



Yvonne Bettina Thaller, BSc

**Analyse dynamischer Antriebsstrangsimulation für
Fahrbarkeitsbewertung**

Masterarbeit

zur Erlangung des akademischen Titels
Diplomingenieur
-DI-

Studienrichtung
Maschinenbau

Technische Universität Graz
Institut für Fahrzeugtechnik

Begutachter: Assoc.Prof. DI Dr.techn. Arno Eichberger (Institut für Fahrzeugtechnik)
Betreuer: DI Martin Ackerl (Institut für Fahrzeugtechnik)

Graz, im August 2015

Danksagung

Ich möchte mich an dieser Stelle recht herzlich bei allen Personen bedanken, die mich bei dieser Arbeit unterstützt haben. Vor allem bei meinem Betreuer DI Martin Ackerl, der mir jederzeit mit Rat und Tat zur Seite gestanden ist.

Abschließend möchte ich mich noch bei meiner Familie und meinen Freunden bedanken, die mir das Studium ermöglicht und mir stets den Rücken gestärkt haben.

VIELEN DANK AN ALLE!

Eidesstattliche Erklärung

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

Graz, am

.....

(Unterschrift)

Kurzfassung

In der heutigen Zeit werden die Entwicklungsprozesse immer kürzer, daher ist es notwendig bereits in der Vorentwicklung Aussagen treffen zu können, um den gesamten Entwicklungsprozess zu verkürzen und somit die Konkurrenzfähigkeit aufrecht zu erhalten. Deshalb wird im Rahmen dieser Arbeit ein Simulationmodell entwickelt, welches in der Phase der Vorentwicklung eines Fahrzeuges eingesetzt werden soll, um die Frage der Fahrbarkeit zu klären. Unter Fahrbarkeit versteht man, dass ein Fahrzeug zum sicheren und erfolgreichen Fahren ausgelegt sein muss.

Mit Hilfe des Programms MATLAB/Simulink wird ein Simulationsmodell für das Gesamtfahrzeug aufgebaut. Die wichtigsten Kriterien für den Fahrkomfort sind dabei die Beschleunigungen in x- und z- Richtung. Hervorgerufen werden diese durch die Antriebsstrangschwingungen und durch Unebenheiten der Fahrbahn. Um diese Schwingungen simulieren zu können, wird ein Hub-/Nickmodell mit einem Längsdynamikmodell gekoppelt.

Die Schwingungen, welche an der Sitzschiene ermittelt werden, werden nun mit einem Filter und einer Gewichtungskurve nach der VDI-Richtlinie 2057 bewertet. Da diese Richtlinie aufbauend auf die DIN EN ISO 5349-1 ist, kann dieses Simulationsmodell international eingesetzt und die Werte miteinander verglichen werden.

Das Ziel dieser Masterarbeit ist, dass Modell so zu vereinfachen, dass bereits mit den wenigen bekannten Parametern in der Vorentwicklung eine Aussage über die Fahrbarkeit getroffen werden kann.

Abstract

At the present time the development processes are becoming shorter, so it is necessary to make statements in the pre-development, in order to shorten the development process and thus to remain competitive. Therefore a simulation model is developed, which should be used in the pre-development phase of a vehicle to address the issue of drivability.

With the help of MATLAB/Simulink a simulation model for the entire vehicle is built. The main criteria for the ride comfort are the accelerations in the x- and z-directions. These accelerations are caused by the drive train vibrations and bumps of the road. To simulate these vibrations, a hub/pitch model is coupled with a longitudinal dynamics model.

The vibrations which are determined on the seat rail are rated with a filter and a weighting curve to the VDI Guideline 2057. Since this directive is based on the DIN EN ISO 5349-1, this simulation model can be used internationally.

The aim of this thesis is that to simplify the model so that even a statement about the drivability can be taken with the few known parameters in the pre-development.

Inhaltsverzeichnis

1. Einleitung	1
1.1 Motivation	1
1.2 Aufgabenstellung	1
1.3 Gliederung der Arbeit	2
1.4 Verwendete Software MATLAB/Simulink	2
1.5 Fahrzeugmodell	2
2. Stand der Technik	3
2.1 Definition Fahrbarkeit und Komfort.....	3
2.2 Einflussfaktoren	4
2.3 Bewertungskriterien	5
2.4 Fahrszenarien	9
2.5 Modellkomponenten und Detaillierungsgrade	13
3. Modellbildung	23
3.1 Fahrermodell.....	23
3.2 Motor und Nebenaggregate	24
3.3 Kupplung.....	25
3.4 Getriebe	26
3.5 Achsdifferenzial	27
3.6 Antriebswelle	27
3.7 Vorderachse	27
3.8 Hub-/Nickmodell.....	30
4. Simulationsergebnisse	34
4.1 Beschleunigung bei Volllast	37
4.2 Schwellenüberfahrt	40
4.3 Tip-in: 3. Gang von 60-100 km/h.....	43
4.4 Tip-in: 5. Gang von 80-120 km/h.....	44
4.5 Tip-out: 3. Gang 100-60km/h	45
4.6 Motoring.....	46
4.7. Ruckartiges Schalten bei Volllast	49
4.8. Ruckartiges Kupplungsschließen bei Volllast	50
4.9. Ruckartiges Schalten bei niedrigen Drehzahlen	51
4.10. Ruckartiges Kupplungsschließen bei niedrigen Drehzahlen	53

4.11. Zuschalten des Klimakompressors bei konstanter Geschwindigkeit.....	54
5. Fazit	i
Tabellenverzeichnis.....	iii
Abbildungsverzeichnis.....	iv
Formelverzeichnis	v
Literaturverzeichnis	vi
Anhang.....	vii
A.1 Ergänzung Ergebnisse	vii

Formelzeichen

Symbol und Einheit	Parameter	Einheit
m_{fzg}	Masse Fahrzeug	kg
A	Luftangriffsfläche	m ²
c_w	Luftwiderstandsbeiwert	-
l_{rst}	Radstand in m	m
l_v	Abstand COG zur VA	m
l_h	Abstand COG zur HA	m
l_{ss}	Abstand COG zur Sitzschiene	m
J_a	Trägheitsmoment Aufbau	kgm ²
h_{sp}	Höhe zwischen W und COG	m
m_{va}	Masse Vorderachse	kg
m_{ha}	Masse Hinterachse	kg
J_m	Trägheitsmoment Motor	kgm ²
α	Fahrpedalweg/Drosselklappenstellung	°
J_{K1}	Trägheitsmoment Kupplungseingang	kgm ²
J_{K2}	Trägheitsmoment Kupplungsausgang	kgm ²
μ_{ys}	statischer Reibbeiwert	-
μ_{yk}	dynamischer Reibbeiwert	-
r_i	Innenradius Kupplungsscheibe	m
r_a	Außenradius Kupplungsscheibe	m
F_k	Anpresskraft	N
c_k	Torsionssteifigkeit Kupplung	Nm/rad
d_k	Dämpfungskonstante Kupplung	Nms/rad
J_{ij}	Trägheitsmoment Getriebe mit i=1,2, j=1-6	kgm ²
i_j	Übersetzungen Getriebe	-
J_{d1}	Trägheitsmoment Eingang Differential	kgm ²
J_{d2}	Trägheitsmoment Ausgang Differential	kgm ²
i_d	Übersetzungen Differential	
J_{wk}	Trägheitsmoment Antriebswelle	kgm ²
c_{we}	Federsteifigkeit Antriebswelle	Nm/rad
d_{we}	Dämpfungskonstante Antriebswelle	Nms/rad
J_r	Trägheitsmoment	kgm ²
m_r	Masse	kg
r_R	Radius	m
$c_{av,h}$	Federsteifigkeit Aufbau vorne/hinten	N/m
$c_{rv,h}$	Federsteifigkeit Reifen	N/m
$d_{av,h}$	Dämpfungskonstante Aufbau	Ns/m
μ_s	Reibbeiwert Rad-Straße Kontakt	-
F_{AV}	Schwingenkraft Vorderachse	N
F_V	Federkraft Vorderachse	N
F_H	Vertikalkräfte Hinterachse	N
F_{AH}	Schwingenkraft Hinterachse	N

Z_c	Vertikalbewegung Aufbau	M
X_c	Horizontalbewegung Aufbau	m
φ_c	Drehrichtung Aufbau	°
Z_s	Vertikalbewegung Sitz	m
Z_{ss}	Vertikalbewegung Sitzschiene	m
Z_{av}	Vertikalbewegung Vorderachse	m
Z_{ah}	Vertikalbewegung Hinterachse	m
W_L	Luftwiderstand	-
W_S	Steigungswiderstand	-
F_{RollV}	Rollwiderstand Vorne	N
F_{RollH}	Rollwiderstand Hinten	N

Abkürzungsverzeichnis

COG	Center of Gravity - Schwerpunkt
VA	Vorderachse
HA	Hinterachse
W	Wheelpoint – Reifenaufstandspunkt
FWD	Front Wheel Drive
RWD	Rear Wheel Drive
AWD	All Wheel Drive
MATLAB	MATrix LABoratory
VKM	Verbrennungskraftmaschine
TCU	Traction Control Unit - Getriebesteuergerät

1. Einleitung

1.1 Motivation

Die Motivation dieser Arbeit liegt darin, ein Tool zu erstellen, dass mit wenigen Parametern das Schwingungsverhalten des Fahrzeuges bereits in der Vorentwicklung vorraussagen kann, um die Entwicklungszeit zu reduzieren. Dabei werden Variationen der Parameter simuliert.

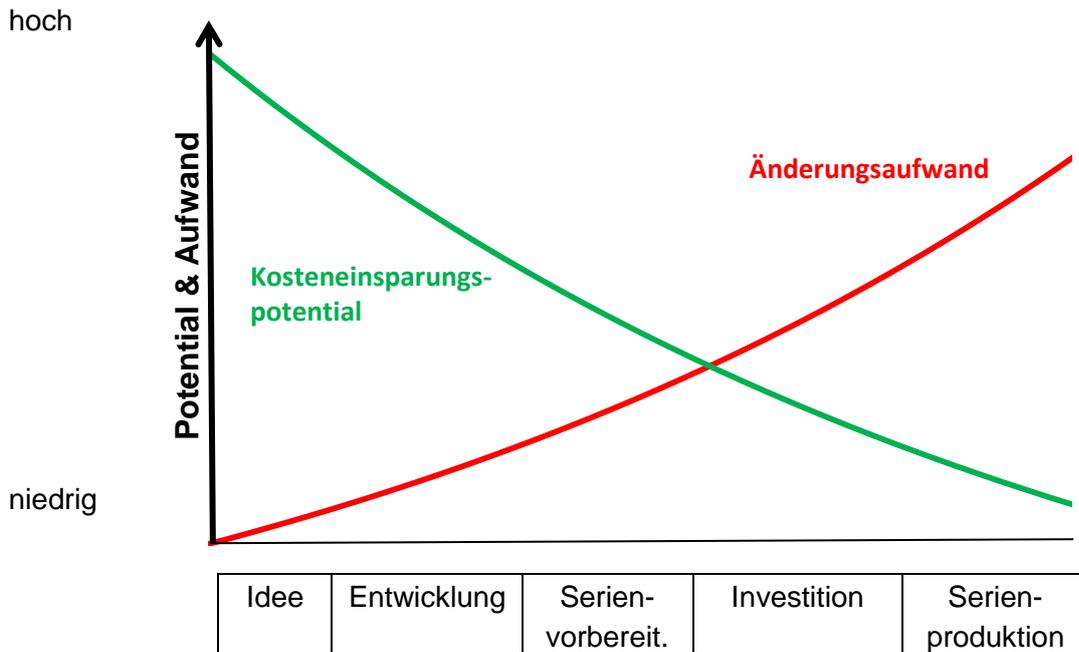


Abbildung 1: Kosteneinsparungspotenzial [6]

In Abbildung 1 ist ersichtlich, dass das Kosteneinsparungspotenzial zu Beginn des Prozesses am höchsten und der Aufwand für eine Änderung am niedrigsten ist. Daher werden immer mehr Simulationen getätigt, um das Verhalten des Fahrzeuges bereits im frühen Stadium ohne Prototypen abschätzen zu können.

1.2 Aufgabenstellung

Im Rahmen dieser Masterarbeit wird ein aussagekräftiges Modell des Gesamtfahrzeuges für die Bewertung der Fahrbarkeit mit Hilfe von MATLAB/Simulink erstellt. Zu Beginn wurde das Modell so detailliert wie möglich dargestellt, um dann in weiterer Folge durch Parametervariationen die ausschlagenden Komponenten zu definieren und somit den nötigen Detaillierungsgrad zu erhalten.

In dieser Arbeit wird vor allem auf das Thema Schwingungen eingegangen, die bei bestimmten Frequenzbereichen unangenehm auf den menschlichen Körper wirken.

1.3 Gliederung der Arbeit

In Kapitel 2 wird ein Überblick über den Stand der Technik für die Simulation und Bewertung des Fahrkomforts gegeben. Hierbei werden vor allem die Ansätze dargestellt, die für die unterschiedlichen Vorgänge Lastwechsel und Schaltvorgang heutzutage verwendet werden. Danach folgen in Kapitel der tatsächliche Aufbau des Fahrzeugmodells, welches sich aus einem Längsdynamikmodell gekoppelt mit einem Querdynamikmodell zusammensetzt, sowie eine Übersicht der simulierten Fahrscenarien. In Kapitel 4 werden die Simulationsergebnisse für die unterschiedlichen Fahrscenarien dargestellt und analysiert. Abschließend wird eine kurze Zusammenfassung erstellt.

1.4 Verwendete Software MATLAB/Simulink

„Simulink® ist eine Blockdiagrammumgebung für die Mehrdomänen-Simulation und Model-Based Design. Simulink unterstützt den Entwurf und die Simulation auf Systemebene und ermöglicht außerdem die automatische Codegenerierung und das kontinuierliche Testen und Verifizieren von Embedded Systems. Simulink umfasst einen Grafikeditor, benutzerdefinierbare Blockbibliotheken und Solver für die Modellierung und Simulation von dynamischen Systemen. Simulink ist in MATLAB® integriert, sodass Sie MATLAB-Algorithmen in Modelle aufnehmen und Simulationsergebnisse wiederum in MATLAB analysieren und weiterverarbeiten können.“¹

1.5 Fahrzeugmodell

Für die Simulation des Antriebsstranges wird die Methode der zeitdiskreten Vorwärtssimulation verwendet, dabei wird der Fahrer als Regelement zur Steuerung der Fahrgeschwindigkeit berücksichtigt. Das Fahrermodell bestimmt den Betriebspunkt des Verbrennungsmotors, welcher das Drehmoment an die weiteren Komponenten abgibt. Mittels der Kupplung wird das Drehmoment vom Motor an das Getriebe, das Differential und schlussendlich an die Reifen übertragen, wo sich abschließend die Fahrgeschwindigkeit einstellt. Durch Änderung der Fahr- und Bremspedalstellung wird die Ist-Fahrgeschwindigkeit zeitlich angenähert. Diese Methode wird für eine Abschätzung des verbrennungsmotorischen, transienten Verhaltens angewandt. [3]

Weiteres ist anzumerken, dass als Vereinfachung gewählt wurde, dass das Fahrzeug sich ausschließlich geradeausbewegt und somit kein Einfluss durch die Querdynamik dargestellt wird.

¹ MATLAB/Simulink 2012: <http://de.mathworks.com/products/simulink/>, (abgerufen am 02.02.2015) (14)

2. Stand der Technik

In diesem Kapitel werden zuerst die Begriffe Fahrbarkeit und Fahrkomfort sowie deren Einflussfaktoren und Bewertungskriterien erklärt. Anschließend werden die Fahrscenarien, die für die Untersuchung der Fahrbarkeit relevant sind, aufgelistet und die Modellkomponenten und deren Detaillierungsgrade dargestellt.

2.1 Definition Fahrbarkeit und Komfort

Was ist Fahrbarkeit?

Zur Beurteilung der Fahrbarkeit werden physikalische Effekte herangezogen. Fahrbarkeit bedeutet, dass ein Fahrzeug so konstruiert werden sollte, dass es sicher und erfolgreich Personen und Güter von A nach B befördert. [15]

Was ist Komfort/Diskomfort?

Unter Komfort versteht man die Bequemlichkeit, die aufgrund von Maschinen, Gegenständen und Anlagen erreicht wird. [13]

Da der Begriff Komfort sehr breitgefächert ist, ist es leichter, den Begriff Diskomfort zu erklären, welcher auffällige, unangenehme Empfinden beschreibt. Es wird davon ausgegangen, dass Personen die aktuellen Situationen mit bereits erlebten vergleichen. Wenn es hierbei zu keinen gravierenden Unterschied kommt, wird die Situation nicht bewusst wahrgenommen und als komfortabel bewertet. Somit kann behauptet werden, dass Komfort subjektiv zu bewerten ist und von den jeweiligen Erwartungen des Beurteilenden beeinflusst wird. Jede Person entwickelt im Laufe der Zeit seine persönliche Staffelnung für Komfort. Dies bedeutet, dass Komfortbedürfnissen, die bereits erfüllt wurden, als selbstverständlich angesehen werden, und somit nicht mehr wahrgenommen werden. [13]

Es wird zwischen den folgenden zwei Standpunkten, die zur Bewertung von Komfort bzw. Diskomfort dienen, unterschieden:

- Die Technik soll dem Menschen ein komfortables Umfeld schaffen
- Alle Störeinflüsse sind als unkomfortabel zu bewerten. Komfort ist somit das Eliminieren aller unangenehm reizenden Einflüsse auf menschliche Sinne.

Wenn man Komfort im historischen Sinn betrachtet, gilt der erste Standpunkt. Als Beispiel für diese Betrachtung sei die Klimaanlage eines Fahrzeuges zu betrachten, welche für den Menschen ideales Klima gewährleisten soll. [13]

Für die Betrachtung des Fahrkomforts, welcher in dieser Arbeit fokussiert wird, sollte jedoch von der zweiten Annahme ausgegangen werden. Wie bereits zuvor erwähnt soll ein Fahrzeug zum sicheren Transport dienen und die negativen Einflüsse eliminiert werden. Somit soll z.B. das Fahrzeug nach Wunsch beschleunigt werden, ohne dabei Diskomfort zu bereiten. [13]

2.2 Einflussfaktoren

Bei der vorher besprochenen Betrachtungsweise hat vor allem der Antriebsstrang (Motor, Antriebselemente, Reifen und Anbindung an die Karosserie) des Fahrzeugs Einfluss auf den Fahrkomfort. Das Fahrzeug selbst erregt somit Effekte, welche störende Wirkungen auf die Insassen ausüben. [1]

Die wichtigsten Einflussgrößen des Fahrkomforts sind, wie in Abbildung 2 gezeigt, die Fahrzeugbeschleunigung, die Akustik und das Ansprechverhalten. Wobei der Einfluss der Beschleunigung den größten Anteil von 50% einnimmt. Danach folgt die Akustik mit 30% und jeweils mit 10% das Reaktionsverhalten und sonstige Einflüsse. [15]

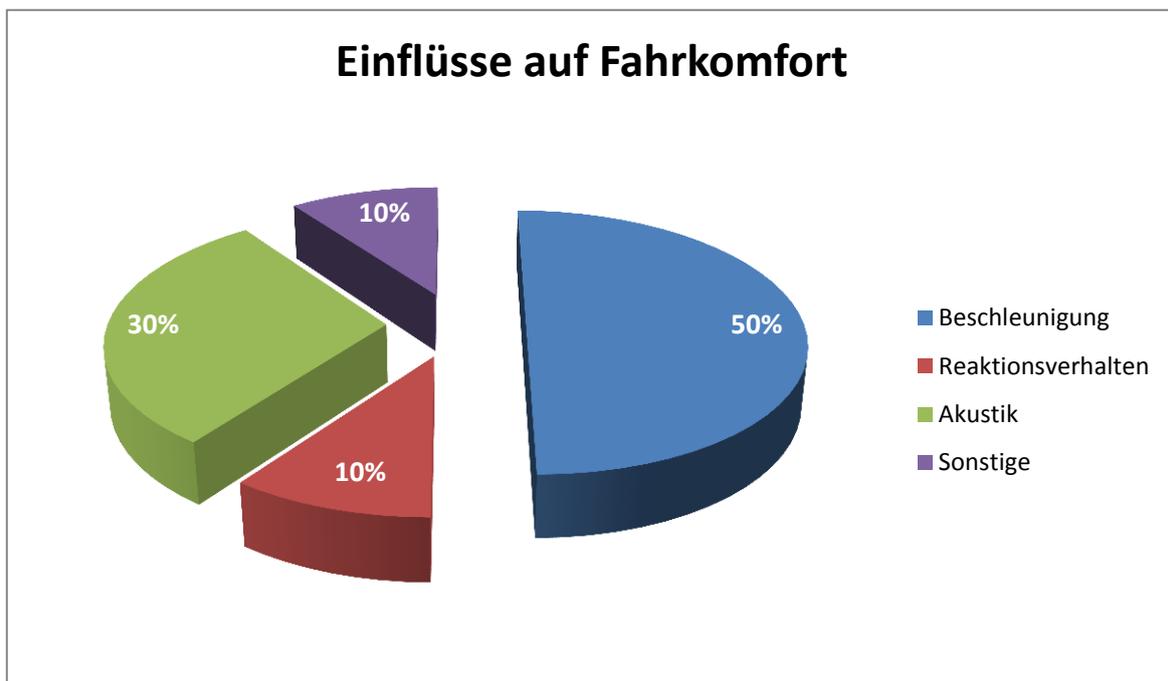


Abbildung 2: Einflüsse auf den Fahrkomfort [15]

Im Zuge dieser Arbeit liegt das Augenmerk auf dem Schwingungskomfort, da dieser ausschlaggebend für den Fahrkomfort ist. Die Hauptkomponenten des Fahrzeuges, die unangenehme Schwingungen auf den menschlichen Körper übertragen sind:

- Sitz mit Sitzlehne
- Lenkrad
- Pedalerie

Wobei meist die Schwingungsübertragung der Pedalerie vernachlässigt wird.

