Wirkungen auf den Rumpf. Dissertation Technische Universität München, VDI Fortschritt-Berichte, Reihe 14 Nr. 115, Düsseldorf: VDI-Verlag, 2003
- [64] KL, N.: Application of simulation to tractor test and design. Tagungsband VDI-MEG-Tagung Landtechnik AgEng 2005, Hannover, 04./05.11.2005, VDI-Berichte Nr. 1895, Düsseldorf: VDI-Verlag, S. 147-154
- [65] LEHTONEN, T. J.: Validation of an agricultural tractor MBS model. *International Journal of Heavy Vehicle System* 12 (2005) H. 1, S. 16-27

- [66] LEHTONEN, T. J. UND M. JUHALA: Predicting the ride behaviour of a suspended agricultural tractor. *International Journal of Heavy Vehicle System 1* (2005) H. 1/2/3, S. 131-142
- [67] • THOMAS, B.: Konzeption und Simulation eines passiven Kabinenfederungs-systems für Traktoren. Dissertation Technische Universität Braunschweig, Fortschrittsberichte des Instituts für Landmaschinen und Fluidtechnik, Aachen: Shaker Verlag, 2001
- [68] HANNUKAINEN, P. E. UND T. VIRTANEN: Developing a control system or a semi-active cabin suspension by utilizing a combined simulation approach. Tagungsband VDI-MEG-Tagung Landtechnik AgEng 2007, Hannover, 09./10.11.2007, VDI-Berichte Nr. 2001, Düsseldorf: VDI-Verlag, S. 17-23
- [69] VESSONEN, I. UND M. JÄRVILUOMA: Simulation based design of mobile machine vibration control and active cabin suspension prototype. VTT Symposium 209 (2001), Espoo, Finland, S. 121-139
- [70] • SCHEFF, U.: Grundlagen für die Entwicklung eines erweiterten Traktorfahrwerks mit adaptiver Regelung. Dissertation Technische Universität Braunschweig, Fortschrittsberichte des Instituts für Landmaschinen und Fluidtechnik, Aachen: Shaker Verlag, 2010
- [71] • SCHROGL, H.: Dynamische Eigenschaften von Ackerschlepper-Triebtradreifen bei höheren Rollgeschwindigkeiten. Dissertation Universität Stuttgart, Forschungsbericht Agrartechnik VDI-MEG Nr. 159, 1989
- [72] • ARMBRUSTER, K.: Untersuchung der Kräfte an schräglaufenden angetriebenen Ackerschlepperrädern. Dissertation Universität Stuttgart, VDI Fortschritt-Berichte, Reihe 14 Nr. 53, Düsseldorf: VDI-Verlag, 1994
- [73] • HEINE, A.: Experimenteller Beitrag zum Schräglauf- und Lenkmomentverhalten rollender Reifen landwirtschaftlicher Fahrzeuge auf starrer und nachgiebiger Fahrbahn. Dissertation Universität Stuttgart, Forschungsbericht Agrartechnik VDI-MEG Nr. 199, 1991
- [74] • PLESSER, J.: Dynamisches Verhalten von Ackerschlepperreifen in Vertikal- und Längsrichtung auf fester Fahrbahn. Dissertation Technische Universität Stuttgart, VDI Fortschritt-Berichte, Reihe 14 Nr. 83, Düsseldorf: VDI-Verlag, 1997
- [75] • BARRELMAYER, Th.: Untersuchung der Kräfte an gelenkten und angetriebenen Ackerschlepperrädern. Dissertation Universität Stuttgart, VDI Fortschritt-Berichte, Reihe 14 Nr. 79, Düsseldorf: VDI-Verlag, 1996