Durch die Fahrzeugbewegung kommt es zur Stimulation der menschlichen Sinnesorgane. Für die Beurteilung des Schwingungskomforts sind vor allem die vestibuläre und somatische Wahrnehmung zu berücksichtigen.

Tabelle 1 zeigt, welche Frequenzen vermieden werden müssen, um dem Fahrer ein angenehmes Fahrgefühl zu verschaffen. Dabei handelt es sich um die Eigenfrequenzen der Körperteile. Das Fahrzeug soll somit so ausgelegt werden, dass die Schwingungen im Sitz nicht die Eigenfrequenzen der Körperteile erreicht.

Tabelle 1: Eigenfrequenzen menschlicher Körperteile [16]

Körperteile	Eigenfrequenzen
Sitzender Mensch	4-5 Hz
Magen	2-7 Hz
Nieren	3 Hz
Herz	4-6 Hz
Bauchhöhle	8 Hz
Schultergebiet	4-5 Hz
Kopf	20-30 Hz

2.3 Bewertungskriterien

Wie bereits erwähnt, beschreibt der Fahrkomfort die Bequemlichkeit oder die Behaglichkeit, die den Insassen beim Betrieb eines Fahrzeuges geboten wird. Die genannten Größen beziehen sich auf subjektive Empfindungen, die schwer messbar sind. Deshalb wird häufig versucht, den Komfort durch messbare Kennwerte zu beschreiben. [1]

Subjektive Kriterien

Zur Bewertung der subjektiven Kriterien werden üblicherweise Probanden bzw. geschulte Experten befragt. Aus der Literatur ist ersichtlich, dass sich die sogenannte „ATZ-Notenskala“ heutzutage in der Technik bewährt hat. Diese ist wie nachfolgend in Tabelle 2 dargestellt in Notenbereiche von 1 bis 10 untergliedert und ist mit nachvollziehbaren Kriterien gestützt, um die Notengebung zu vereinfachen. Weiteres lässt sich feststellen, welche Personengruppen sensibel auf ein Ergebnis reagieren. Wobei zu berücksichtigen ist, dass es sich hier um subjektive Werte handelt, die von Stimmung und Kondition abhängig sind und dadurch das Urteilsvermögen beeinträchtigt wird.

Tabelle 2: ATZ-Notenskala [15]

Charakterisierung	Note	Geräusche/Vibration	feststellbar von:
nicht annehmbar	1	nicht angenehm	allen Kunden
	2		Durchschnittskunden
	3		
	4	unangenehm	
Grenzfall	5	verbesserungswürdig	kritische Kunden
annehmbar	6	mäßig	
	7	leicht	
	8	sehr leicht	ausgebildeten Beobachter
	9	Spuren	
	10	nicht wahrnehmbar	niemanden

Ist ein Ergebnis für alle bzw. Durchschnittskunden spürbar, ist es als eher schlecht zu bewerten. Kann geschultes Personal keinen störenden Einfluss wahrnehmen, ist das Ergebnis mit nicht wahrnehmbar einzustufen.

Objektive Kriterien

Um diese subjektiven Größen bewerten zu können, wird grundsätzlich die physikalische Größe „Beschleunigungsschwingung“ herangezogen. In der VDI-Richtlinie 2057 sind die maßgeblichen Auswirkungen von Beschleunigungsschwingungen auf den Menschen festgelegt. Aus Probandenversuchen, die auf einem Schwingstuhl vorgenommen wurden, wurde festgestellt, dass der zu begutachtende Frequenzbereich zwischen 0.1 bis 30 Hz von Interesse ist. [15]

Folgende weitere Kennwerte werden von Matthies [15] für die Vorgänge Lastwechsel und Schaltvorgang vorgeschlagen, um die Auswirkungen auf den Körper objektiv beschreiben zu können.

Kennwerte für den Lastwechsel:

- Spitze-Spitze-Wert der Beschleunigung
- Verzögerungszeit

Kennwerte für Schaltvorgang:

- Beschleunigungsgradienten
- Spitze-Spitze Wert der Beschleunigung
- Schaltzeit
- Schaltverzugszeit
- Effektivwert der Beschleunigung im relevanten Frequenzbereich oder VDV (Vibration Dose Value)

Da subjektive Kriterien schwer messbar sind, wird der Ansatz der Objektivierung von Subjektivnoten gewählt. Es wird zunächst eine große Anzahl von Probandenversuchen basierend auf statistischen Versuchsplänen durchgeführt. Dabei werden sowohl die subjektiven Bewertungen des Ergebnisses, als auch die Messsignale aufgezeichnet und mit den definierten Noten abgespeichert. Anschließend können Kennwerte aus den Messwerten extrahiert werden und die Relevanz dieser mit Hilfe der Korrelationsrechnung analysiert werden. [15]

Bewertung von Schwingungen nach VDI Richtlinie 2057-1

Die Empfindung von Vibrationen auf Personen ist abhängig von unterschiedlichen Faktoren wie z.B. Gesundheitszustand, Alter, Körperposition als auch von der Frequenz und der Amplitude des Erregersignals. Derzeit gibt es drei Richtlinien in Europa, die sich auf die Ganzkörpervibrationen beziehen. In dieser Arbeit wird die VDI-Richtlinie 2057 [14] berücksichtigt. Mit Hilfe der Frequenzbewertung wird die auf den Menschen einwirkenden mechanischen Schwingungen entsprechend der frequenzabhängigen Beanspruchung gewichtet und in ihrer Bandbreite zu begrenzt. [21]

Zurzeit werden zwei Verfahren zur Frequenzbewertung angewandt:

- Frequenzbewertung des Beschleunigungssignals einschließlich Bandbegrenzung mit Hilfe eines Bewertungsfilter
- Rechnerisches Ermitteln nach Formeln gemäß Anhang A der VDI-Richtlinie 2057

Für das erste Verfahren werden die Bewertungskurven der Filter von ISO 2631-1: 1997 und ISO 2631-2 verwendet. Diese Kurven entsprechen weitgehend der tatsächlichen Frequenzabhängigkeit der Wirkungen auf den menschlichen Körper. Daher wird das erste Verfahren für diese Arbeit angewandt.

Da die Frequenzbewertung und der jeweils relevante Frequenzbereich von dem Beanspruchungskriterium, von der jeweiligen Einleitungsstelle der Schwingungen und außerdem von der Richtung der Schwingungen abhängen, ist es erforderlich verschiedene Bewertungsfunktionen festzulegen (siehe Abbildung 3). [21]

Beanspruchungskriterium: Gesundheit			
Körperhaltung	Messort	Schwingungsrichtung	Frequenzbewertung
Sitzen	auf dem Sitz	z x, y	W_k W_d
Beanspruchungskriterium: Wohlfinden			
Sitzen	auf dem Sitz	z x, y	W_k W_d
	Fußplattform	x, y, z	W_k
	Rückenlehne	x	W_c
	Rotation auf dem Sitz	r_x, r_y, r_z	W_e
Stehen	Fußplattform	z x, y	W_k W_d
Liegen	unter dem Rücken	x (vertikal) y, z (horizontal)	W_k W_d
	unter dem Kopf (ohne Kissen)	x (vertikal)	W_i
unbestimmte Körperhaltung	in Gebäuden auf dem Fußboden	x, y, z	$W_m = W.B. \text{ combined}$
Beanspruchungskriterium: Kinetose			
Sitzen/Stehen		z	W_i

Abbildung 3: Anwendung der Frequenzbewertungskurve nach VDI 2057 [21]

Für diese Arbeit wird das Beanspruchungskriterium Wohlbefinden und Gesundheit gewählt, welche von der Richtlinie ISO 2631-1 empfohlen wird. Da wie bereits vorher besprochen, das Augenmerk dieser Arbeit auf Übertragung durch den Sitz liegt, werden die Frequenzbewertungskurven W_k und W_d , welche in Abbildung 4 gezeigt werden, angewandt.

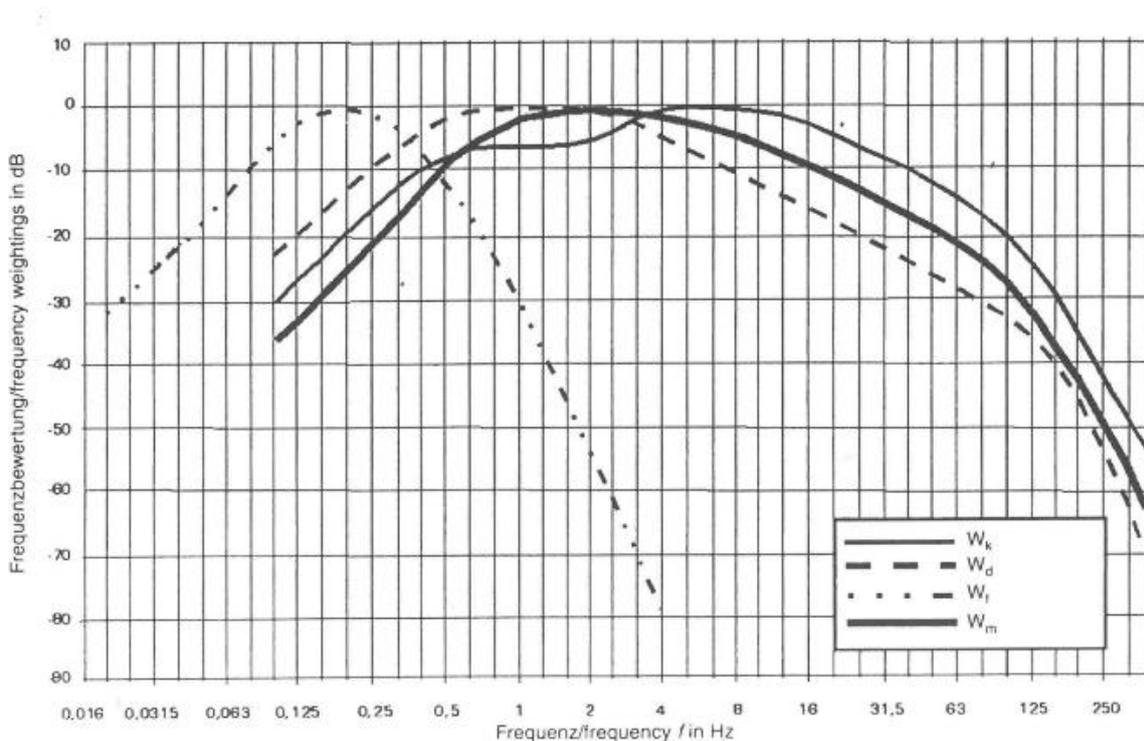


Abbildung 4: Wichtigste Frequenzbewertungskurven [21]

Weiteres wird aus dem Beschleunigungssignal $a(t)$ die frequenzbewertete Beschleunigung $a_w(t)$ unter Verwendung der jeweiligen Frequenzbewertungsfunktion aus Abbildung 4 und einer Frequenzbandbegrenzungsfunktion ermittelt. Hierbei können der Effektivwert sowie der gleitende Effektivwert bestimmt werden. [21]

Effektivwert a_{wT}

Dieser Wert der frequenzbewerteten Beschleunigung $a_w(t)$ ist der quadratische (energieäquivalente) Mittelwert.

$$a_{wT} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T a_w^2(t) dt} \quad [F1]$$

T Dauer der Messung

Gleitender Effektivwert

Dieser Wert der frequenzbewerteten Beschleunigung $a_w(t)$ ist zeitlich veränderlich und wird nach folgender Gleichung ermittelt:

$$a_{w\tau}(t) = \sqrt{\frac{1}{\tau} \int_{\xi=0}^t a_w^2(\xi) \exp\left[-\frac{\xi-t}{\tau}\right] d\xi} \quad [F2]$$

ξ Integrationsvariable (die Zeit) und

τ Integrationszeitkonstante für die gleitende Mittelung

Bei $\tau=1$ s wird üblicherweise anstelle von $a_{w\tau}(t)$ das Symbol $a_{wS}(t)$ mit S für „Slow“ verwendet.

Bei $\tau=0.125$ s wird üblicherweise anstelle von $a_{w\tau}(t)$ das Symbol $a_{wF}(t)$ mit F für „Fast“ verwendet. Im Sinne der Prävention von Gesundheitsgefährdungen infolge der Einwirkung von Ganzkörper-Schwingung wird $\tau=0.125$ s empfohlen. [21]

Schwingungsgesamtwert

Dieser Gesamtwert wird aus den frequenzbewerteten Beschleunigungen in den drei Richtungen wie folgt bestimmt:

$$a_{wv} = \sqrt{k_x^2 a_{wx}^2 + k_y^2 a_{wy}^2 + k_z^2 a_{wz}^2} \quad [F3]$$

a_{wi} Effektivwert der frequenzbewerteten Beschleunigung in i -Richtung

k_i Korrekturfaktoren für die unterschiedlichen Wirkungen der Schwingung

Mithilfe der Werte in x - und z -Richtung sowie dem Schwingungsgesamtwert kann nun die Wahrnehmung beschrieben werden (siehe Tabelle 3). Wobei die Werte k_x , k_y und k_z bei Personentransport laut VDI-Richtlinie 2057 den Wert eins annehmen. Wie bereits erwähnt, fällt der Wert in y -Richtung weg, da keinerlei Querdynamik im Modell simuliert wird. [21]

Tabelle 3: Bewertung der Effektivwerte a_{wt} [21]

Effektivwert a_{wt} in m/s^2	Beschreibung der Wahrnehmung
< 0,01	nicht spürbar
0,015	Wahrnehmungsschwelle
0,02	gerade spürbar
0,08	gut spürbar
0,315	stark spürbar
> 0,315	sehr stark spürbar

2.4 Fahrscenarien

Tabelle 4 stellt die Fahrscenarien dar, welche für die Untersuchung des Fahrkomforts relevant sind. Unter der Spalte Nr. findet man die Nummerierung der Szenarien. So ist zum Beispiel mit Szenario 1 die Beschleunigung bei Vollast gemeint. Die Art der Simulation wird dadurch definiert, ob ein bzw. kein Lastwechsel (LW) und ein bzw. kein Schaltvorgang (SV) auftritt.

Tabelle 4: Fahrscenarien zur Bewertung des Fahrkomforts

Nr.*	Fahrscenario	Art der Simulation	Variationen
1	Beschleunigung bei Vollast	LW, kein SV	Übersetzung
2	Konstante Geschwindigkeit – Schwellenüberfahrt 50 km/h	kein LW, kein SV	Fahrwerksparameter
3	Tip-in (Gas geben) 3. Gang 60-100 km/h	LW, kein SV	
4	Tip-in (Gas geben) 5. Gang 80-120 km/h	LW, kein SV	
5	Tip-out (Gas wegnehmen)	LW, kein SV	Klimakompressor zu-/abschalten
6	Motoring	kein LW, SV	Schaltzeiten
7	Ruckartiges Schalten bei Vollast	LW, SV	
8	Ruckartiges Kupplungsschließen bei Vollast	LW, SV	
9	Ruckartiges Schalten bei niedrigen Drehzahlen	LW, SV	
10	Ruckartiges Kupplungsschließen bei niedrigen Drehzahlen	LW, SV	
11	Zuschalten des Klimakompressor	kein LW, kein SV	Sprung, Rampe

Es werden bei allen elf Fahrscenarien die Beschleunigungen in x- und z-Richtung in der Sitzschiene simuliert und nach VDI-Richtlinie bewertet. Der Grund dafür, dass die Beschleunigungen in der Sitzschiene und nicht im Sitz simuliert werden, ist jener, dass im Stadium der Vorentwicklung noch kein detailliertes Wissen über die Sitzparameter (Federsteifigkeit, Dämpfungsrare) bekannt ist.

*Die Zahlen in der Spalte Nr. werden erneut in Kapitel 4 als 2. Index referenziert. So erhält man zB. für das Fahrscenario „Beschleunigung bei Vollast“ mit der Nr. 1 im Kapitel 4.1 die dazugehörigen Ergebnisse. In weiterer Folge werden die Fahrscenarien mit den Nummern tituiert. Somit steht zB. Fahrscenario 1 für das Szenario „Beschleunigung bei Vollast“.

2.4.1 Beschleunigung bei Volllast

Bei dem Fahrscenario 1 aus Tabelle 4 handelt es sich um eine Beschleunigung bei Volllast. Ein Gang ist eingelegt und es wird währenddessen kein Gangwechsel durchgeführt. Volllast bedeutet, dass ein Sprung beim Fahrpedalsensor von z.B. 0% auf 100% erfolgt.

2.4.2 Konstante Geschwindigkeit - Schwellenüberfahrt

Hierbei gelten die Bedingungen, dass das Fahrzeug mit konstanter Geschwindigkeit über ein Hindernis, in diesem Fall eine Schwelle, fahren muss. Es werden die Fahrwerksparameter wie zB. Federsteifigkeit variiert.

2.4.3 Tip-in (3. Gang 60-100 km/h)

Dieses Manöver beschreibt das ruckartige Betätigen des Fahrpedals bei konstanter Geschwindigkeit. Hierbei können die Fälle in kurzes Tip-in ($t < 0.5s$) und normales Tip-in ($t > 0.5s$) unterschieden werden. Das Fahrzeug wird im 3. Gang von 60 km/h auf 100 km/h beschleunigt.

2.4.4 Tip-in (5. Gang 80-120 km/h)

Dieses Manöver beschreibt ebenfalls das schnelle Betätigen des Fahrpedals bei konstanter Geschwindigkeit. Auch hierbei können die Fälle in kurzes Tip-in ($t < 0.5s$) und normales Tip-in ($t > 0.5s$) unterschieden werden. Das Fahrzeug wird im 5. Gang von 80 km/h auf 120 km/h beschleunigt. Entspricht im Groben dem Szenario aus Abschnitt 2.4.1, jedoch wird hier der Gang als auch die Start- und Endgeschwindigkeit vorgegeben.

2.4.5 Tip-out

Hierbei handelt es sich um das Gegenstück zu den Manövern aus 2.4.3 und 2.4.4. Das Fahrpedal wird von einem konstanten Wert > 0 ruckartig losgelassen. Es gibt keine Unterscheidung zwischen einem kurzen und normalen Tip-out. Hier wird die Auswirkung der Fahrwiderstände auf die Beschleunigungen in der Sitzschiene simuliert.

Um den Einfluss des Klimakompressors auf die Beschleunigungen in der Sitzschiene zu erhalten, wird dieser beim Tip-out mit unterschiedlichen Leistungen zugeschalten.

2.4.6 Motoring

Dieses Szenario beschreibt das Reduzieren der Fahrzeuggeschwindigkeit durch herunterschalten der Gänge mit Hilfe der Motorbremswirkung.

Hierbei werden die Schaltzeiten variiert und die Beschleunigungen vor dem Schalten und während des Schaltvorganges bewertet.

2.4.7 Ruckartiges Schalten bei Volllast

Die Dauer des Schaltvorganges ist zum größten Teil abhängig von der Schließdauer der Kupplung. Hierbei wird die Ansprechdauer des Fahrpedals sowie die Dauer des Kupplungsschließens während einer Volllastbeschleunigung variiert und die auftretenden Beschleunigungen während des Vorganges werden bewertet. Beginn des Vorganges findet bei Verminderung des Fahrpedals von 100% statt und beendet wird dieser sobald das Fahrpedal erneut 100% erreicht hat.

2.4.8 Ruckartiges Kupplungsschließen bei Volllast

Wie bereits in Abschnitt 2.4.7 erwähnt, ist das Kupplungsschließen ausschlaggebend für die Schwingungen. Die Kupplung wird auch hier mit unterschiedlichen Schließzeiten während einer Volllastbeschleunigung geschlossen und die auftretenden Beschleunigungen während des Vorganges werden bewertet. Start des Vorganges wird bei Beginn des Kupplungsschließens gewählt und das Ende, wenn die Differenz der beiden Drehzahlen gleich null ist.

2.4.9 Ruckartiges Schalten bei niedrigen Drehzahlen

Im Prinzip entspricht dieses Szenario dem in Abschnitt 2.4.7, jedoch wird der Vorgang nicht während einer Volllastbeschleunigung, sondern bei einer Fahrpedalstellung von 50% durchgeführt.

2.4.10 Ruckartiges Kupplungsschließen bei niedrigen Drehzahlen

Auch bei diesem Szenario beträgt die Fahrpedalstellung 50%, ansonsten ist es mit dem Szenario in Abschnitt 2.4.8 ident.

2.4.11 Zuschalten des Klimakompressor

Während das Fahrzeug mit konstanter Last betrieben wird, schaltet sich der Klimakompressor zu. Hierbei wird unterschieden ob er mittels Sprung oder einer Rampe zugeschalten wird.

2.5 Modellkomponenten und Detaillierungsgrade

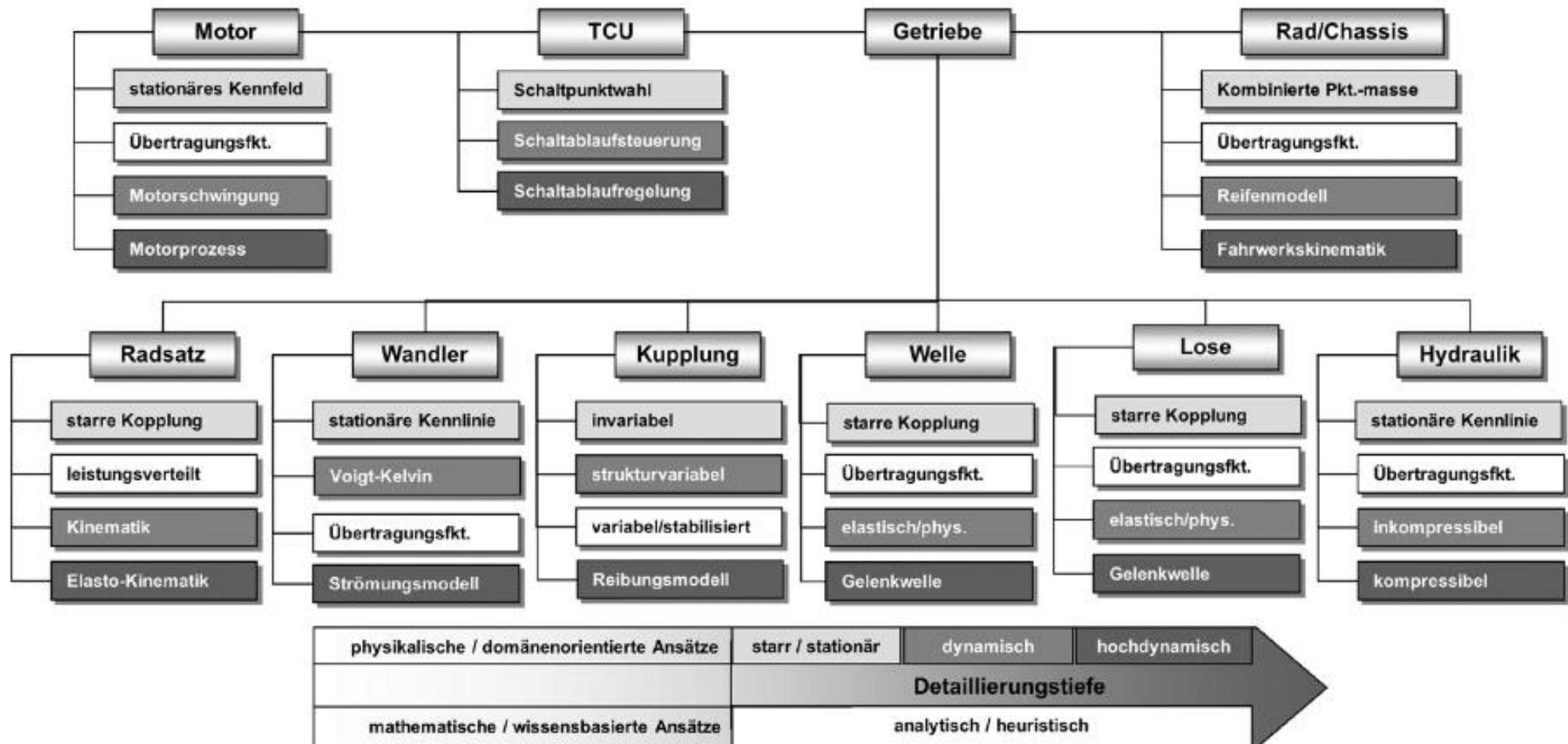


Abbildung 5: Übersicht der Komponentenmodelle für Fahrbarkeitsbewertungen [15]

Abbildung 5 stellt eine Übersicht der Komponentenmodelle und deren Detaillierungsgrade dar. Da Matthies [4] diese Aufstellung für ein Fahrzeug mit Automatikgetriebe erstellt hat, fallen die folgenden Komponenten im Rahmen dieser Arbeit weg:

- Getriebesteuergerät (TCU - Traction control unit) → es ist nicht die Aufgabe in dieser Arbeit, sich Schaltstrategien zu überlegen
- Wandler (wird bei Automatikgetrieben als Anfahrerelement benötigt)
- Hydraulik (bezieht sich auf den Wandler)

Jedoch ergeben sich bei den restlichen Komponenten Erweiterung, da es sich beim betrachteten Fahrzeug um einen turboaufgeladenen 1,6l Ottomotor mit manueller Schaltung und Klimaanlage handelt.

Matthies [4] unterteilt die Fahrszenarien in folgende Kategorien, um die Rechenzeit je Modell zu verkürzen, da einige Vereinfachungen getroffen werden können.

- Simulation von Lastwechseln
- Simulation von Schaltabläufen

2.5.1 Simulation von Lastwechseln:

Hierbei werden folgende Eigenschaften berücksichtigt:

- Elastizitäten des Antriebsstranges
- Trägheit der Gangstufen
- Anlagewechsel in den Losen, bei Nulldurchgang des Antriebsmomentes

Vereinfachungen:

- Radsatz des Getriebes wird als starre Kopplung angenommen. Diese Annahme darf getroffen werden, da Steifigkeiten und Spiele auf die Schwingungen keinen Einfluss unterhalb von 10 Hz haben [11].

Tabelle 5 gibt eine Übersicht über die verwendeten Ansätze für die Komponenten des Antriebsstranges für den Fall, dass ein Lastwechsel simuliert wird.

Tabelle 5: Anforderungen an die Komponenten eines Modells zur LW-Untersuchung [15]

Modellkomponente	Anforderung	Ansatz
Verbrennungsmotor	dynamisches Reaktionsverhalten	Mittelwertmodell Abschnitt 2.5.1.1
Drehmomentenwandler	dynamisches Reaktionsverhalten	Kennlinienmodell Abschnitt 2.5.1.2
Radsatz	keine Betrachtung des Gangwechsels	variable Übersetzungsstufe Abschnitt 2.5.1.3
Kupplungen	kein Gangwechsel, keine Leistungsverzweigung	Keine Anforderung
Wellen	dynamisches Reaktionsverhalten	Übertragungsfunktion Abschnitt 2.5.1.4
Hydraulik	keine Schaltkupplungen	keine Anforderung
Getriebesteuerung	Auswahl des passenden Ganges	Schaltdiagramm Abschnitt 2.5.1.5
Lose	Verdrehwinkel nicht relevant, keine Spitzen	Proportionalmodell Abschnitt 2.5.1.6
Rad, Fahrwerk, Chassis	dynamisches Reaktionsverhalten	Fahrwerk und Aufbaubewegung Abschnitt 2.5.1.7

2.5.1.1 Verbrennungsmotor – Ansatz: Mittelwertmodell

Hierbei kommt es zum Einsatz eines Motorkennfeldes. Mit den Parameter Fahrpedalwinkel und Drehzahl wird ein Motordrehmoment ermittelt. Es ist darauf zu achten, dass der Motor neben einem positiven Drehmoment auch ein negatives Moment infolge von innerer Reibung zwischen den Bauteilen aufbringen kann. Die Trägheiten des Motors müssen in der Momentenbilanz berücksichtigt werden. Somit ergibt sich der folgende Ansatz für das Kupplungseingangsmoment:

$$M_M = M_{MotKf} - J_M \ddot{\varphi}_M \quad [F4]$$

- M_M übertragenes Motormoment in Nm
- M_{MotKf} Motormoment aus Kennfeld in Nm
- J_M Trägheitsmoment Motor in kgm²
- $\ddot{\varphi}_M$ Winkelbeschleunigung Kurbelwelle in 1/s²

Dieser Ansatz wird auch für die Modellbildung in Kapitel 3 gewählt, aber wird um eine Verzögerungsglied 1. Ordnung erweitert, um das Ansprechverhalten des Motors zu simulieren. Das Verzögerungsglied 1. Ordnung wird in Kapitel 3 genauer beschrieben.

2.5.1.2 Drehmomentwandler – Ansatz: Kennlinienmodell

Dieser Modellansatz wird interessenshalber beschrieben, aber in weitere Folge nicht betrachtet, da das betrachtete Fahrzeug ein Handschalter ist und somit keinen Drehmomentenwandler benötigt. Im Wandler findet eine strukturelle Auftrennung des Antriebstranges statt, aufgrund der Wandlung von mechanischer in hydraulische und zurück in mechanische Energie. Somit verfügt das Modell eine Eingangs- und Ausgangsseite, die mit Hilfe der charakteristischen Kennlinie aus Abbildung 6 gekoppelt werden. Auf der Ordinate wird das Drehmomentenverhältnis μ des Turbinen- und Pumpenmoments und auf der Abzisse das Drehzahlverhältnis v der Turbinen- und Pumpendrehzahl aufgetragen. Die durchgehende Kennlinie ist der Wandlerkapazitätsfaktor k , welcher sich aus dem Verhältnis des Pumpenmomentes zum Quadrat der Referenzdrehzahl ergibt. [15]

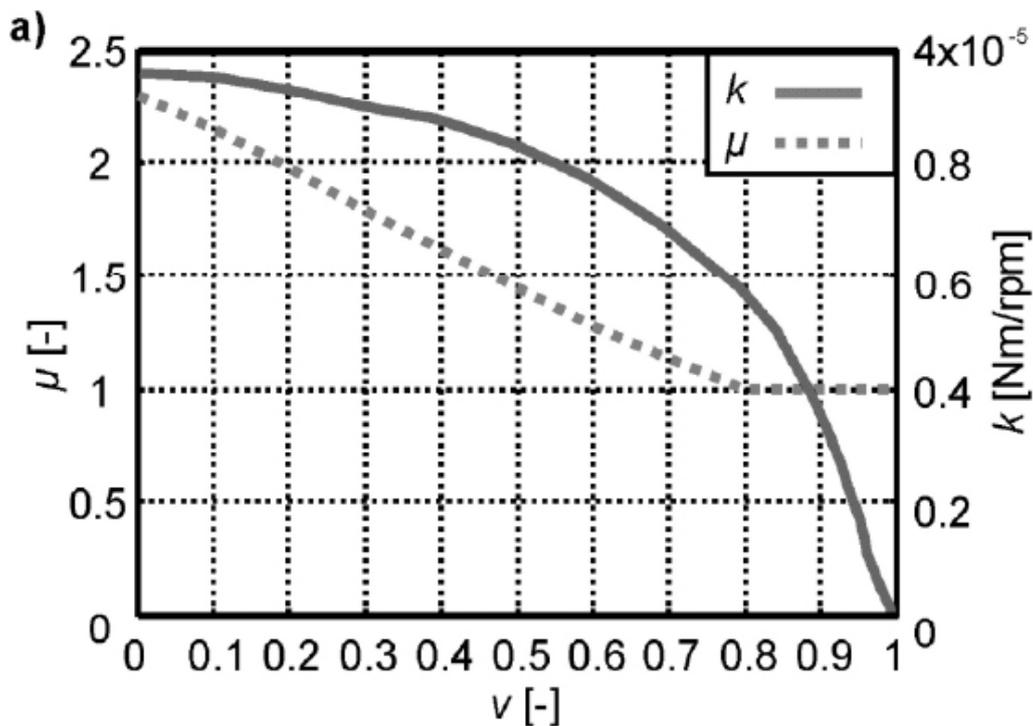


Abbildung 6: Charakteristische Kennlinien [4]

Die Kennliniendarstellung liefert eine ausreichende Detaillierungstiefe und findet in der Praxis häufig Anwendung. Da es sich bei dem Modell um ein Fahrzeug mit Schaltgetriebe handelt, wird der Drehmomentenwandler nicht simuliert.

2.5.1.3 Radsatz – Ansatz: variable Übersetzungstufe

Mithilfe des Eingangsdrehmomentes der Übersetzung und den Trägheiten der einzelnen Gangstufen kann das Ausgangsdrehmoment berechnet werden, wie in Formel F5 dargestellt. Wobei das Lastmoment $J_{res}\ddot{\phi}_D$ abgezogen werden muss. Dieser Ansatz erfordert die Annahme eines eingelegten Ganges und wird für die Modellbildung in Kapitel 3 herangezogen. [15]

$$M_G = M_K i_G - J_{res} \ddot{\varphi}_D \quad [F5]$$

mit $J_{res} = i_G^2 J_{G1} + J_{G2} \quad [F6]$

M_G	Drehmoment am Getriebeausgang in Nm
M_K	Drehmoment der Kupplung in Nm
J_{G1}	Trägheitsmoment Antriebsseite in kgm ²
J_{G2}	Trägheitsmoment Abtriebsseite in kgm ²
J_{res}	Resultierendes Trägheitsmoment in kgm ²
$\ddot{\varphi}_D$	Winkelbeschleunigung Ausgangswelle in 1/s ²
i_G	Übersetzungsverhältnis

2.5.1.4 Wellen – Ansatz: Übertragungsfunktion

Die Übertragungsfunktion beschreibt das torsionselastische Verhalten der Welle mit Hilfe eines Verzögerungsgliedes 2. Ordnung und ist gegeben durch:

$$G_{(s)} = \frac{1}{T^2 s^2 + 2DTs + 1} \quad [F7]$$

mit der Zeitkonstante T: $T = \frac{1}{\omega_0}$ und der Winkelgeschwindigkeit ω_0 : $\omega_0 = \sqrt{\frac{c}{J_{ein} + J_{aus}}}$

und dem Dämpfungsmaß D: $D = \frac{d}{2(J_{ein} + J_{out})}$

c	Torsionssteifigkeit in Nm/rad
d	Dämpfungskoeffizient in Nms/rad
s	komplexe Frequenzvariable
J_{ein}	Trägheitsmoment Eingang in kgm ²
J_{aus}	Trägheitsmoment Ausgang in kgm ²

Für diesen Ansatz wurde sich auch für die Modellbildung in Kapitel 3 entschieden.

2.5.1.5 Getriebesteuerung – Ansatz: Schaltdiagramm

Hierbei handelt es sich um ein Kennfeld, bei dem die Schaltpunkte für Hoch- und Runterschalten, in Abhängigkeit von Fahrpedalstellung und Fahrgeschwindigkeit oder der Getriebeausgangsdrehzahl, festgelegt sind. Um die sogenannten Pendelschaltungen zu vermeiden, muss eine gewisse Schalthysterese gewährleistet werden. Es werden die Schaltungen: Zug-Hoch, Schub-Hoch, Schub-Rück und Zug-Rück unterschieden. Da dieser Ansatz für eine Schaltstrategie für Automatikgetriebe gilt, wird dieser nicht weiter berücksichtigt. [15]

2.5.1.6 Lose – Ansatz: Physikalisches Modell

Hierbei wird das Flankenspiel berücksichtigt indem ein zusätzlicher Winkel φ_b eingeführt wird, der die Position innerhalb des Spiels beschreibt.

Das Drehmoment M wird wie folgt berechnet:

$$M = c(\varphi - \varphi_b) + d(\dot{\varphi} - \dot{\varphi}_b) \quad [F8]$$

- c Torsionssteifigkeit in Nm/rad
 d Dämpfungskoeffizient in Nms/rad

Wobei die Winkelgeschwindigkeiten $\dot{\varphi}$ mit folgenden Zusammenhang beschrieben werden können:

$$\dot{\varphi}_b = \begin{cases} \max(0, \dot{\varphi} + \frac{c}{d(\varphi - \varphi_b)}, \text{für } \varphi_b = -\alpha \\ \dot{\varphi} + \frac{c}{d(\varphi - \varphi_b)}, \text{für } |\varphi_b| < \alpha \\ \min(0, \dot{\varphi} + \frac{c}{d(\varphi - \varphi_b)}, \text{für } \varphi_b = \alpha \end{cases} \quad [F9]$$

mit dem halben Verdrehwinkel $\alpha = \frac{1}{2}\varphi$ [15]. Da dies keine ausschlaggebende Auswirkung auf die Komfortbewertung hat, wurden die Lose nicht berücksichtigt.

2.5.1.7 Rad, Fahrwerk und Chassis

Rad – Ansatz: Reifenmodell

Laut Matthies [15] spielt das Reifenverhalten für den fahrbarkeitsrelevanten Frequenzbereich eine untergeordnete Rolle, da man sich im stabilen Bereich befindet. Daher werden bei Matthies [15] keine Ansätze für den Reifen-Fahrbahn-Kontakt modelliert und der Zusammenhang mittels eines konstanten Reibbeiwertes angegeben. Im Rahmen dieser Arbeit wird dieser Kontakt jedoch berücksichtigt und in Abschnitt 3.7 beschrieben.

Chassis und Fahrwerk – Ansatz: Fahrwerk und Aufbaubewegung

Matthies [15] schlägt für die Lastwechseluntersuchung vereinfacht vor, dass die Elastizitäten der Radaufhängung, der Federung und des Fahrzeugaufbaus, als Übertragungsfunktion abgebildet werden. In der Übertragungsfunktion G_{Ch} werden somit die Elastizitäten zusammengefasst. Es ergibt sich nun folgende Gleichung für den hochdynamischen Anteil der Fahrzeugbeschleunigung \ddot{x}_{HD} , welche von der Zugkraft F_x abhängig ist.

$$\ddot{x}_{HD} = G_{Ch}F_x \quad [F10]$$

Nun kann aus der Summe der Fahrzeugbeschleunigung \ddot{x} und dem hochdynamischen Anteil \ddot{x}_{HD} die resultierende Fahrzeugbeschleunigung \ddot{x}_{Fzg} aufgestellt werden.

$$\ddot{x}_{Fzg} = \ddot{x} + \ddot{x}_{HD} \quad [F11]$$

Eingesetzt in die Bewegungsgleichung in x-Richtung ergibt sich somit folgende Gleichung:

$$\ddot{x}_{Fzg} = \frac{1}{m_{Fzg}} (F_x - W_L - W_S - F_{Roll}) + G_{Ch}F_x \quad [F12]$$

- W_L Luftwiderstand in N
 W_S Steigwiderstand in N
 F_{Roll} Rollwiderstand in N
 m_{Fzg} Fahrzeugmasse in kg

Für die Modellbildung in Abschnitt 3 wird jedoch ein anderer Ansatz herangezogen, da in der Vorentwicklung der hochdynamische Anteil noch nicht bekannt ist. Der gewählte Ansatz wird in Abschnitt 3.7 beschrieben.

2.5.2 Simulation von Schaltabläufen

Anforderungen an die Modellkomponenten und die verwendeten Modellansätze für Schaltablauf sind in Tabelle 6 aufgelistet.