- [76] • SCHLOTTER, V.: Einfluss dynamischer Radlastschwankungen und Schräglaufwinkeländerungen auf die horizontale Kraftübertragung von Acker-schlepperreifen. Dissertation Universität Stuttgart, Forschungsbericht Agrar-technik VDI-MEG Nr. 437, Aachen: Shaker Verlag, 2006
- [77] • SHARON, I.: Untersuchungen über die Schwingungseigenschaften großvolumiger Niederdruckreifen. Dissertation Technische Universität Berlin, VDI Fortschritt-Berichte, Reihe 12, Nr. 24, Düsseldorf: VDI-Verlag, 1975
- [78] • KISING, A.: Dynamische Eigenschaften von Traktor-Reifen. Dissertation Technische Universität Berlin, VDI Fortschritt-Berichte, Reihe 14 Nr. 40, Düsseldorf: VDI-Verlag, 1988
- [79] • YEH, C. K.: Experimentelle Untersuchungen über Unwuchten und Unrundheiten von Ackerschlepperreifen. Dissertation Technische Universität Berlin, Forschungsbericht Agrartechnik VDI-MEG Nr. 219, 1992
- [80] • SIEFKES, T.: Die Dynamik in der Kontaktfläche von Reifen und Fahrbahn und ihr Einfluß auf das Verschleißverhalten von Traktor-Triebradreifen. Dissertation Technische Universität Berlin, VDI Fortschritt-Berichte, Reihe 14 Nr. 67, Düsseldorf: VDI-Verlag, 1994
- [81] SCHIESCHKE, R.: Zur Relevanz der Reifendynamik in der Fahrzeugsimulation. Tagungsband VDI-Gesellschaft Fahrzeugtechnik Fachtagung Reifen - Fahrwerk - Fahrbahn 1989, Hannover, 21./22.09.1989, VDI Berichte Nr. 778, Düsseldorf: VDI-Verlag, S. 249-264
- [82] GIPSER, M.: FTire: Ein physikalisch basiertes, anwendungsorientiertes Reifenmodell für alle wichtigen fahrzeugdynamischen Fragestellungen. 4. Darmstädter Reifenkolloquium (2002), Düsseldorf: VDI-Verlag, S. 42-68
- [83] OERTEL, CH. UND A. FANDRE: Das Reifenmodellsystem RMOD-K. Automobiltechnische Zeitschrift 11 (2001) H. 103, S. 1074-1079
- [84] • PACEJKA, H. B.: Tyre and Vehicle Dynamics. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2002
- [85] PACEJKA, H. B. UND I. J. M. BESSELINK: Magic Formula Tyre Model with Transient Properties. Tyre Models for Vehicle Dynamic Analysis, Supplement to Vehicle System Dynamics 27 (1997), S. 234-249
- [86] ARMBRUSTER, K. UND B. LANGENBECK: Dynamisches Rad-Boden-Modell für Geländefahrzeuge. Landtechnik 48 (1993) H. 5, S. 263-266

- [87] GREČENKO, A.: Das Slip-Drift-Modell des Rades anwendbar für weiche und starre Fahrbahn. Tagungsband VDI-Gesellschaft Fahrzeug- und Verkehrstechnik Tagung Reifen - Fahrwerk - Fahrbahn 1993, Hannover, 21./22.10.1993, VDI Berichte Nr. 1088, Düsseldorf: VDI-Verlag, S. 99-108
- [88] CAPTAIN, K. M., A. B. BOGHANI UND D. N. WORMLEY: Analytical Tire Models for Dynamic Vehicle Simulation. *Vehicle System Dynamics* 8 (1979), S. 1-32
- [89] WITZEL, P. UND S. BÖTTINGER: Upgrading of the Hohenheim Tyre Model to a radial approach for the simulation of obstacle passages. Tagungsband VDI-MEG Tagung Landtechnik AgEng 2011, Hannover 11./12.11.2011, VDI-Berichte Nr. 2124, Düsseldorf: VDI-Verlag, S. 431-438