Tabelle 6: Anforderungen an die Komponenten eines Modells für Schaltabläufe [15]

Modellkomponente	Anforderung	Ansatz
Verbrennungsmotor	dynamisches Reaktionsverhalten	Mittelwertmodell Abschnitt 2.5.1.1
Drehmomentenwandler	dynamisches Reaktionsverhalten	Kennlinienmodell Abschnitt 2.5.1.2
Radsatz	exakte Stützmomente	strukturvariable Übersetzungsstufe Abschnitt 2.5.2.1
Kupplungen	exakter Schließvorgang	strukturell invariabler Modellansatz Abschnitt 2.5.2.2
Hydraulik	Kupplungsfüllverhalten abgebildet	inkompressibles Zylindermodell Abschnitt 2.5.2.3
Wellen	dynamisches Reaktionsverhalten	Übertragungsfunktion Abschnitt 2.5.1.4
Rad, Fahrwerk, Chassis	dynamisches Reaktionsverhalten	Fahrwerk und Aufbauabewegung Abschnitt 2.5.1.7

Die Ansätze für den Verbrennungsmotor, die Wellen, den Drehmomentenwandler und Rad, Fahrwerk, Chassis, sind bereits in Abschnitt 2.5.1 erklärt worden. Für die Berücksichtigung von Schaltabläufen muss der Radsatz und auch die Kupplung detaillierter dargestellt werden.

2.5.2.1 Radsatz – Ansatz: strukturvariable Übersetzungsstufe

Strukturvariabel bedeutet, dass für dieses Modell eine Unterscheidung von „offen“ und „geschlossen/synchronisiert“ erfolgt. Hierbei wird das Synchronisierungsmoment M_{sync} berücksichtigt, dass eine Synchronisierung der Drehzahlen herbeiführt [15].

$$\dot{\varphi}_1 = \frac{M_K - M_{sync} \text{sign} \Delta \varphi}{J_1} \quad [F13]$$

$$M_G = \dot{\varphi}_2 J_2 + M_{sync} \text{sign} \Delta \varphi \quad [F14]$$

Das Ausgangsdrehmoment im geschlossenen Zustand wird gleich berechnet, wie im Abschnitt 2.5.1.3 besprochen.

M_G	Drehmoment am Getriebeausgang in Nm
M_K	Drehmoment der Kupplung in Nm
M_{sync}	Synchronisierungsmoment in Nm
J_1	Trägheitsmoment Antriebsseite in kgm ²
J_2	Trägheitsmoment Abtriebsseite in kgm ²
$\ddot{\varphi}_1$	Winkelbeschleunigung Eingangswelle in 1/s ²
$\ddot{\varphi}_2$	Winkelbeschleunigung Ausgangswelle in 1/s ²
$\Delta\dot{\varphi}$	Differenz der Winkelgeschwindigkeiten in 1/s ²

Obwohl hier ein strukturvariabler Ansatz vorgeschlagen wird, wird der einfache Ansatz aus Abschnitt 2.5.1.3 gewählt, da im Stadium der Vorentwicklung noch kein detailliertes Wissen über den Radsatz vorhanden ist.

2.5.2.2 Kupplung – Ansatz: strukturell invariabler Modellansatz

Mit einfachen Ansätzen kann die Kupplung nicht genau simuliert werden, da die Solver Probleme haben, diese Gleichung zu lösen. Im Fall, dass die Kupplung schließt, bewegen sich die Drehzahlen durch Wirkung des Gleitmomentes aufeinander zu. Die Wahrscheinlichkeit, dass genau der Punkt $\Delta\dot{\varphi}_K = 0$ (Differenz der Kupplungsdrehzahlen ist null) getroffen, ist sehr gering. Daher wird nun die Änderung der Schlupfrichtung und damit die Wirkungsrichtung des kapazitiven Momentes berücksichtigt, welche in weiterer Folge zu einer Schlupfrichtungsumkehr führt. Das System schwingt nun um den Haftzustand, ohne ihn zu erreichen. Grundsätzlich ist dieses System nicht instabil, jedoch können bei komplexeren Systemen Instabilitäten auftreten. Um diese zu vermeiden wird die stetig differenzierbare Sigmoid-Funktion eingeführt, wobei darauf zu achten ist, dass die Dämpfung D kleiner 0 sein muss. [15]

$$\Sigma(x) = \frac{1}{e^{Dx+1}} + \frac{-1}{e^{-Dx+1}} \quad [F15]$$

Wendet man nun die Sigmoid-Funktion für den Drehzahlübergang mit

$$M_K = M_{Kup} \Sigma(\Delta\dot{\varphi}_K) \quad [F16]$$

an, stellt sich nun für den Fall, dass der Schlupf gegen Null geht ($\Delta\dot{\varphi}_K \rightarrow 0$) das Gleichgewicht

$$M_M = M_{Kup} \Sigma(\Delta\dot{\varphi}_K \rightarrow 0) = M_K \quad [F17]$$

M_M	Motormoment in Nm
M_{Kup}	kapazitive Kupplungsmoment in Nm
D	Dämpfung
$\Delta\dot{\varphi}_K$	Differenz der Winkelgeschwindigkeiten 1/s ²

ein. Der Kupplungsschlupf ist in diesem Fall zwar ungleich 0, jedoch stimmt die Drehmomentenbilanz und auch die Winkelbeschleunigungen der Kupplungsseiten sind für den gleichmäßig beschleunigten Fall identisch. Für die Modellbildung in Kapitel 3 wird sich jedoch für einen anderen Ansatz zur Modellierung der Kupplung entschieden, welcher in

Abschnitt 3.3 beschrieben wird, da es sich hierbei um nicht-physikalischen Daten handelt, die in der Vorentwicklung noch nicht bekannt sind.

2.5.2.3 Hydraulik – Ansatz: inkompressibles Zylindermodell

Auch dieser Ansatz wird für spätere Erweiterung der Vollständigkeit halber beschrieben und in weiterer Folge nicht mehr berücksichtigt, da keine Hydraulikkomponenten simuliert werden. Der Kupplungszyylinder weist die folgenden drei Betriebsbereiche auf, welche durch die unterschiedliche Höhe der Flüssigkeitssäule definiert werden:

- (1) Vorfüllbereich $0 < x < x_0$ wobei $x_0 = V_0/A_{cyl}$
- (2) Verstellbereich $x_0 < x < x_{KP}$
- (3) Anpressbereich $x_{KP} < x < x_{max}$

Die Höhe x_{KP} bezeichnet den sogenannten Kisspoint an dem die Lamellenpakete in Kontakt stehen. Der Kupplungsweg $x(t)$ ist abhängig von der Zeit und wird wie folgt ermittelt:

$$x(t) = x(t_0) + \frac{1}{A_{cyl}} \int_0^t \dot{V}(\tau) \cdot d\tau \quad [F18]$$

Wird das Lamellenpaket als verhältnismäßig steife Feder mit der Steifigkeit c_{Lam} beschrieben, ergibt sich für die Kupplungskraft F_K je nach Betriebsbereich:

$$F_K = \left\{ \begin{array}{ll} 0 & (1) \\ F_F(x) & (2) \\ F_F(x) + F_{Lam}(x) & (3) \end{array} \right\}$$

mit $F_{Lam}(x) = c_{Lam} \cdot x$

In weiterer Folge kann nun der Zylinderdruck p_{Zyl} berechnet werden.

$$p_{Zyl} = \frac{F_K}{A_{cyl}} \quad [F19]$$

Somit wurden nun alle Ansätze für die Komponenten für Lastwechsel und Schaltvorgänge vorgestellt. Da es Ziel dieser Arbeit ist, kombinierte Vorgänge, also solche mit Lastwechsel und Schaltvorgängen durchzuführen, werden die Ansätze der Komponenten mit dem höchsten Detaillierungsgrad herangezogen bzw. neue Ansätze gewählt, die in Kapitel 3 beschrieben werden.

2.5.3 Einfluss der Komponenten auf den Fahrkomfort

Aus der folgenden Tabelle 7 ist ersichtlich, welche Komponenten des Antriebsstranges bei den unterschiedlichen Fahrscenarien welchen Einfluss haben. Daraus resultiert, dass der Motor bei allen Szenarien Einfluss auf den Fahrkomfort hat.

Tabelle 7: Einfluss der Komponenten auf die Fahrscenarien [15]

Einfluss der Komponenten Fahrscenario (Nr.)	VKM	M- Wandler	Radsatz manuell	CVT autom.	Kupplung	Wellen	Rad, Fahrwerk, Chassis	Neben- aggregat
1: Beschleunigung bei Vollast	++	-	+	-	-	++	+	++
2: Schwellenüberfahrt v=50 km/h	+	-	-	-	-	+	++	+
3: Tip-in (Gas geben) 3. Gang 60-100 km/h	++	-	-	-	-	+	-	++
4: Tip-in (Gas geben) 5. Gang 80-120 km/h	++	-	-	-	-	+	-	++
5: Tip-out (Gas wegnehmen)	+	-	+	-	-	+	-	++
6: Motoring	++	++	++	+	++	+	-	+
7: Ruckartiges Schalten bei Vollast	++	++	++	++	++	++	-	-
8: Ruckartiges Kupplungsschließen bei Vollast	++	++	-	-	++	-	-	-
9: Ruckartiges Schalten bei niedrigen Drehzahlen	++	++	++	++	++	++	-	-
10: Ruckartiges Kupplungsschließen bei niedrigen Drehzahlen	++	++	-	-	++	-	-	-
11: Zuschalten des Klimakompressor	++	-	-	-	-	+	+	++

++ großer Einfluss auf Komfort

+ mäßiger Einfluss auf Komfort

- geringer Einfluss auf Komfort

3. Modellbildung

Für die Modellbildung wird ein Längsdynamikmodell mit einem Hub-/Nickmodell gekoppelt. Da es sich hierbei um eine Vorwärtssimulation handelt, regelt der Fahrer mit Hilfe des Fahrpedals, Kupplungspedals und der Gangschaltung das Fahrzeug. In der folgenden Abbildung 7 wird der Aufbau dargestellt.

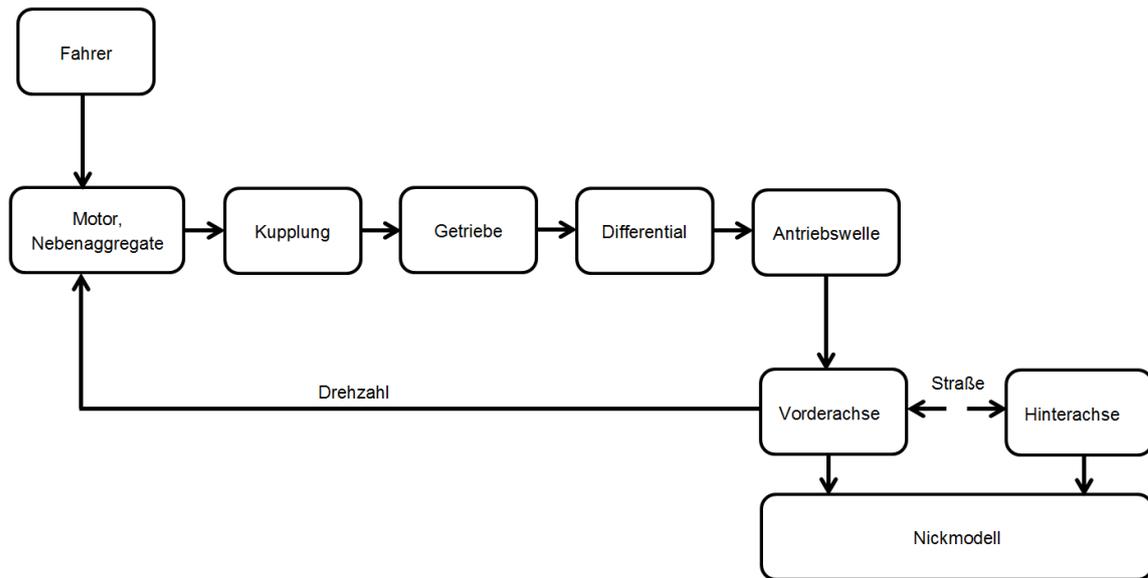


Abbildung 7: Modellaufbau

Hingegen wird ein Rückwärtsmodell z.B. für die Simulation des Kraftstoffverbrauchs verwendet. Hierbei wird von hinten nach vorne zurückgerechnet, dies bedeutet von den Reifen zum Motor.

Dieses Kapitel soll nun eine Übersicht über die tatsächlich verwendeten Ansätze für die Modellkomponenten geben. Die Ansätze, die in Kapitel 2 beschrieben wurden, wurden teilweise übernommen bzw. durch jene, die für die Anforderungen im Rahmen der Masterarbeit besser gerecht werden, ersetzt

3.1 Fahrermodell

Der Fahrer wurde als Zustandsautomat modelliert. Je nach Fahrscenario wird der Befehl zum Schalten durch Überschreiten einer bestimmten Geschwindigkeit bzw. durch überschreiten der Drehzahl bei maximaler Leistung ausgelöst. Wird keine der beide Schwellen überschritten, findet somit auch kein Schaltvorgang statt. Abbildung 8 zeigt schematisch die Abfolge eines Schaltvorganges.

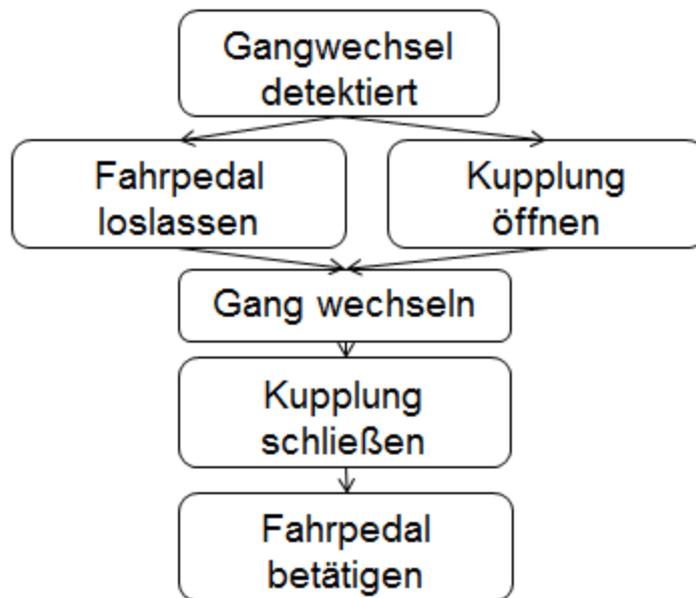


Abbildung 8: Fahrermodell

Sobald die Schwelle (max. Drehzahl bzw. Geschwindigkeit) überschritten wird, bekommt das Fahrpedal den Befehl auf die Position Fahrpedalstellung $\alpha=0^\circ$ zu gehen und das Kupplungspedal den Befehl die Kupplung zu öffnen ($k_{12}=0$). Um Pendelschaltungen zu vermeiden, wurde zusätzlich eine Zeitverzögerung von 1 s implementiert. Wird das Kriterium $\alpha < 0.1^\circ$ und $k_{12}=0$ erfüllt, wird der Gangwechsel vollzogen. Danach bekommt die Kupplung den Befehl sich zu schließen. Sobald die Differenz der Drehzahlen Null ist, wird die Fahrpedalstellung auf den vom Fahrer gewählten Wert gebracht.

3.2 Motor und Nebenaggregate

Da zumeist in der Vorentwicklung kein vollständiges Motorkennfeld vorhanden ist, wird der Motor mit Hilfe einer Volllastkennlinie und Schleppkurve eines herkömmlichen 1,6l Turbo-Ottomotor, welche in Abbildung 9 dargestellt sind, simuliert. Als Ansatz wurde das Mittelwertmodell gewählt, dass bereits in Abschnitt 2.5.1.1 beschrieben wurde.

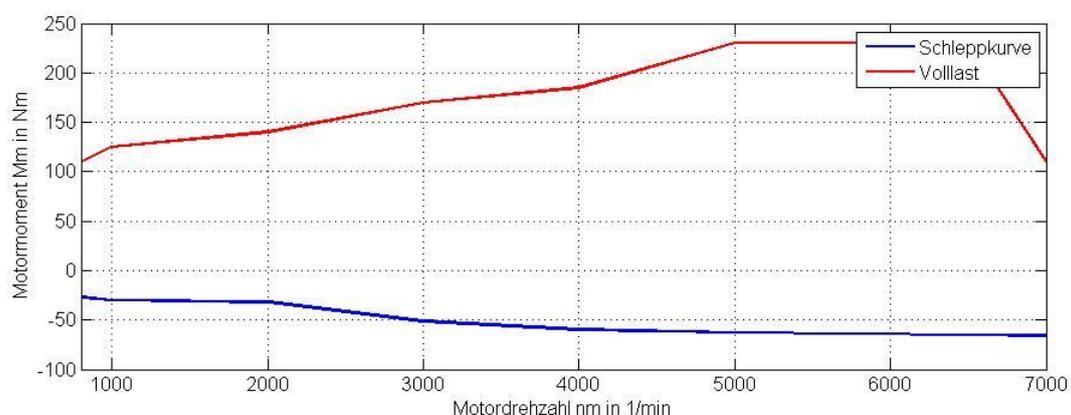


Abbildung 9: Motorkennlinien

Um das Ansprechverhalten des Motors zu simulieren wurde ein Verzögerungsglied 1. Ordnung verwendet, dass mit der folgenden Übertragungsfunktion $G_{(s)}$ beschrieben wird:

$$G_{(s)} = \frac{V}{1+sT} \quad [F20]$$

V Verstärkungsfaktor
 T Zeitkonstante ($T>0$)

Weiters wurde ein PI-Regler als Leerlaufregler erstellt, sodass die Drehzahl zu Beginn auf ungefähr 800 U/min geregelt wird. Für den PI-Regler gilt folgende Übertragungsfunktion $G_{(s)}$:

$$G_{(s)} = K_P \left(1 + \frac{1}{T_N s}\right) \quad [F21]$$

K_P Proportionalitätsbeiwert
 T_N Nachstellzeit

Der Einfluss des Abgasturboladers wird im Rahmen dieser Arbeit nicht simuliert, da hierfür ein vollständiges Motorkennfeld vorhanden sein muss. Der Generator wurde ebenfalls nicht betrachtet, da dieser zu keinen fahrbarkeitsrelevanten Einflüssen führt.

Der Klimakompressor wird in den Fahrscenarien 5 und 11 zugeschaltet, um den Einfluss der Momentenerhöhung auf die Schwingungen darzustellen.

3.3 Kupplung

Das Kupplungsmodell wurde nach Zanasi [23] aufgebaut. Hierbei handelt es sich um ein dynamisches Modell mit Torsionsdämpfer und –feder.

Es wird zwischen den beiden Fällen unterschieden:

- $\omega_1 = \omega_2$ Kupplung ist geschlossen
- $\omega_1 \neq \omega_2$ Kupplung ist nicht geschlossen

Im ersten Fall hat die Kupplungseingangsdrehzahl ω_1 denselben Wert, wie die Kupplungsausgangsdrehzahl ω_2 . Im zweiten Fall hingegen unterscheiden sich die Drehzahlen. In Abbildung 10 sind die beiden Fälle mit den dazugehörigen Modellansätzen dargestellt.

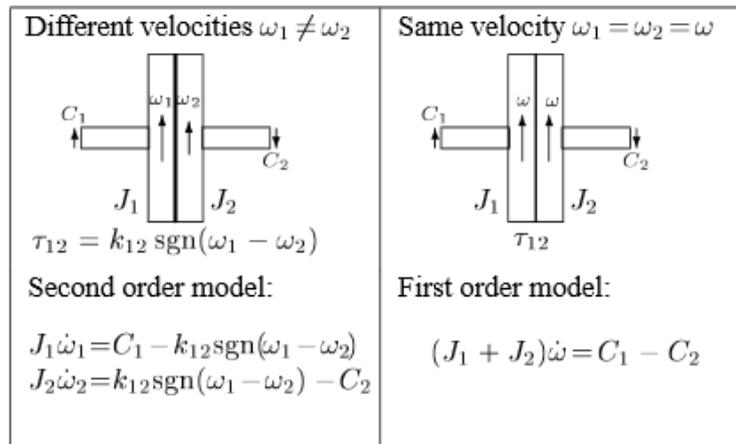


Abbildung 10: Kupplung [23]

- C_1 Kupplungseingangsmoment in Nm
- C_2 Kupplungsausgangsmoment in Nm
- J_1 Trägheitsmoment Kupplungseingangsseite in kgm^2
- J_2 Trägheitsmoment Kupplungsausgangsseite in kgm^2
- k_{12} Coulombscher Reibungskoeffizient in Nm
- $\dot{\omega}_1$ Winkelbeschleunigung Kupplungseingang in rad/s^2
- $\dot{\omega}_2$ Winkelbeschleunigung Kupplungsausgang in rad/s^2

Mit Hilfe dieser Ansätze kann nun das Kupplungsmodell aufgebaut und implementiert werden. Da es sich hierbei um ein komplexes Bauteil handelt, wurde ein bereits aufgebautes Kupplungsmodell in das Modell implementiert und die Parameter auf das Problem abgeändert.

3.4 Getriebe

Mit Hilfe des Fahrermodells wird der Gang vorgegeben und daraus resultieren die Übersetzung und das Trägheitsmoment des jeweiligen Ganges. Auf das Synchronisationsmoment sowie Flankenspiel wurde im Rahmen dieser Arbeit nicht eingegangen, da dafür bereits fundiertes Wissen über das Getriebe vorhanden sein muss. Somit wird der Ansatz „variable Übersetzungsstufe“ aus Kapitel 2.5.1.3 gewählt. Als weitere Vereinfachung wurde angenommen, dass der Getriebewirkungsgrad 100% beträgt.

Abbildung 11 zeigt die Getriebeübersetzungen und die Trägheiten der Antriebsseite im jeweiligen Gang. Wobei anzumerken ist, dass die Übersetzungen mit steigendem Gang sinken und sich die Trägheiten der Antriebsseite mit steigendem Gang erhöhen. Für die Trägheiten der Abtriebsseite wird ein konstanter Wert von 40 kgm^2 angenommen.

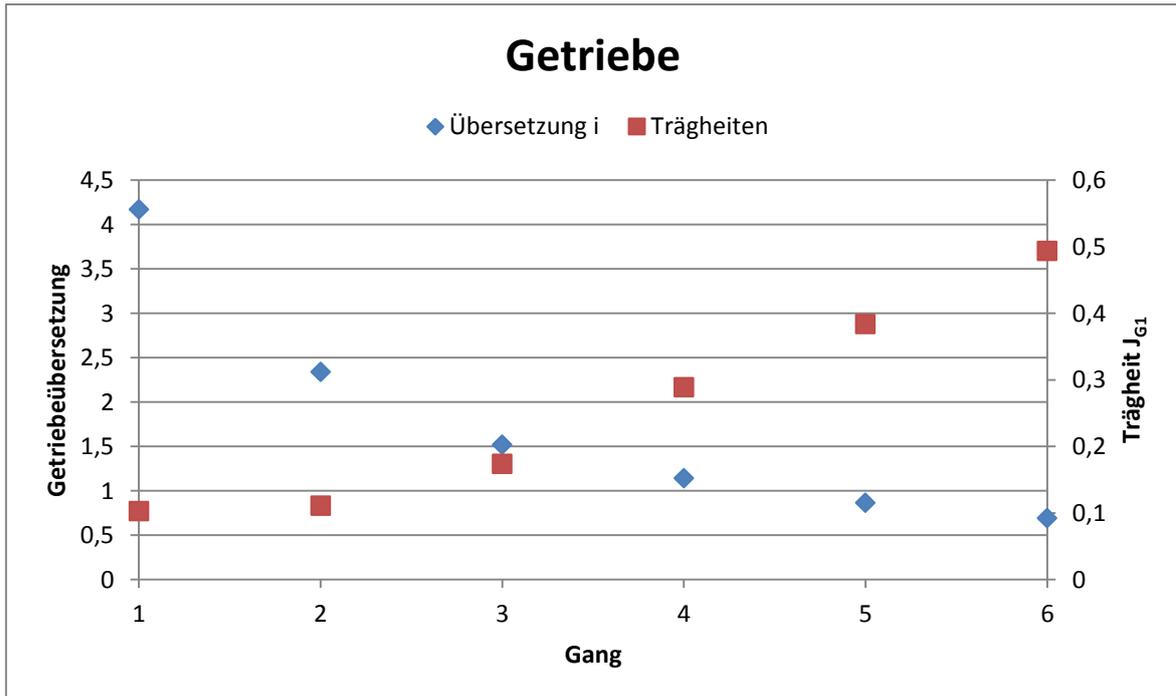


Abbildung 11: Getriebeübersetzung und Trägheiten

s3.5 Achsdifferenzial

Das Differenzial wird mit konstanter Übersetzung i_D von 4,06 und einer Momentenverteilung von 50% dargestellt. Somit wird das Differenzialausgangsmoment M_D in Abhängigkeit des Getriebeausgangsmomentes M_G wie folgt berechnet.

$$M_D = \frac{i_D M_G}{2} \quad [F22]$$

3.6 Antriebswelle

Die Antriebswelle wurde, wie bereits im Kapitel 2.5.1.6 beschrieben, mit Hilfe einer Übertragungsfunktion, welche ein Verzögerungsglied 2. Ordnung ist, simuliert.

3.7 Vorderachse

Da es sich bei dem simulierten Fahrzeug um ein Fahrzeug mit reinem Vorderradantrieb handelt, wird das Drehmoment nur auf die Vorderachse übertragen. Das Modell wurde dabei so aufgebaut, dass aus dem Drallsatz am Vorderreifen die Winkelbeschleunigung und nach anschließender Integration die Winkelgeschwindigkeit des Rades ermittelt werden kann.

Impulsgleichung Vorderrad um y-Achse:

$$J_R \ddot{\phi}_R = M_{AV} + F_{RollV} r_R - F_{xV} r_R \quad [F23]$$

J_R	Trägheit Rad kgm ²
$\ddot{\phi}_R$	Winkelbeschleunigung Rad in rad/s ²
M_W	Antriebsmoment am Rad in Nm
F_{RollV}	Rollwiderstand vorne in N
F_{xV}	Reifenlängskraft in N
r_R	Effektiver Reifenradius in m

In weiterer Folge wird durch Aufstellen der Bewegungsgleichung für das Gesamtfahrzeug in x-Richtung die Beschleunigung \ddot{x}_{Fzg} und somit die Fahrzeuggeschwindigkeit erhalten. Als Vereinfachung wurde angenommen, dass das Fahrzeug auf ebener Fahrbahn betrieben wird und somit der Steigwiderstand entfällt.

Bewegungsgleichung Fahrzeug in x-Richtung:

$$m_{Fzg} \ddot{x}_{Fzg} = F_{xV} - F_L - F_{RollH} \quad [F24]$$

m_{Fzg}	Fahrzeugmasse in kg
\ddot{x}_{Fzg}	Fahrzeugbeschleunigung in m/s ²
F_{xV}	Reifenlängskraft in N
F_L	Luftwiderstand in N
F_{RollH}	Rollwiderstand hinten in N

Aus den Gleichungen *F21* und *F22* ist ersichtlich, dass für die Berechnung der Rad- und Fahrzeuggeschwindigkeit die Reifenlängskraft notwendig ist. Diese kann mit Hilfe des einfachen Reifenmodells TMsimple [6] auf Basis der Achslasten und des Schlupfes berechnet werden. Es wurde sich für diesen Ansatz entschieden, da man mit diesem auch das Durchdrehen der Räder bei einer Vollastbeschleunigung feststellen kann. Dabei ist darauf zu achten, dass eine algebraische Schleife verhindert wird, da die Geschwindigkeiten von der Längskraft abhängig sind, die wiederum mit Hilfe des Schlupfes, welcher von den Geschwindigkeiten abhängig ist, berechnet wird.

Der Antriebsschlupf wird wie folgt berechnet:

$$s = \frac{v_{sx}}{|\omega|r} = \frac{\omega r - v}{|\omega|r} \quad [F25]$$

s	Schlupf
v_{sx}	Relativgeschwindigkeit in m/s
ω	Radgeschwindigkeit in rad/s
r	Reifenradius in m
v	Fahrzeuggeschwindigkeit

Abbildung 12 zeigt die Längskräfte aufgetragen über den Schlupf mit unterschiedlichen Achslasten.

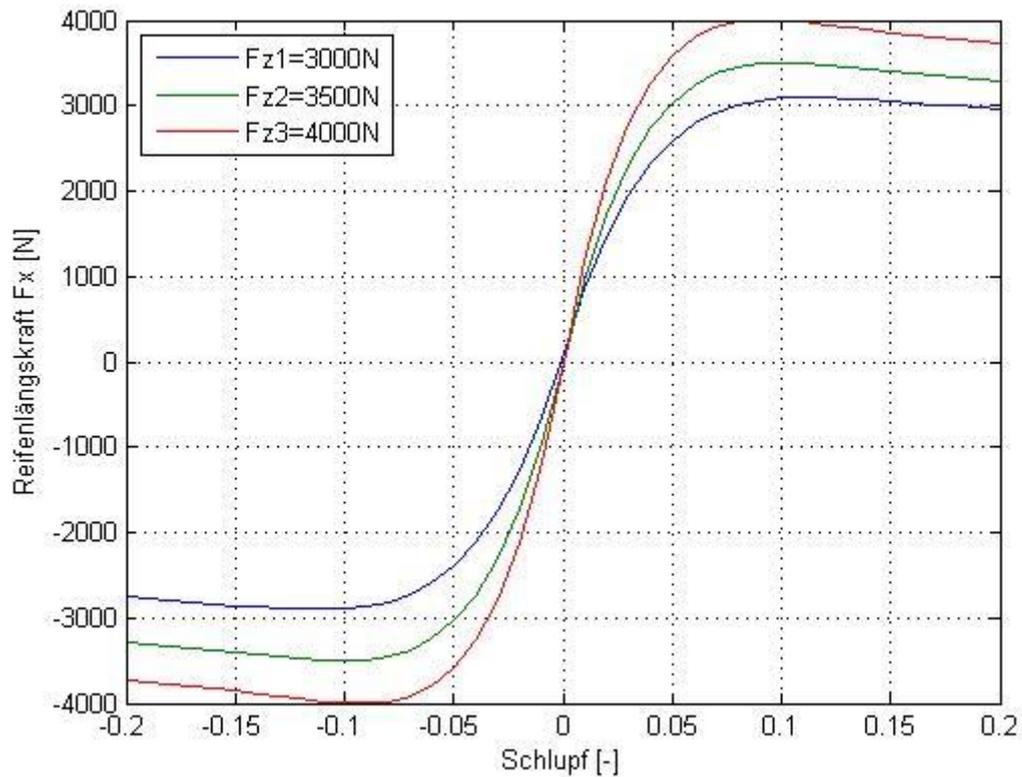


Abbildung 12: Reifenlängskraft TMsimple

Wie bereits erwähnt, wird auf der Hinterachse kein Antriebsmoment übertragen, daher tritt hier nur der Rollwiderstand auf und dieser wurde bereits in der Bewegungsgleichung in x-Richtung für das Fahrzeug berücksichtigt.

Für das Fahrscenario 2 „Schwellenüberfahrt“ aus Tabelle 4 muss zusätzlich der Reifen/Fahrbahnkontakt mit Hilfe des P5Tyre-Modells angenähert werden. Bei diesem Modell wird der Latsch durch 2 Punkte W_r und W_f beschrieben, die in einem bestimmten Abstand vor und hinter des Radaufstandspunktes W liegen. Die Geometrie wird in Abbildung 13 dargestellt. Dadurch wird die Straße an den beiden Punkten abgetastet und die Höhen bestimmt. [12]

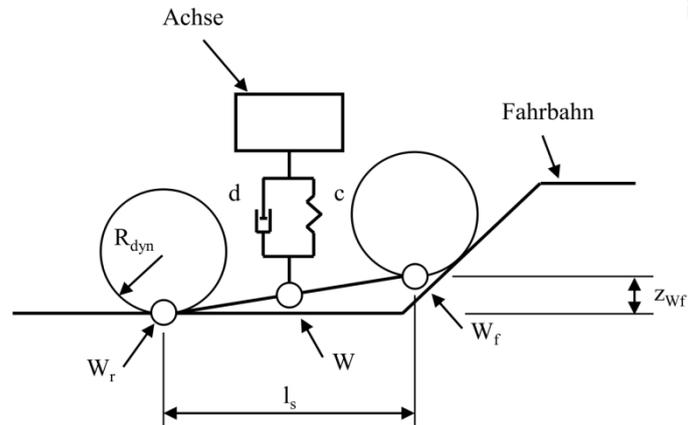


Abbildung 13: P5Tyre-Modell

c	Federsteifigkeit in N/m
d	Dämpfungskoeffizient in Ns/m
R_{dyn}	dynamischer Reifenradius in m
l_s	Radstand
z_{wf}	Abstand Aufstandspunkt Vorderachse zu Straße

3.8 Hub-/Nickmodell

Für die Betrachtung der längsdynamischen Fahreigenschaften muss nicht nur die Längsdynamik herangezogen werden, sondern auch ein Augenmerk auf die Vertikaldynamik gelegt werden, somit wird ein Hub-/Nickmodell erstellt.

Zu berücksichtigen ist, neben den sich veränderlichen Radaufstandskräften auch die Drehung um die Nickachse, das sogenannte Nicken. Als Vereinfachung wurde das Nicken als Drehung um die y-Achse im Schwerpunkt definiert. [9]

In Abbildung 14 wird der Aufbau des Nickmodells mit den wirkenden Kräften und Momenten dargestellt.

Mit den folgenden Drall- und Impulssätzen der Achsen und des Aufbaus können nun die Aufbaubeschleunigungen berechnet werden.

Bewegungsgleichung Aufbau in z-Richtung:

$$m_A \ddot{z}_C = F_V \cos \alpha_V + F_H + F_{AH} \sin \alpha_H \quad [F26]$$

Impulsgleichung Aufbau um y-Achse im Antriebsfall $\rightarrow M_{BV}$ und M_B sind Null:

$$J_A \ddot{\varphi}_C = -M_{AV} + F_V \sin \alpha_V * h_{aV} - F_V \cos \alpha_V l_{aV} + F_{AV} h_a \\ - F_{AH} \cos \alpha_H h_{aH} + F_{AH} \sin \alpha_H l_{aH} + F_H l_h \quad [F27]$$

Bewegungsgleichung Vorderachse in z-Richtung:

$$m_{RV} \ddot{z}_{av} = -F_V \cos \alpha_V + F_{ZVdyn} + F_{RV} \quad [F28]$$

Bewegungsgleichung Hinterachse in z-Richtung:

$$m_{RH} \ddot{z}_{ah} = -F_H - F_{AH} \sin \alpha_H + F_{ZHdyn} + F_{RH} \quad [F29]$$

m_A	Masse Aufbau in kg
\ddot{z}_C	Beschleunigung des Aufbaus in z-Richtung in m/s ²
$F_{V,H}$	Fahrwerkskraft (Feder- und Dämpferkraft) Vorder- und Hinterachse in N
$F_{ZV,Hdyn}$	dynamische Achslasten Vorder- und Hinterachse in N
$F_{AV,H}$	Schwingenkraft Vorder- und Hinterachse in N
$F_{RV,H}$	Federkraft Reifen Vorder- und Hinterachse in N
M_{AV}	Antriebsmoment Vorderachse in Nm
$M_{BV,H}$	Bremsmoment Vorder- und Hinterachse in Nm
$\ddot{z}_{av,h}$	Beschleunigung des Reifenmittelpunktes vorne und hinten in z-Richtung in m/s ²
g	Erdbeschleunigung in m/s ²
J_A	Trägheit Aufbau in kgm ²
$\ddot{\varphi}_C$	Winkelbeschleunigung des Aufbaus in rad/s ²
$m_{RV,H}$	Masse Vorder- und Hinterachse in kg
α_V	Schrägstellungswinkel vorne in °
α_H	Schrägstellungswinkel hinten in °
h_a	Abstand COG zu Reifenmittelpunkt vertikal in m
h_{sp}	Abstand COG zu Reifenaufstandspunkt vertikal in m
$h_{aV,H}$	Abstand COG zu Anbindungspunkten vertikal vorne und hinten in m
$l_{aV,H}$	Abstand COG zu Anbindungspunkten horizontal vorne und hinten in m
$l_{V,H}$	Abstand COG zu Reifenmittelpunkt horizontal in m

Um die Beschleunigungen in der Sitzschiene zu erhalten, wurden die Beschleunigungen im Schwerpunkt (COG) auf die Sitzschiene mit folgenden Gleichungen transformiert:

$$a_{xSS} = \ddot{x}_{Fzg} + \dot{\phi}_c^2 l_{ss} \quad [F30]$$

$$a_{zSS} = \ddot{z}_c - \dot{\phi}_c^2 h_{ss} \quad [F31]$$

a_{xSS}	Beschleunigung der Sitzschiene in x-Richtung in m/s ²
a_{zSS}	Beschleunigung der Sitzschiene in z-Richtung in m/s ²
$\dot{\phi}_c$	Winkelgeschwindigkeit des Aufbaus in rad/s
l_{rst}	Radstand in m
l_{ss}	Abstand COG zu Sitzschiene horizontal in m
h_{ss}	Abstand COG zu Sitzschiene vertikal in m

Somit können die beiden Modell für Längs- und Vertikaldynamik über die Reifen bzw. das Fahrwerk miteinander gekoppelt werden. Mit den beschriebenen Ansätzen wurde nun das Modell aufgebaut und die Fahrscenarien simuliert. Im folgenden Kapitel 4 werden die Ergebnisse dieser Simulationen dargestellt und beschrieben.

4. Simulationsergebnisse

Mit Hilfe der in Kapitel 3 besprochenen Modellbildung können nun die festgelegten Fahrscenarien simuliert werden. Um einen grundsätzlichen Überblick zu geben, folgen nun Abbildungen (Abbildung 15, Abbildung 16, Abbildung 17 und Abbildung 18), welche das Fahrverhalten des Fahrzeuges bei einer Vollastbeschleunigung darstellen. Die Abszisse zeigt dabei die Zeit in Sekunden und startet bei 10s, da der Einschwingvorgang für die weitere Betrachtungsweise nicht relevant ist.

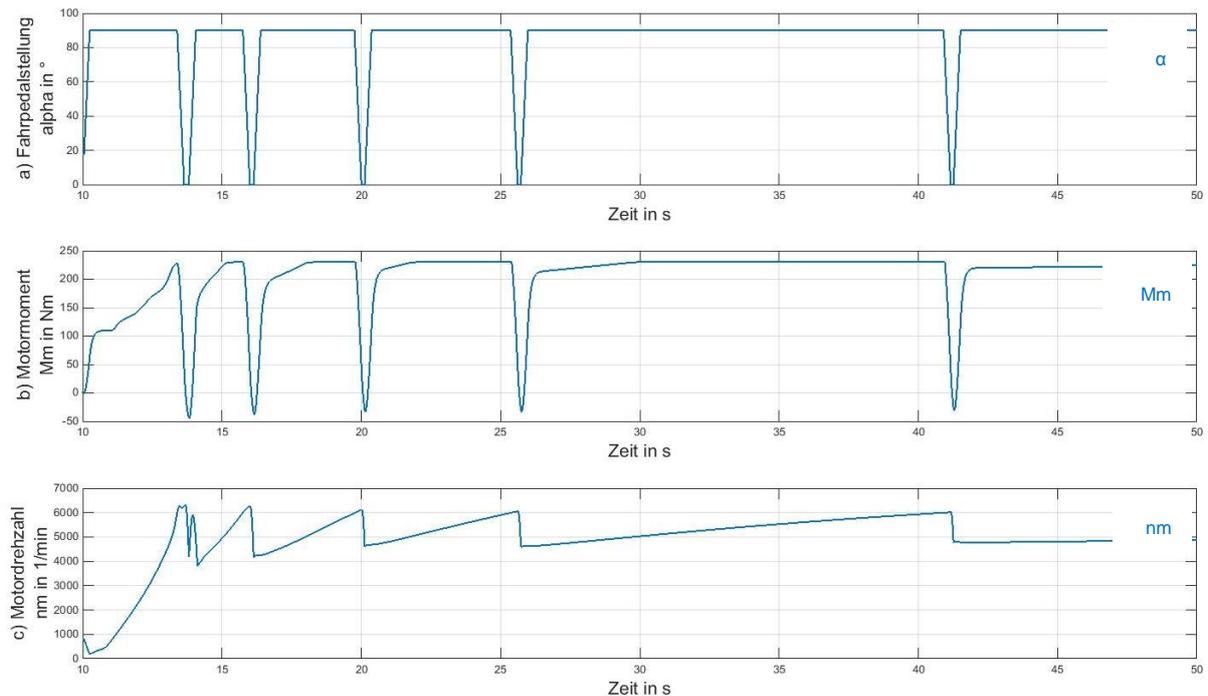


Abbildung 15: Fahrpedal (a), Motormoment (b), Motordrehzahl (c)

Abbildung 15 zeigt die Drosselklappenöffnung bzw. die Fahrpedalstellung (a), das Motormoment (b) und die Motordrehzahl (c). Bei einer Vollastbeschleunigung wird bei einer Drehzahl von 1.000 U/min gestartet und dann bei der Drehzahl, bei der die höchste Leistung abgegeben wird, geschaltet. In diesem Fall ist der Schaltzeitpunkt bei 6.300 U/min. Bei der Motordrehzahl ist weiteres zu erkennen, dass sie zu Beginn der Beschleunigung einbricht, ausschlaggebend für diesen Effekt ist der Kupplungsschließvorgang.