- [90] WITZEL, P. UND S. BÖTTINGER: Advancement and Validation of the Hohenheim Tyre Model. Tagungsband VDI-MEG Tagung Landtechnik AgEng 2013, Hannover 08./09.11.2013, VDI-Berichte Nr. 2193, Düsseldorf: VDI-Verlag, S. 73-81
- [91] WITZEL, P. UND S. BÖTTINGER: The new Hohenheim Tyre Model. 14TH Stuttgart International Symposium Automotive and Engine Technology, Stuttgart 18./19.03.2014, Forschungsinstitut für Kraftfahrwesen und Fahrzeugmotoren Stuttgart, Wiesbaden: Springer Verlag, S. 987-1001
- [92] • RENIUS, K. T.: *Traktoren: Technik und ihre Anwendung - Wissen für die Praxis*. München: BLV Verlagsgesellschaft, 1985
- [93] STROPPEL, T.: Kräfte und Beanspruchungen in luftbereiften Ackerwagen. *Technik in der Landwirtschaft* 21 (1940) H. 3, S. 38-41
- [94] STROPPEL, T.: Reifen und Federung von luftbereiften Ackerwagen. *Technik in der Landwirtschaft* 21 (1940) H. 4, S. 60-64
- [95] STROPPEL, T.: Beanspruchungen ländlicher Fahrzeuge beim Fahren über schlechte Wege. *Technik in der Landwirtschaft* 22 (1941), H. 7, S. 133-138
- [96] COENENBURG, H. H.: Dynamische Beanspruchungen bei Ackerschleppern. *Landtechnische Forschung* 11 (1961) H. 6, S. 145-150
- [97] COENENBURG, H. H.: Dynamische Beanspruchungen bei Ackerschleppern I. *Landtechnische Forschung* 12 (1962) H. 1, S. 7-12
- [98] COENENBURG, H. H.: Dynamische Beanspruchungen bei Ackerschleppern II. *Landtechnische Forschung* 12 (1962) H. 2, S. 33-39

- [99] COENENBURG, H. H.: Das äußere Schwingungsverhalten bei Ackerschleppern, insbesondere ihre dynamischen Achslasten I. Landtechnische Forschung 12 (1962) H. 1, S. 157-165
- [100] COENENBURG, H. H.: Das äußere Schwingungsverhalten bei Ackerschleppern, insbesondere ihre dynamischen Achslasten II. Landtechnische Forschung 13 (1963) H. 1, S. 1-10
- [101] • WENDEBORN, J. O.: Ein Beitrag zur Verbesserung des Fahrkomforts von Ackerschleppern. Dissertation Technische Hochschule Braunschweig, VDI Fortschritt-Berichte, Reihe 14 Nr. 8, Düsseldorf: VDI-Verlag, 1968
- [102] WEIGELT, H. UND H. GÖHLICH: Untersuchung des Schwingungsverhaltens von Ackerschleppern mit einer Leermasse über fünf Tonnen. Grundlagen der Landtechnik 34 (1984) H. 3, S. 143-150
- [103] GÖHLICH, H.: The development of tractors and other agricultural vehicles. Journal of Agricultural Engineering Research 29 (1984) H. 1, S. 3-16
- [104] GÖHLICH, H.: Ride dynamics of terrain vehicles. 6th European Conference of the ISTVS (1994), Wien, Proceedings Vol. I, S. 346-357
- [105] MÜLLER, N. J.: Vollgefederte Traktor-Fahrwerke - das Konzept der Zukunft? Tagungsband VDI-MEG Tagung Landtechnik 1999, Braunschweig, 07./08.10.1999, VDI-Berichte Nr. 1503, Düsseldorf: VDI-Verlag, S. 27-32
- [106] PICKEL, P., C. KAPLICK UND H. GÖHLICH: Welche Chancen haben gefederte Traktoren? Landtechnik 45 (1990) H. 10, S. 363-366
- [107] SAGAN, E.: Fahreigenschaften von PKW-Wohnanhängerzügen: Antrieb, Bremsen, Fahrstabilität und Schwingungen. Dissertation Technische Universität Braunschweig, 1984