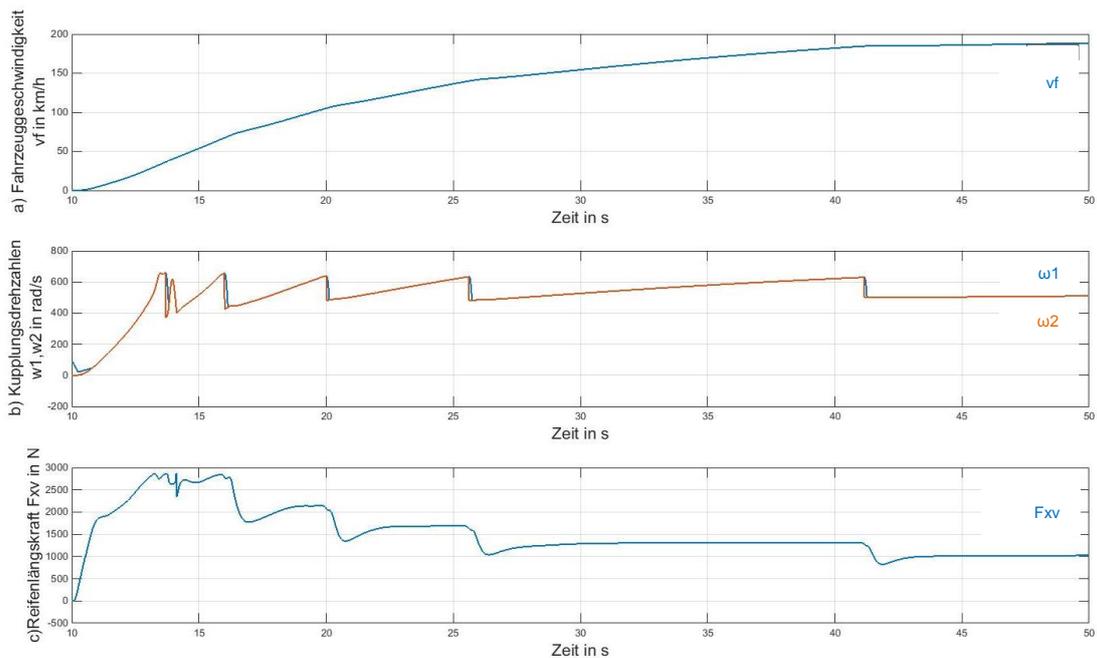


Abbildung 16: Fahrzeuggeschwindigkeit(a), Kupplungsdrehzahlen(b), Reifenlängskraft(c)

Die Vollastbeschleunigung beginnt bei 10s, dadurch ist die Geschwindigkeit in Abbildung 16a zu Beginn 0 und nimmt schließlich zu. Abbildung 16b zeigt die Kupplungseingangs- und Kupplungsausgangsdrehzahl. Hier ist ersichtlich dass bei jedem Schaltvorgang die Kupplung öffnet und die Drehzahlen somit auseinander gehen. In Abbildung 16c wird die Reifenlängskraft, die mittels TMsimple berechnet wurde, dargestellt. Sie nimmt mit steigendem Gang ab.

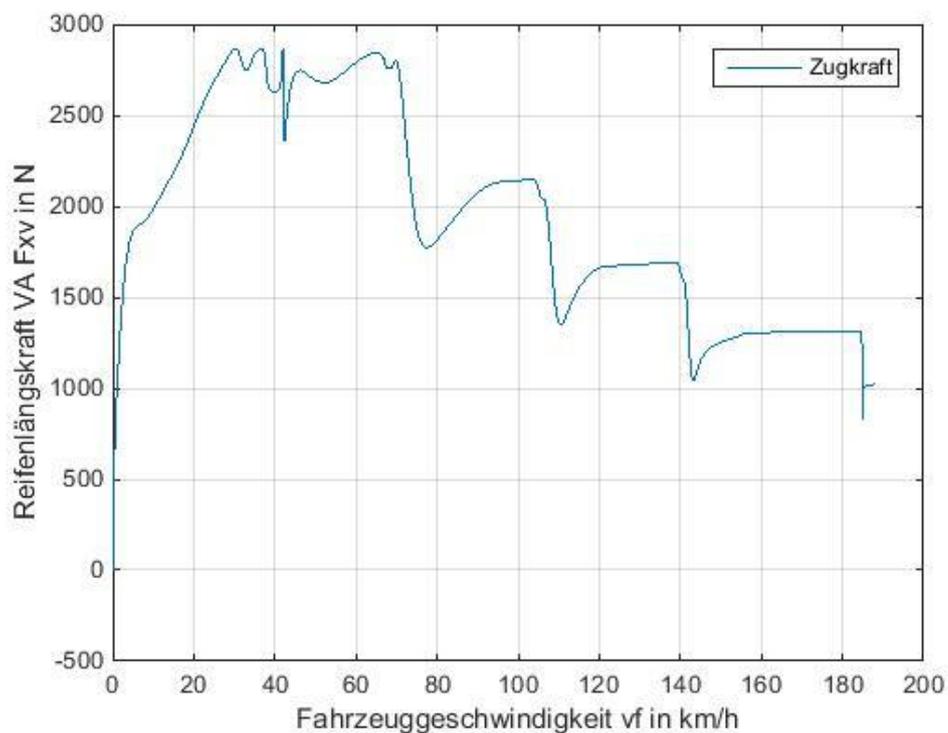


Abbildung 17: Zugkraftkurve

Die Zugkraftkurve in Abbildung 17 erhält man durch Auftragen der Reifenlängskraft auf der Ordinate über der Fahrzeuggeschwindigkeit auf der Abszisse.

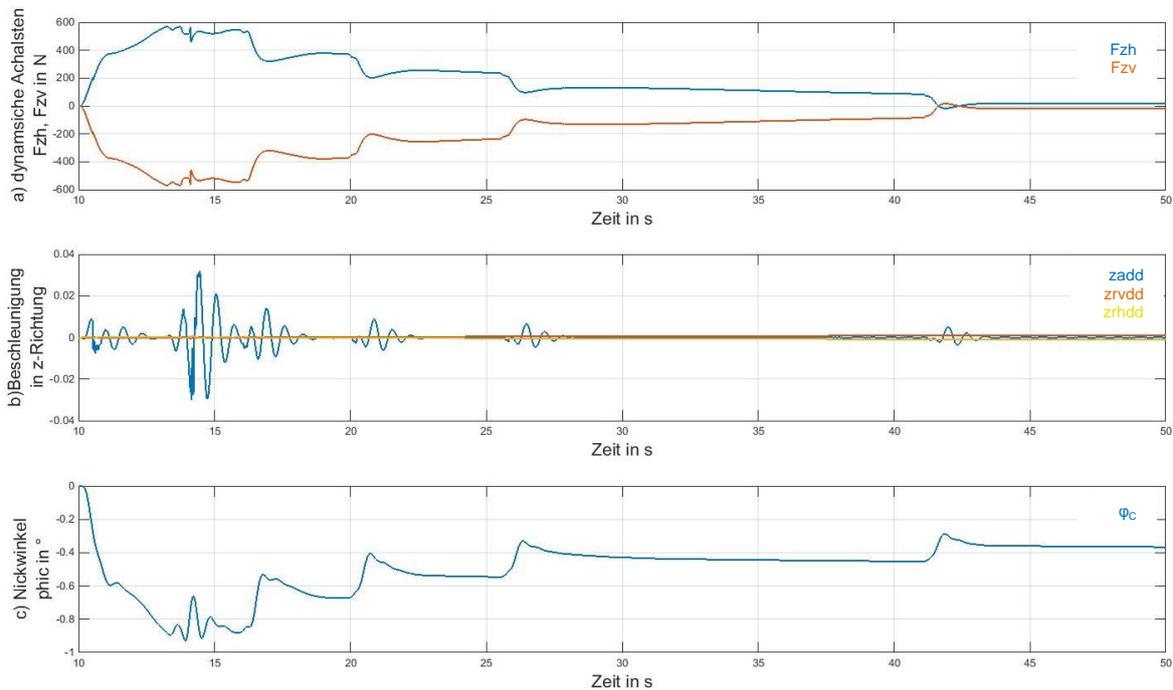


Abbildung 18: dynamische Achslasten (a), z-Beschleunigungen (b), Nickwinkel (c)

In Abbildung 18 werden die dynamischen Achslasten (a), die z-Beschleunigungen (b) und der Nickwinkel (c) dargestellt. Da das Fahrzeug beschleunigt, werden die dynamischen Achslasten um den Betrag auf der Hinterachse vergrößert, welcher auf der Vorderachse abnimmt. Dadurch ist auch der Nickwinkel negativ, da die positive Drehrichtung im mathematischen Sinn entgegen dem Uhrzeigersinn angenommen wird, wie in Abbildung 14 dargestellt. Die z-Beschleunigungen weisen sehr geringe Werte auf, da die Straße eben ist und die Beschleunigungen sich hauptsächlich in x-Richtung bemerkbar machen.

In den folgenden Abschnitten werden nun die Beschleunigungen in der Sitzschiene in x- und z-Richtung für die Fahrscenarien dargestellt. Es wurden die Beschleunigungen in Sitzschiene simuliert, da in der Vorentwicklung meist keine Parameter (Feder- und Dämpfungsraten) für den Sitzaufbau vorhanden sind.

4.1 Beschleunigung bei Vollast

Hier wurde die Schaltstrategie so gewählt, dass jeweils bei Erreichen der Drehzahl, bei der die höchste Leistung herrscht, in den darauffolgenden Gang geschaltet wird. Es werden nun die Beschleunigungen der sechs Gänge ausgewertet und deren Einfluss dargestellt.

Der beobachtete Zeitraum beginnt, wenn die Kupplung nach dem Schaltvorgang geschlossen ist und endet, wenn der Schwellwert der Drehzahl überschritten, sprich ein Gangwechselfsignal detektiert und somit die Kupplung wieder geöffnet wird (siehe Abbildung 19 grünes Fenster).

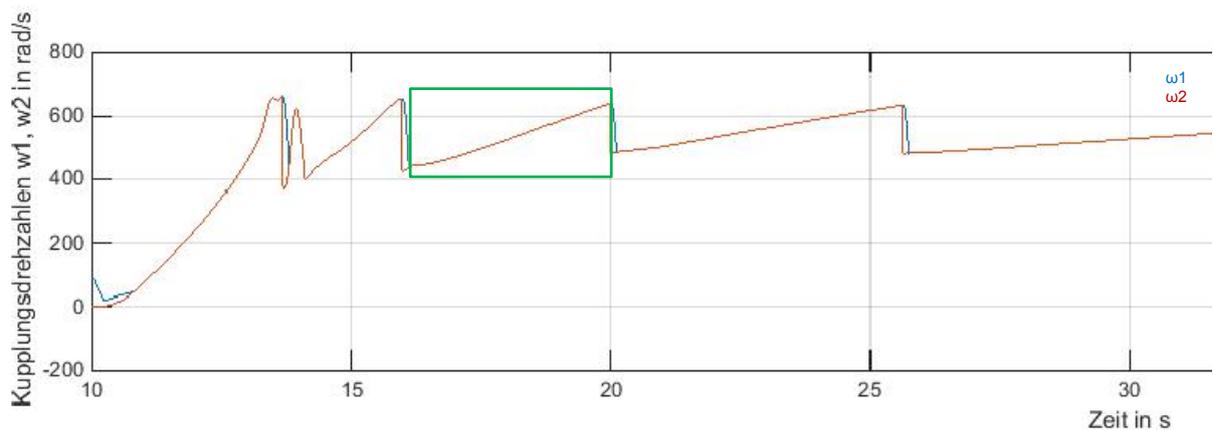


Abbildung 20 zeigt, dass die z-Beschleunigungen in der Sitzschiene sehr klein gegenüber denen in x-Richtung bei Beschleunigungsvorgängen auf ebener Fahrbahn sind. Im ersten Gang erreicht die x-Beschleunigung Spitzenwerte von 4m/s^2 .

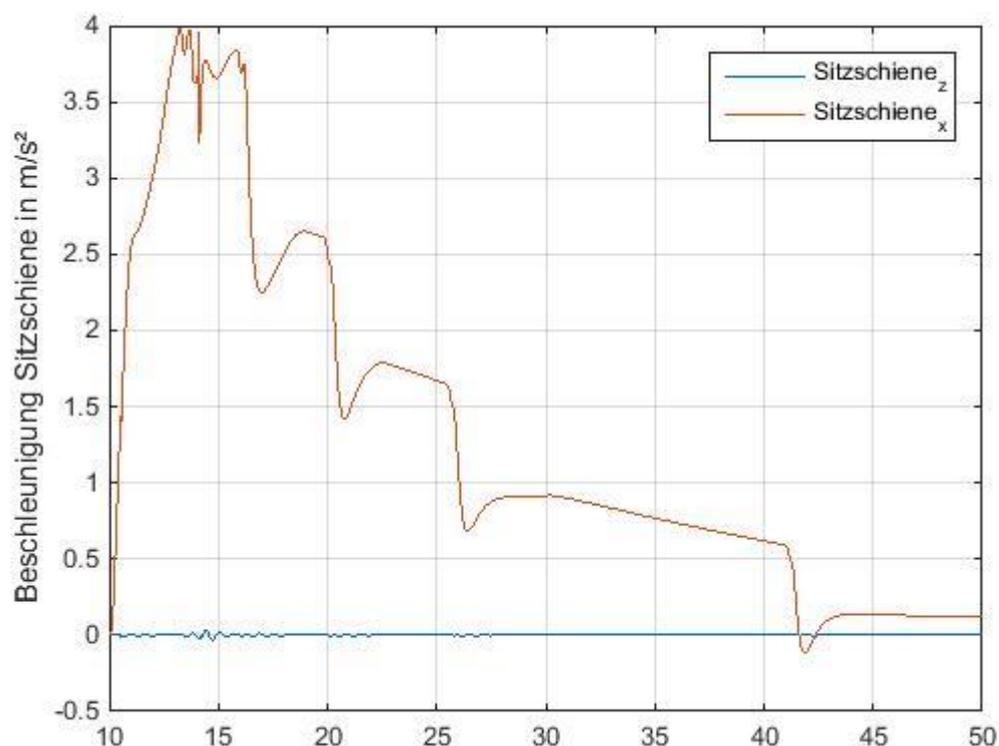


Abbildung 20: Beschleunigungen Sitzschiene Szenario 1

Die folgende Tabelle 8 zeigt die bewerteten Beschleunigungen in x- und z-Richtung sowie den Gesamtwert.

Tabelle 8: Ergebnisse Szenario 1

Gang	Übersetzung	aw_x in m/s^2	aw_z in m/s^2	aw_{ges} in m/s^2	Beurteilung
1	4,171	0,1884	5,94E-04	0,1884	gut spürbar
2	2,34	0,0493	0,0035	0,0495	gerade spürbar
3	1,521	0,1205	9,81E-04	0,1205	gut spürbar
4	1,143	0,0795	4,95E-04	0,0790	gut spürbar
5	0,867	0,0648	0,0003	0,0648	gut spürbar
6	0,691	0,0311	0,0002	0,0311	gerade spürbar

Aus den Ergebnissen in Abbildung 21 ist ersichtlich, dass mit steigendem Gang und somit niedrigerem Übersetzungsverhältnis die Schwingungen in x-Richtung abnehmen. Festzustellen ist, dass die Beschleunigung in den ersten fünf Gängen gut spürbar ist, wobei zu beachten ist, dass die bewertete Beschleunigung im zweiten Gang am geringsten ist (siehe Abbildung 21 roter Rahmen). Dies ist darauf zurückzuführen, dass es beim Gangwechsel vom ersten in den zweiten Gang aufgrund des hohen Antriebsmomentes sehr lange dauert bis die Kupplung endgültig geschlossen ist und somit die Beschleunigung im zweiten Gang nur sehr kurz andauert bis erneut geschaltet wird. Im sechsten Gang wurde das Ende des Bewertungszeitraums auf 50s begrenzt, da es danach zu keinen gravierenden Veränderungen der x-Beschleunigung kommt.

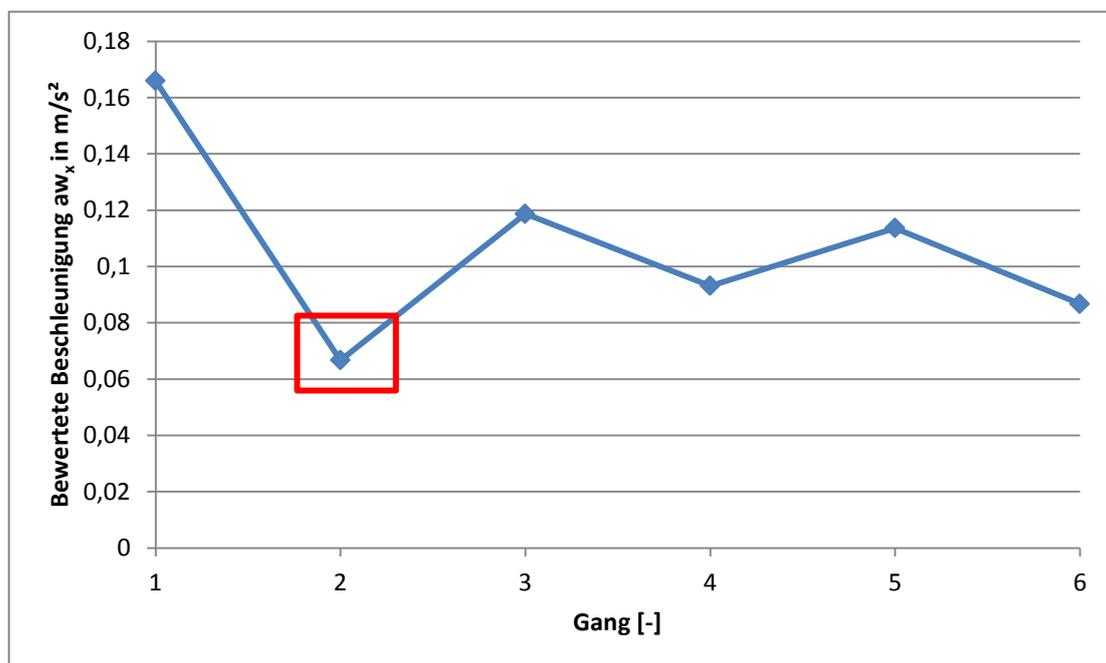


Abbildung 21: Bewertete Beschleunigung aw_x Szenario 1 Variation 1

Weiteres wurden bei diesem Szenario die Fahrwerksparameter sowie die Parameter der Antriebs- und Kupplungswelle variiert. Bei dem gezeigten Szenario wurde die Kupplungswelle als sehr steif ($c_k = 100000$, $D_k = 1$) angenommen. Für das Fahrwerk wurden die zur Verfügung gestellten Parameter verwendet.

Die restlichen Variationen befinden sich in der folgenden Tabelle 9 und deren quantitative Ergebnisse sind im Anhang in Tabelle 24 zu finden.

Tabelle 9: Variation Szenario 1

Nr.	Kupplung	Antriebswelle	Fahrwerk
1 = Standard	$c_k = 100000$ in Nm/rad $D_k = 1$	$c_{tw} = 100$ in Nm/rad $D_w = 1$	$c_{av} = 25300$ in N/m $c_{ah} = 29450$ in N/m $d_{av} = 1140$ in Ns/m $d_{ah} = 1140$ in Ns/m $\alpha_v = 0,2615$ in $^\circ$ $\alpha_h = 10,25$ in $^\circ$
2	$c_k = 10000$ in Nm/rad $D_k = 1$	$c_{tw} = 10000$ in Nm/rad $D_w = 1$	- -
5	$c_k = 10000$ in Nm/rad $D_k = 0,3$	$c_{tw} = 10000$ in Nm/rad $D_w = 0,8$	- -
8	$c_k = 100000$ in Nm/rad $D_k = 1$	$c_{tw} = 100$ in Nm/rad $D_w = 1$	$c_{av} = 20000$ in N/m $c_{ah} = 20000$ in N/m
9	- -	- -	$d_{av} = 1000$ in Ns/m $d_{ah} = 1000$ in Ns/m
10	- -	- -	$\alpha_v = 10$ in $^\circ$
11	- -	- -	$\alpha_v = -5$ in $^\circ$

Mithilfe dieser Variationen, deren Ergebnisse in Abbildung 22 grafisch dargestellt sind, können zusätzliche Schlüsse über das Verhalten des Antriebsstranges bei einer Vollastbeschleunigung gezogen werden. Die Zahlen in Abbildung 22 stehen für die Variation, welche in Tabelle 9 angegeben ist.

Wird das Dämpfungsmaß beider Wellen gesenkt, vermindern sich auch die bewerteten Beschleunigungen in x-Richtung. Die Änderung der Torsionsteifigkeiten hingegen bewirkt keine große Änderung der Beschleunigung. Jedoch ist darauf zu achten, dass die Welle ausreichend steif ist, sodass es zu keinen numerischen Instabilitäten kommt.

Bei den Fahrwerkparametern erkennt man vor allem bei der Variation der Schrägstellung eine Änderung in den Ergebnissen. Wird diese auf 10° erhöht, sinkt die Beschleunigung. Die Federsteifigkeiten und Dämpfungsraten des Fahrwerks haben keinen gravierenden Einfluss.

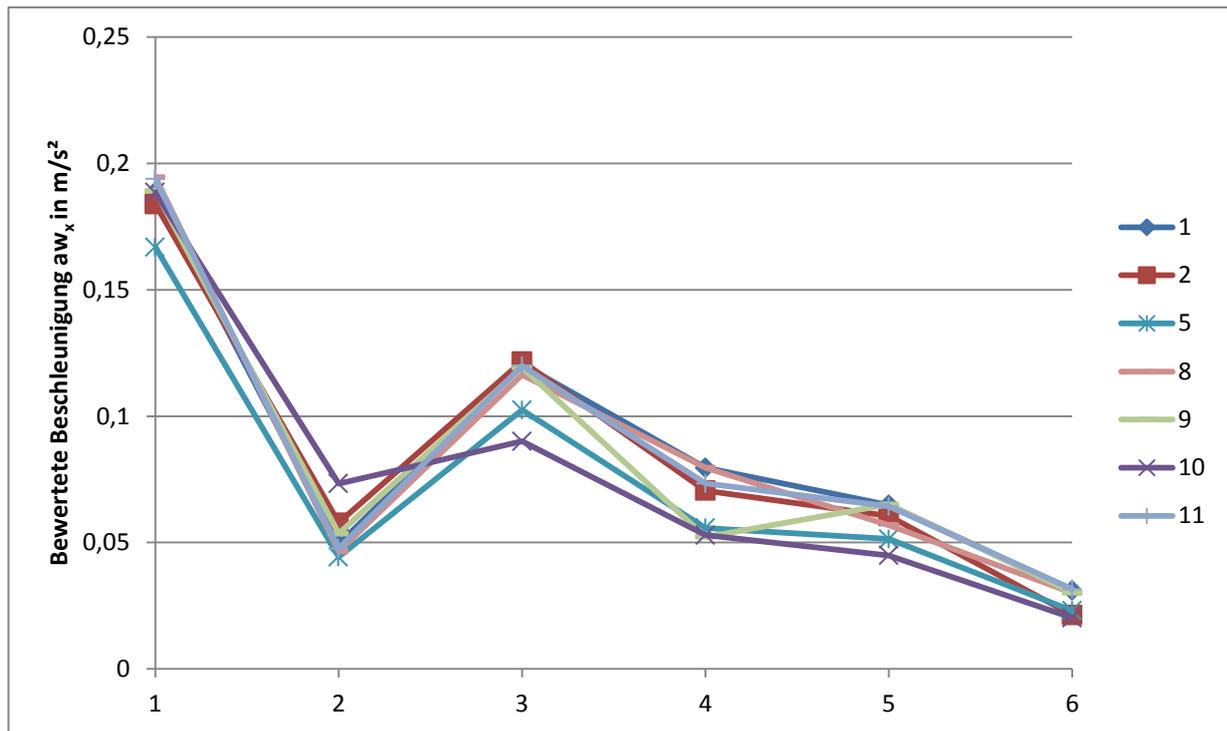


Abbildung 22: Bewertete Beschleunigung a_{w_x} Szenario 1

4.2 Schwellenüberfahrt

Wie bereits bei den Fahrscenarien in Kapitel 2 besprochen, wird das Fahrzeug bei konstanter Geschwindigkeit gehalten. Als Hindernis wurde hierbei die Schwelle mit einer Höhe von 27mm und den geometrischen Abmessungen aus Abbildung 23 verwendet.



Abbildung 23: Schwelle für Szenario 4.2

Bei diesem Fahrscenario ist in Abbildung 24 ersichtlich, dass sich die Beschleunigungen in x-Richtung kaum ändern, jedoch die in z-Richtung bei Überfahren des Hindernisses Spitzenwerte von bis zu 8 m/s² erreichen kann.

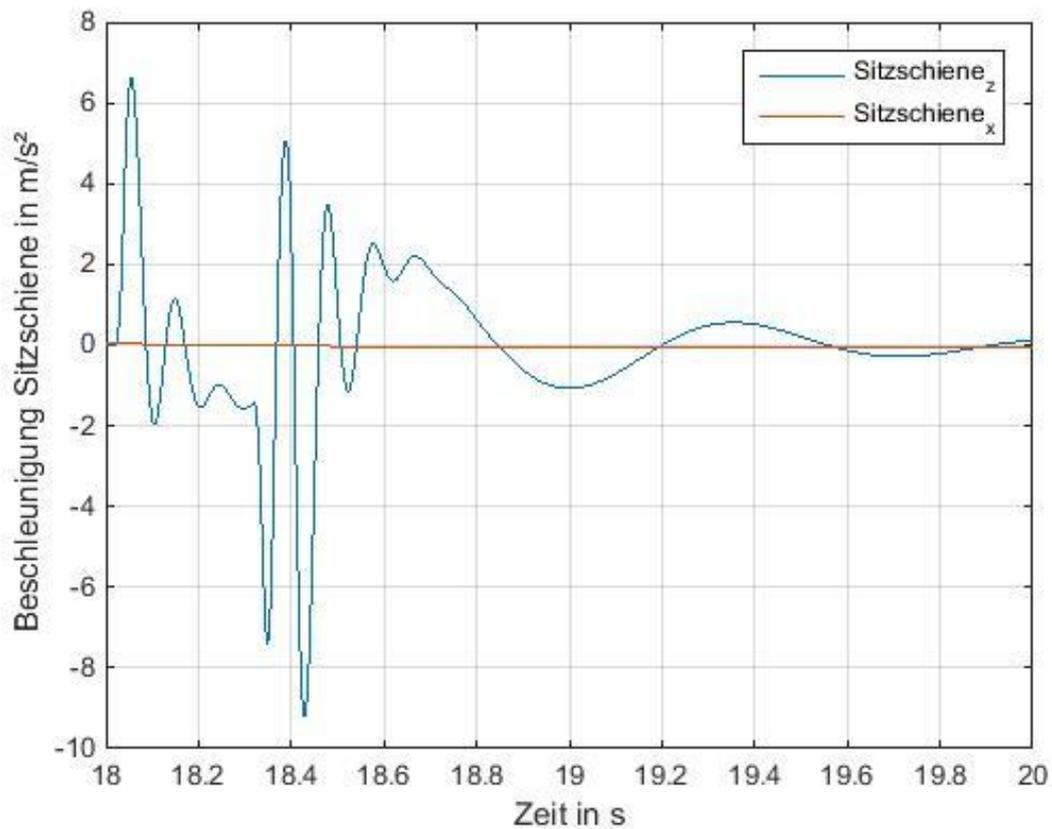


Abbildung 24: Beschleunigungen Sitzschiene Szenario 2

Mithilfe der simulierten Beschleunigung in x- und z- Richtung können nun die bewerteten Beschleunigungen errechnet werden, welche in Tabelle 9 aufgelistet sind.

Tabelle 10: Ergebnisse Szenario 2

Nr.	aw_x in m/s^2	aw_z in m/s^2	aw_{ges} in m/s^2	Beurteilung
1	0,0055	0,5006	0,5006	sehr stark spürbar
2	0,0055	0,5133	0,5133	sehr stark spürbar
3	0,0056	0,4891	0,4891	sehr stark spürbar
4	0,0055	0,4437	0,4437	sehr stark spürbar
5	0,0056	0,5134	0,5134	sehr stark spürbar
6	0,0057	0,3304	0,33049898	sehr stark spürbar

Tabelle 11 zeigt die Variation der Fahrwerkparameter Federsteifigkeit der Vorderachse c_{av} , der Hinterachse c_{ah} , Dämpfungsrates der Vorderachse d_{av} und der Hinterachse d_{ah} . Die Schrägstellung des Federbeins der Vorderachse α_v und der Schwingen der Hinterachse α_h wurde hierbei nicht variiert, da das Szenario „Schwellenüberfahrt“ nicht im Fokus dieser Arbeit liegt und nur als Kontrolle für die Richtigkeit des Modellaufbaus durchgeführt wurde.

Tabelle 11: Variation Fahrwerksparameter Szenario 2

Nr.	c_{av} in N/m	c_{ah} in N/m	d_{av} in Ns/m	d_{ah} in Ns/m
1	25300	29450	1140	1140
2	35000	29450	1140	1140
3	15000	29450	1140	1140
4	25300	29450	500	1140
5	25300	29450	1500	1140
6	15000	29450	500	500

Der erste Balken in Abbildung 25 zeigt die bewertete Beschleunigung, die auftritt, wenn die zur Verfügung gestellten Parameter verwendet werden. Bei den Balken zwei und drei wurde die Federsteifigkeit der Vorderachse zuerst erhöht und dann reduziert. Die Dämpfungsraten wurden bei den Balken vier und fünf variiert, wobei der orangefarbene die bewertete Beschleunigung darstellt, die bei verminderter Dämpfungsrate auftritt und der braune Balken, diejenige, welche bei erhöhter Dämpfungsrate auftritt. Schlussendlich wird noch die Kombination aus niedriger Federsteifigkeit der Vorderachse sowie geringen Dämpfungsraten gezeigt.

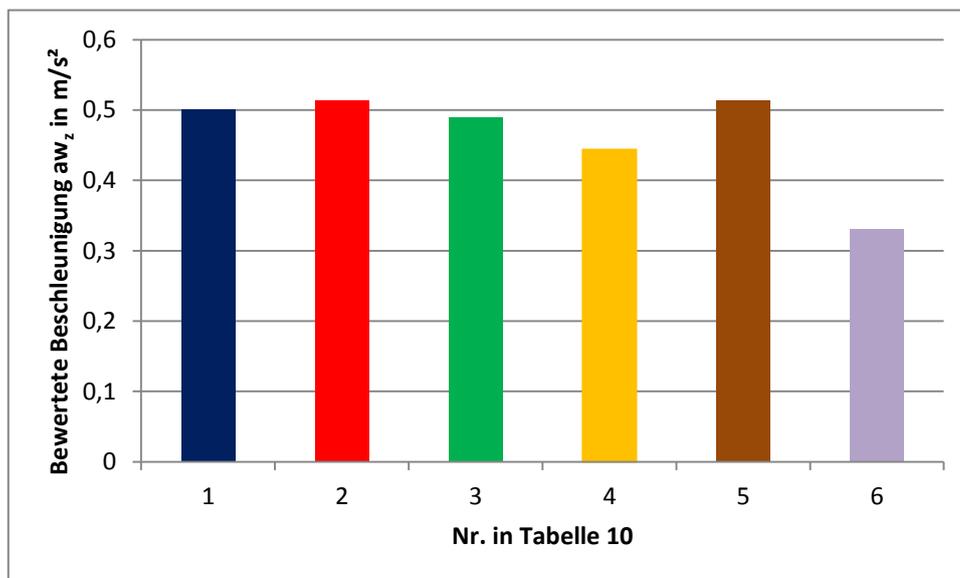


Abbildung 25: Ergebnisse Szenario 2

Aus den Ergebnissen lässt sich nun ablesen, dass die Erhöhung der Federsteifigkeit sowie der Dämpfungsrates eine Erhöhung der bewerteten Beschleunigung zur Folge hat. Umgekehrt verhält es sich, wenn die Parameter gesenkt werden. Jedoch muss beachtet werden, dass durch Senkung der Federsteifigkeit und der Dämpfungsrates auch die Feder- und Dämpferwege länger werden. Wenn die Federn und Dämpfer zu weich ausgelegt sind, kann es zum Abheben des Rades führen. Somit muss ein Kompromiss zwischen Fahrkomfort und Fahrsicherheit gefunden werden.

4.3 Tip-in: 3. Gang von 60-100 km/h

Der Messbereich wird von 60-100km/h im dritten Gang definiert, wobei währenddessen kein Schaltvorgang stattfindet. Zu Beginn des Bereichs ist die Kupplung bereits geschlossen. Abbildung 26 zeigt die Beschleunigungen in x- und z-Richtung in der Sitzschiene. Der Messbereich wurde hier mit einem grünen Fenster gekennzeichnet.

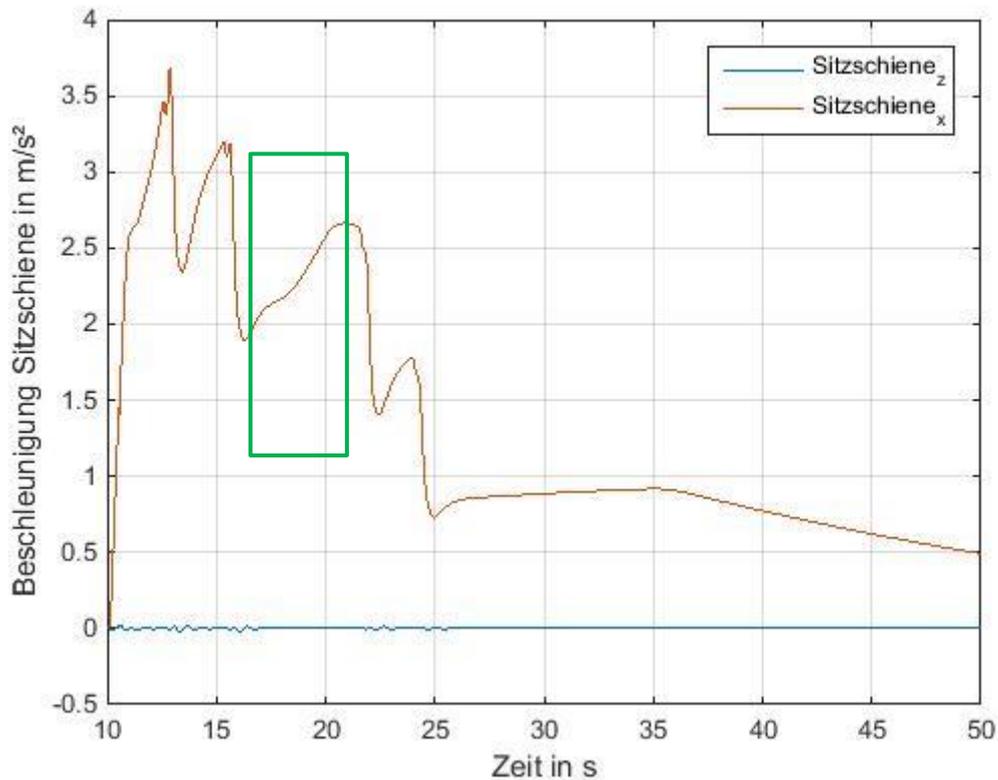


Abbildung 26: Beschleunigungen Sitzschiene Szenario 3

Tabelle 12: Ergebnisse Szenario 3

Nr.	aw_x in m/s^2	aw_z in m/s^2	aw_{ges} in m/s^2
3	0,0587	0,0006	0,0587
	gut spürbar	nicht spürbar	gut spürbar

Die Beschleunigung im dritten Gang von 60km/h auf 100km/h wird, wie aus Tabelle 12 ersichtlich, vom Fahrer als „gut spürbar“ wahrgenommen.

4.4 Tip-in: 5. Gang von 80-120 km/h

Der Messbereich wird von 80-120km/h im fünften Gang definiert, wobei währenddessen kein Schaltvorgang stattfindet. Auch hier ist zu Beginn die Kupplung bereits geschlossen. Die folgende Abbildung 27 zeigt die Beschleunigungen in x- und z-Richtung in der Sitzschiene und den Messbereich, welcher mit dem grünen Fenster gekennzeichnet wurde.

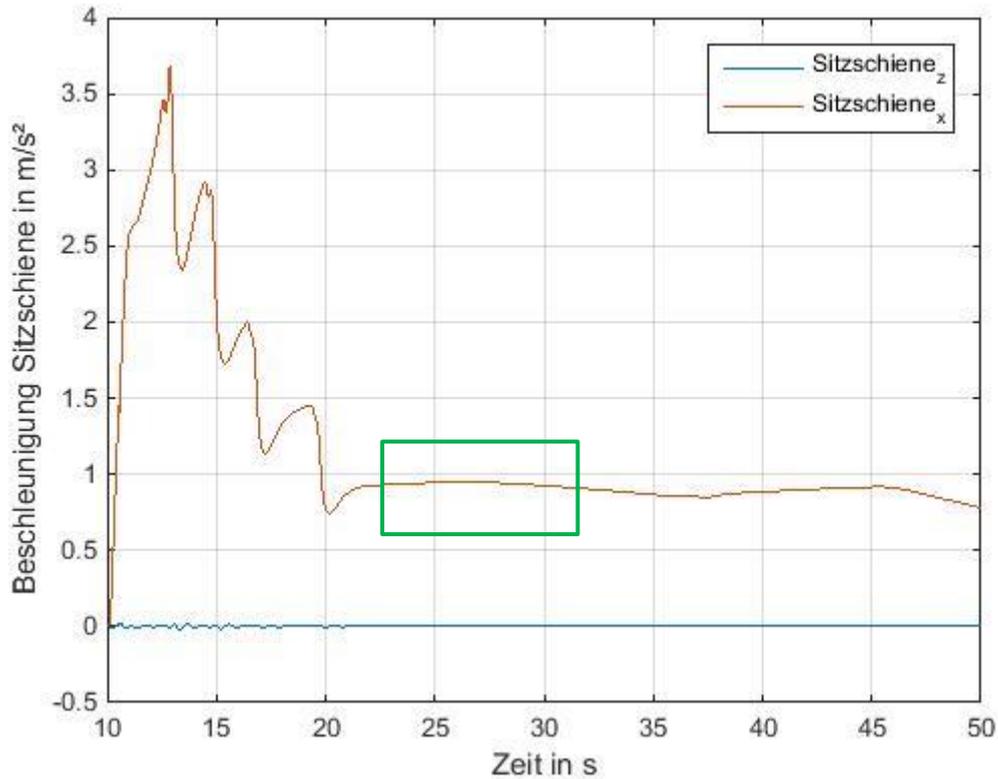


Abbildung 27: Beschleunigungen Sitzschiene Szenario 4

Tabelle 13: Ergebnisse Szenario 4

Nr.	aw_x in m/s^2	aw_z in m/s^2	aw_{ges} in m/s^2
4	0,0036	1,15504E-05	0,0036
	nicht spürbar	nicht spürbar	nicht spürbar

Die Beschleunigung im fünften Gang von 80km/h auf 120km/h wird vom Fahrer als „nicht spürbar“ wahrgenommen (siehe Tabelle 13).

4.5 Tip-out: 3. Gang 100-60km/h

Wie bereits in Kapitel 2 beschrieben, handelt es sich hierbei um eine Verzögerung des Autos. Das Fahrpedal wird schlagartig im dritten Gang bei 100 km/h losgelassen. Bei diesem Szenario wurde der Einfluss des Klimakompressors untersucht. Das grüne Fenster in Abbildung 28 zeigt den Bewertungsbereich der von den Zeitpunkt an, wo das Fahrpedal bei 100 km/h losgelassen wird, bis zu dem Zeitpunkt an dem die Fahrzeuggeschwindigkeit 60km/h erreicht, gilt.