- [108] • MITSCHKE, M. UND E. SAGAN: Fahrdynamik von PKW-Wohnanhängerzügen. Köln: Verlag TÜV Rheinland, 1988
- [109] HILTON, D. J. UND P. MORAN: Experiments in improving tractor operator ride by means of a cab suspension. Journal of Agricultural Engineering Research 20 (1975) H. 4, S. 433-448
- [110] HART, J. 'T: Abgefederte Kabine für ungefederte Geländefahrzeuge. Automobiltechnische Zeitschrift 79 (1977) H. 7/8, S. 317-319
- [111] PICKEL, P.: Der Kiwitz-Schlepper. Landtechnik 48 (1993) H. 8/9, S. 439-440 u. 453-454

- [112] HANSSON, P.: Modelling and Optimization of Passive and Adaptively Controlled Active Cab Suspensions on Terrain Vehicles, Especially Agricultural Tractors. Dissertation Sveriges Lantbruksuniversitet, Institutionen för lantbruksteknik, 1993
- [113] SCHILLING, E.: Der Einfluß einiger Konstruktionsdaten auf die Aufbaubeschleunigung landwirtschaftlicher Fahrzeuge und die sich daraus ergebende günstige Sitzlage. Grundlagen der Landtechnik 15 (1965) H. 3, S. 81-86
- [114] GRAEF, M.: Der Einfluß einstellbarer Sitzdämpfung auf die Schwingungsbelastung von Schlepperfahrern. Grundlagen der Landtechnik 29 (1979) H. 2, S. 55-60
- [115] LANGE, W. UND R. R. COERMANN: Untersuchung der Möglichkeit einer aktiven Dämpfung für Fahrzeugsitze. Grundlagen der Landtechnik 21 (1971) H. 1, S. 6-10
- [116] KÖPPER, R.: Zur Bestimmung des erforderlichen Schwingungskomforts geländegängiger Fahrzeuge und seine Verwirklichung durch aktive Federung. Dissertation Technische Universität Berlin, 1973
- [117] HELMS, H.: Schwingungseigenschaften eines aktivgefederten Schleppersitzes. Grundlagen der Landtechnik 26 (1976) H. 3, S. 78-82
- [118] STEIN, G. J. UND I. BALLO: Active vibration control system for the driver's seat for off-road vehicles. Vehicle System Dynamics 20 (1991), S. 57-78
- [119] HIMMELHUBER, F.: Die aktiv geregelte Luftfederung für den Traktorsitz. Landtechnik 61 (2006) H. 3, S. 132-133
- [120] SÖHNE, W.: Die Kraftübertragung zwischen Schlepperreifen und Ackerboden. Grundlagen der Landtechnik 2 (1952) H. 3, S. 75-87
- [121] BOCK, G.: Feldversuche über die Zugfähigkeit von Ackerschlepperreifen. Grundlagen der Landtechnik 2 (1952) H. 3, S. 88-100
- [122] BOCK, G.: Beobachtungen bei Feldversuchen über die Zugfähigkeit von Schleppern. Grundlagen der Landtechnik 3 (1953) H. 5, S. 42-48
- [123] LANGE, H.: Über die Zugfähigkeit von Reifen gleichen Durchmessers. Landtechnische Forschung 7 (1957) H. 4, S. 103-105
- [124] STEINKAPMPF, H.: Ermittlung von Reifenkennlinien und Gerätezugleistungen für Ackerschlepper. Dissertation Technische Universität Braunschweig, 1975



- [125] STEINER, M.: Analyse, Synthese und Berechnungsmethoden der Triebkraft-Schlupf-Kurve von Luftreifen auf nachgiebigem Boden. Dissertation Technische Universität München, 1979
- [126] GEE-CLOUGH, D.: Selction of Tyre sizes for agricultural vehicles. Journal of Agricultural Engineering Research 25 (1980) H. 3, S. 261-278
- [127] • BEKKER, M. G.: Theory of land locomotion. Ann Arbor : Univ. of Michigan Press, 1956
- [128] • WONG, J. Y.: Theory of ground vehicles - Third edition. New York: John Wiley & Sons, 2001
- [129] FRANKE, R.: Der Allradantrieb für Ackerschlepper. Landtechnik 18 (1963) H. 18, S. 580, 582 u. 583
- [130] SONNEN, F. J.: Zur Frage des Allradantriebes von Ackerschleppern. Landtechnische Forschung 12 (1962) H. 1, S. 1-6
- [131] SÖHNE, W.: Allrad- oder Hinterradantrieb bei Ackerschleppern hoher Leistung. Grundlagen Landtechnik (1964) H. 20, S. 44-52
- [132] SONNEN, F. J.: Die Zugfähigkeit von Ackerschleppern mit großer Motorleistung bei Hinter- und Allradantrieb. Grundlagen der Landtechnik 18 (1968) H. 2, S. 41-46
- [133] DREXL, H.-J.: Ein Beitrag zur Leistungsübertragung von Ackerschleppern bei schwerem Zug. Dissertation Technische Universität Berlin, 1970
- [134] • BRIXIUS, W. W.: Traction prediction equations for bias ply tires. ASAE Paper Nr. 87-1622, St. Joseph, MI:ASAE, 1987
- [135] DWYER, M. J.: The tractive performance of wheeled vehicles. Journal of Terramechanics 21 (1984) H. 1, S. 19-34
- [136] • ZOZ, F. M. UND R. J. TURNER: Effect of the "correct" pressure on tractive efficiency of radial ply tires. ASAE Paper Nr. 94-1051, St. Joseph, MI:ASAE, 1994
- [137] DOBLER, J. UND O. KREIL: Integration einer Reifendruckregelanlage in einem Standardtraktor. Tagungsband VDI-MEG Tagung Landtechnik 2010, Braunschweig, 27./28.10.2010, VDI-Berichte Nr. 2111, Düsseldorf: VDI-Verlag, S. 67-72

- [138] MACHL, T., M. HECKMANN, H. BERNHARDT UND R. HONZEK: Untersuchungen der Zugleistungsübertragung am Standardgroßtraktor unter Feldbedingungen. Tagungsband VDI-MEG Tagung Landtechnik 2010, Braunschweig, 27./28.10.2010, VDI-Berichte Nr. 2111, Düsseldorf: VDI-Verlag, S. 55-60
- [139] DÖLL, H., T. HERLITZIUS UND A. GROSA: Potenzial der Effizienzgestaltung bei Traktoren durch neue Elemente der Fahrwerksgestaltung. Tagungsband VDI-MEG Tagung Landtechnik 2010, Braunschweig, 27./28.10.2010, VDI-Berichte Nr. 2111, Düsseldorf: VDI-Verlag, S. 23-29
- [140] HESSE, H. UND R. MÖLLER: Untersuchung eines Systems zur Triebachslasterhöhung an einem Ackerschlepper mit Aufsattelpflug. Grundlagen der Landtechnik 24 (1974) H. 5, S. 164-171
- [141] • Zoz, F. M.: Predicting tractor field performance. ASAE Paper Nr. 70-118, St. Joseph, MI:ASAE, 1970
- [142] HESSE, H. UND R. MÖLLER: Möglichkeiten der Triebachslasterhöhung bei Ackerschleppern. Grundlagen der Landtechnik 19 (1969) H. 4, S. 119-122
- [143] KOCH, G.: Ein neuer Zugkraftverstärker. Grundlagen der Landtechnik 21 (1971) H. 4, S. 105-109
- [144] SÖHNE, W. UND I. BOLLING: Der Einfluß der Lastverteilung auf die Triebachslastverteilung von Ackerschleppern. Grundlagen der Landtechnik 31 (1981) H. 3, S. 81-85
- [145] GEE-CLOUGH, D., G. PERASON UND M. MCALLISTER: Ballasting wheeled tractors to achieve maximum power output in frictional-cohesive soils. Journal of Agricultural Engineering Research 27 (1982) H. 1, S. 1-19
- [146] ZOZ, F. M. UND J. C. WOLEY: A theoretical basis for tractor ballasting recommendations. Proc. 5th North American ISTVS Conference, Saskatoon SK, Canada, 1995
- [147] HESSE, H.: 25 Jahre elektronische Hubwerksregelung EHR für Traktoren. Ölhydraulik und Pneumatik (2005) H. 6, S. 394-401
- [148] BILLER, R. H., G. KEUPER UND H. HESSE: Neue Konzepte für Kraftheberregelungen. Landtechnik 56 (2001) H. 6, S. 398-399
- [149] -,: Lemken Aufsatteldrehpflug Diamant. Produktbroschüre, LEMKEN GmbH & Co. KG, 2014

- [150] • MÜLLER, P. C. UND W. O. SCHIEHLEN: Lineare Schwingungen. Wiesbaden: Akademische Verlagsgesellschaft, 1976
- [151] • SCHMIDT, R. UND H. WALLER: Schwingungslehre für Ingenieure - Theorie, Simulation und Anwendungen. Mannheim: Wissenschaftsverlag, 1989
- [152] • BACKÉ, W. UND H. MURRENHOF: Grundlagen der Ölhydraulik - Umdruck zur Vorlesung. Institut für fluidtechnische Antriebe und Steuerungen der RWTH Aachen, 1994
- [153] • WILL, D. UND N. GEBHARDT (Hrsg.): Hydraulik - Grundlagen, Komponenten, Schaltungen. Berlin: Springer-Verlag, 2011
- [154] • BAUER, W.: Hydropneumatische Federungssysteme. Berlin: Springer-Verlag, 2008
- [155] • WALLENTOWITZ, H.: Vertikal-/Querdynamik von Kraftfahrzeugen: Federungssysteme, Fahrverhalten, Lenkung, Radaufhängung. Aachen: Forschungsgesellschaft Kraftfahrwesen, 2002
- [156] • MITSCHKE, M.: Dynamik der Kraftfahrzeuge - Band B Schwingungen. Berlin: Springer-Verlag, 1984
- [157] SPÄTH, R.: Messrad für die Erfassung der Radkräfte an der Traktorhinterachse. Landtechnik 56 (2001) H. 5, S. 312-313
- [158] SCHULZE ZUMKLEY, H. UND S. BÖTTINGER: Modular Measuring Wheels for high horsepower tractors. Tagungsband VDI-MEG-Tagung Landtechnik AgEng 2009, Hannover, 06./07.11.2009, VDI-Berichte Nr. 2060, Düsseldorf: VDI-Verlag, S. 33-39
- [159] SPÄTH, R.: Vertikallasten an der Traktorvorderachse beim Frontladen. Landtechnik 54 (1999) H. 5, S. 274-275
- [160] -,-: Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen - Ganzkörper-Schwingungen. VDI Richtlinie 2057 Blatt 1, VDI-Fachbereich Schwingungstechnik, 2002
- [161] -,-: Mechanical vibration and shock - Evaluation of human exposure to whole-body vibration. ISO 2631-1:1997
- [162] • SCHREIBER, M.: Kraftstoffverbrauch beim Einsatz von Ackerschleppern im besonderen Hinblick auf CO<sub>2</sub>-Emissionen. Dissertation Universität Hohenheim, Forschungsbericht Agrartechnik VDI-MEG Nr. 442, Aachen: Shaker Verlag, 2006

- [163] • MATTHIES, H. J. UND K. T. RENIUS: Einführung in die Ölhydraulik. 5. Auflage, Wiesbaden: Teubner Verlag, 2006
- [164] • MAYER, H.-G., W. SCHWARZ UND W. STANGER: Technische Mechanik und Festigkeitslehre. 3. Auflage, Hamburg: Handwerk und Technik, 1990