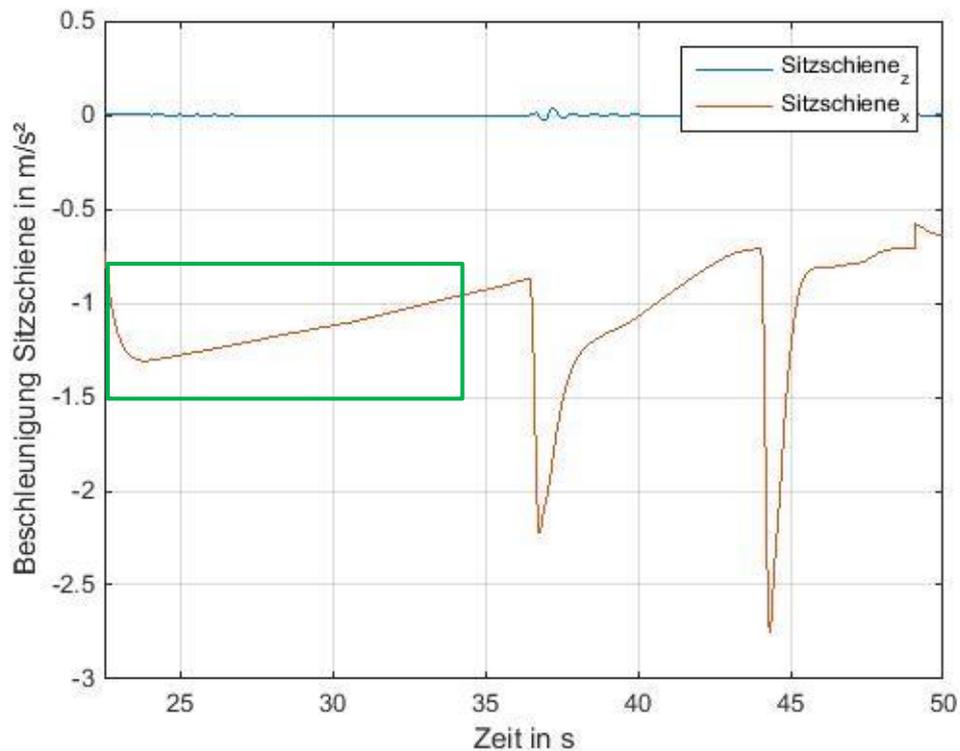


Abbildung 28: Beschleunigungen Sitzschiene Szenario 4.5

Als Variation wurde die konstante Leistung des Klimakompressors (KK) mit den Faktoren 1 (P1), 5 (P5) und 10 (P10) multipliziert. Weiteres wurde eine Simulation ohne Klimakompressor getätigt. In Tabelle 14 sind die Ergebnisse für das Szenario dargestellt.

Tabelle 14: Ergebnisse Szenario 5

Typ	aw_x in m/s^2	aw_z in m/s^2	aw_{ges} in m/s^2	Beurteilung
ohne KK	0,0201	1,1929E-05	0,0201	gerade spürbar
mit KK P	0,0195	1,15389E-05	0,0195	gerade spürbar
mit KK P5	0,0171	1,50754E-05	0,0171	gerade spürbar
mit KK P10	0,0138	2,07174E-05	0,0138	Wahrnehmungsschwelle

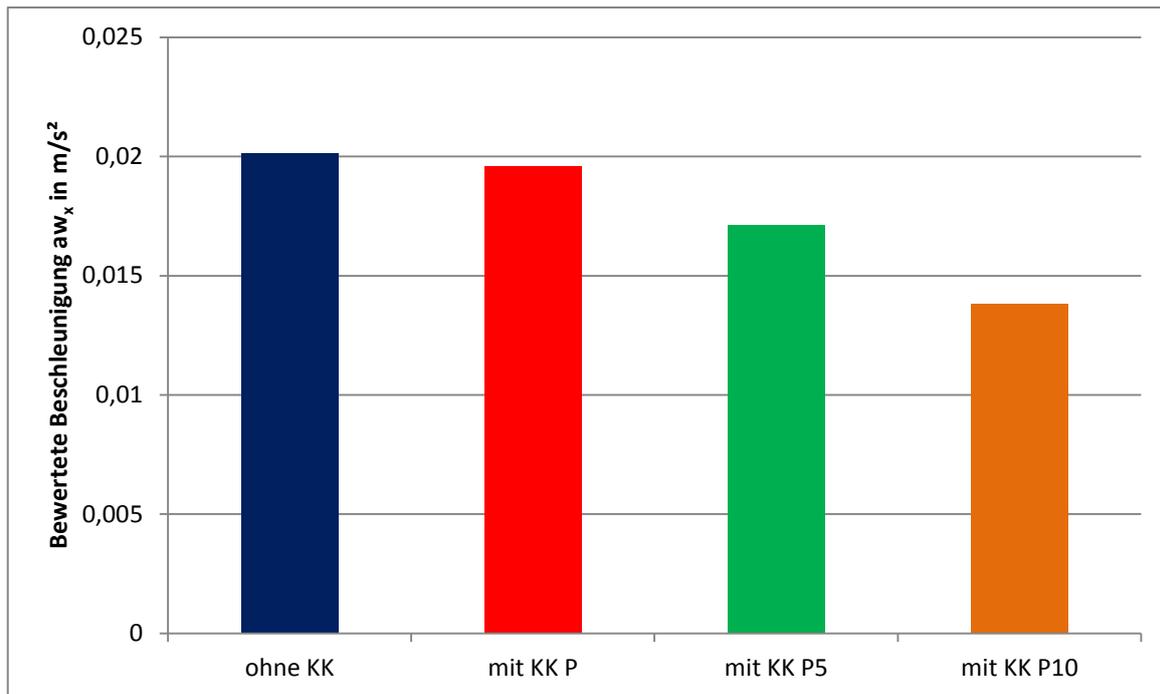


Abbildung 29: Variation Szenario 5

Wie in Abbildung 29 dargestellt, nimmt mit steigender Leistung des Klimakompressors und somit sinkenden Antriebsmoment, auch die bewertete Beschleunigung in x-Richtung ab.

4.6 Motoring

Aus Abbildung 30 ist ersichtlich, dass bei diesem Szenario die Geschwindigkeit abnimmt und somit runtergeschaltet wird. Durch die Verzögerung des Fahrzeuges kommt es zu einer negativen Reifenlängskraft und somit auch zu negativen Beschleunigungen in x-Richtung, wie in Abbildung 31 dargestellt.

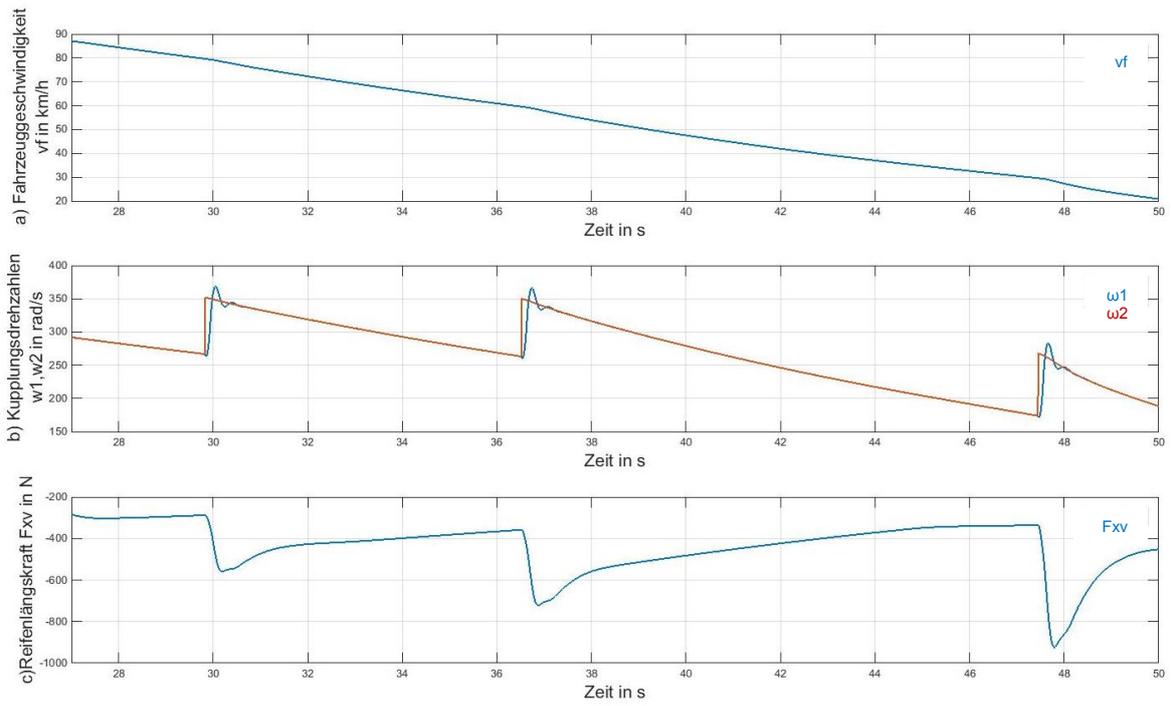


Abbildung 30: Fahrzeuggeschw., Kupplungsdrehzahlen, Reifenlängskraft Szenario 6

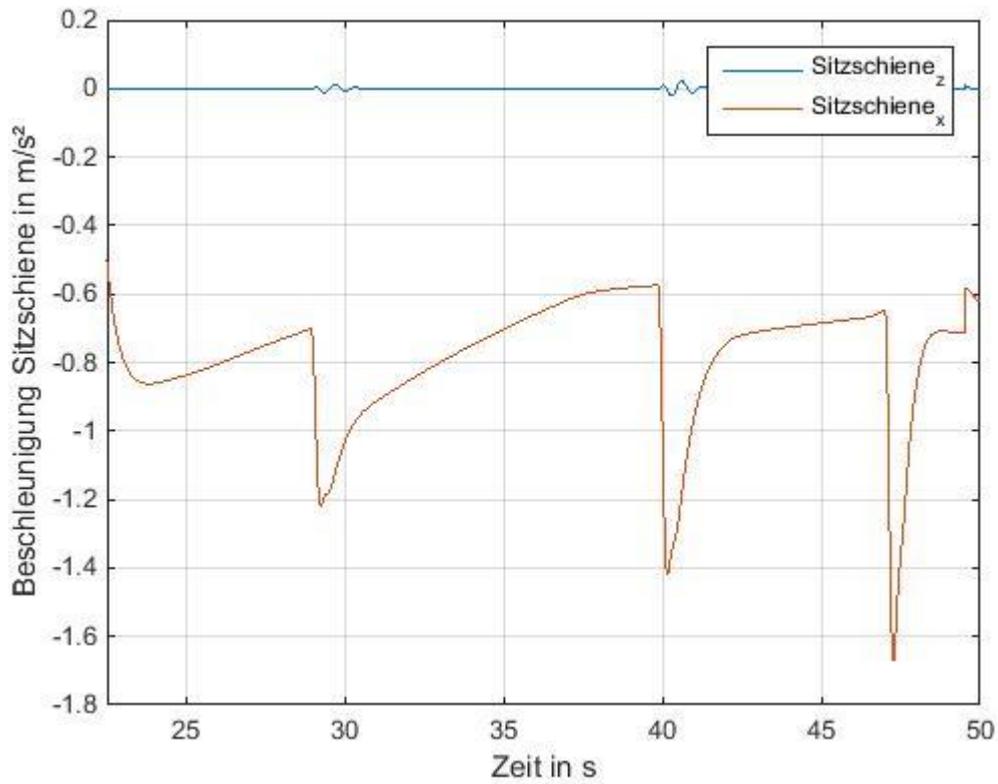


Abbildung 31: Beschleunigungen Sitzschiene Szenario 6

Um den Einfluss des Schaltens besser erkennen zu können, wurden die Beschleunigungen jeweils vor dem Schalten sowie währenddessen bewertet. Tabelle 15 zeigt die Ergebnisse.

Tabelle 15: Ergebnisse Szenario 6

Gang	aw_x in m/s^2	aw_z in m/s^2	aw_{ges} in m/s^2	Beurteilung
Vor Schalten 54	0,0033	1,11566E-05	0,0033	nicht spürbar
Schalten 54	0,0204	0,0003	0,0204	gerade spürbar
Vor Schalten 43	0,0088	1,36795E-05	0,0088	nicht spürbar
Schalten 43	0,0244	0,0004	0,0244	gerade spürbar
Vor Schalten 32	0,0055	2,48041E-06	0,0055	nicht spürbar
Schalten 32	0,0314	0,0006	0,0314	gerade spürbar
Vor Schalten 21	0,0028	5,20466E-06	0,0028	nicht spürbar
Schalten 21	0,0195	0,0008	0,0195	gerade spürbar

Abbildung 32 gibt eine grafische Übersicht der Ergebnisse, wobei zu erkennen ist, dass die bewertete Beschleunigung aw_x beim Runterschalten zunimmt. Jedoch tritt auch hier das Phänomen auf, dass die bewertete Beschleunigung beim Gangwechsel vom zweiten in den ersten Gang am niedrigsten ist. Der Grund dafür wurde bereits bei den Ergebnissen in Kapitel 4.1 besprochen.

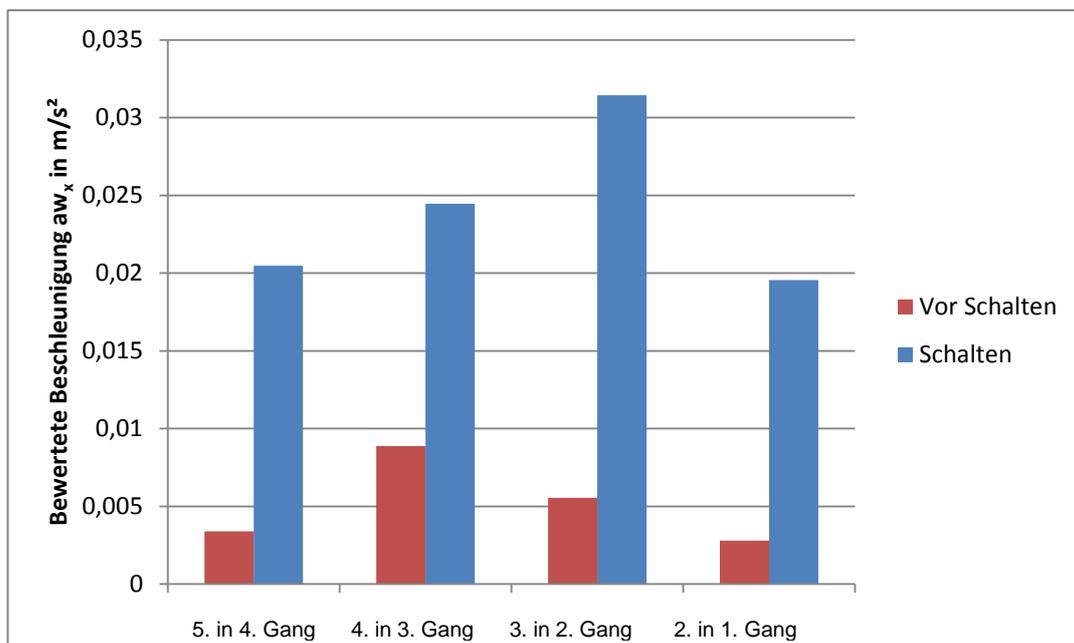


Abbildung 32: Ergebnisse Szenario 6

4.7. Ruckartiges Schalten bei Vollast

Tabelle 16 zeigt die bewerteten Beschleunigungen der unterschiedlichen Schaltvorgänge. Hier wurde die Kupplung innerhalb 1s geschlossen und das Fahrpedal innerhalb 0,25s geöffnet bzw. geschlossen. Die Kupplung öffnet sich ebenfalls innerhalb von 0,25s. Die weiteren Ergebnisse sind in Tabelle 25 im Anhang zu finden.

Tabelle 16: Ergebnisse Szenario 7-Variation 1 aus Tabelle 16

GW	aw_x in m/s^2	aw_z in m/s^2	aw_{ges} in m/s^2	Beurteilung
1-2	0,0191	0,0006	0,0191	gerade spürbar
2-3	0,0145	0,0005	0,0145	Wahrnehmungsschwelle
3-4	0,0174	0,0001	0,0174	gerade spürbar
4-5	0,0122	6,94477E-05	0,0122	Wahrnehmungsschwelle
5-6	0,0067	4,01969E-05	0,0067	nicht spürbar

Abbildung 33 stellt den Einfluss der Schaltzeit dar, wobei die folgenden Zeiten, wie in Tabelle 17 aufgelistet, variiert wurden. Auf der x-Achse wird der jeweilige Schaltvorgang beschrieben. So bedeutet zB. „12“, dass dies der Schaltvorgang vom ersten in den zweiten Gang ist. Die Nummerierung in der Legende bezieht sich auf die Nr. in Tabelle 17.

Tabelle 17: Variation Schaltzeit Szenario 7

Nr.	Fahrpedal auf [s]	Kupplung auf [s]	Kupplung zu [s]	Fahrpedal zu [s]
1	0,25	0,25	1	0,25
2	0,25	0,25	2	0,25
3	0,25	0,25	0,8333	0,25
4	0,25	0,1	0,8333	0,25
5	0	0,25	0,8333	0

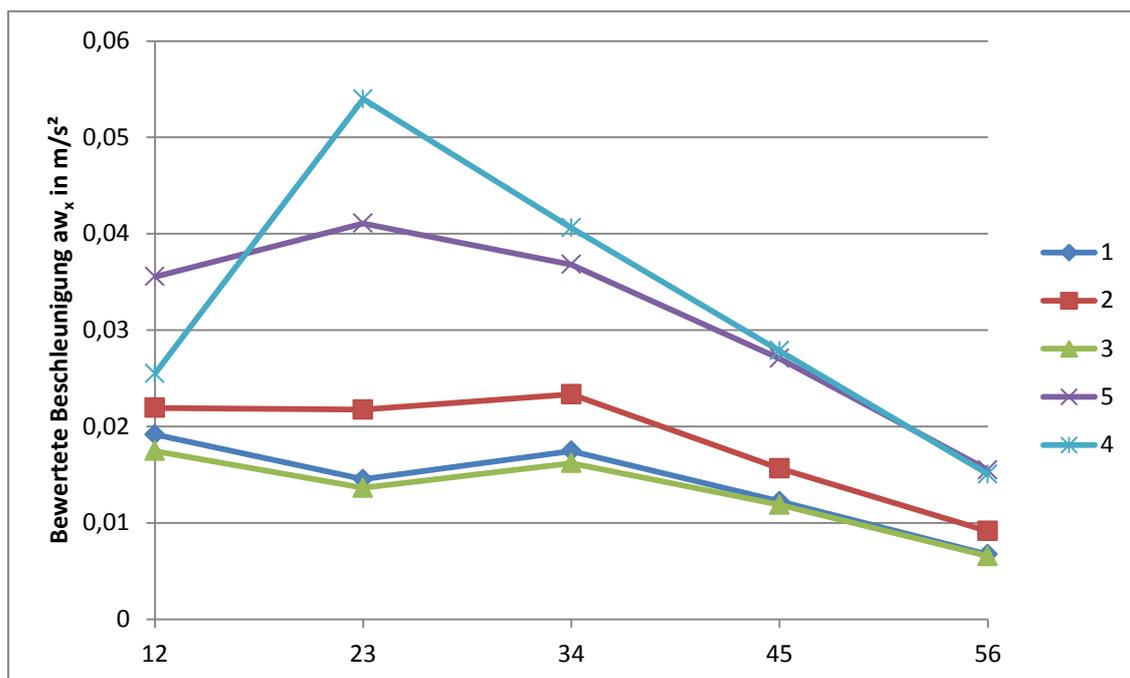


Abbildung 33: Ergebnisse Szenario 7

Die minimale Zeit, die benötigt wird, dass die Kupplung sauber schließt, beträgt 0,8333s. In Abbildung 34 sind die Beschleunigungen in x- und z-Richtung aufgetragen für die Fälle, dass die Kupplung in 1s bzw. in 0,833s schließt. Die beiden x-Beschleunigungen weichen in den beiden Fällen nur beim ersten Gangwechsel ab. Aus Abbildung 34 ist ersichtlich, dass die Beschleunigung in x-Richtung bei der Schließzeit von 0,833s (blaue Linie) höher ist, als bei 1s (rote Linie), jedoch kann man aus den Ergebnissen in Tabelle 25 feststellen, dass die bewertete Beschleunigungen schlussendlich niedriger ist. Dies liegt daran, dass die höheren Beschleunigungen nach VDI-Richtlinie niedriger bewertet werden, da sie für den menschlichen Körper weniger wahrnehmbar sind.

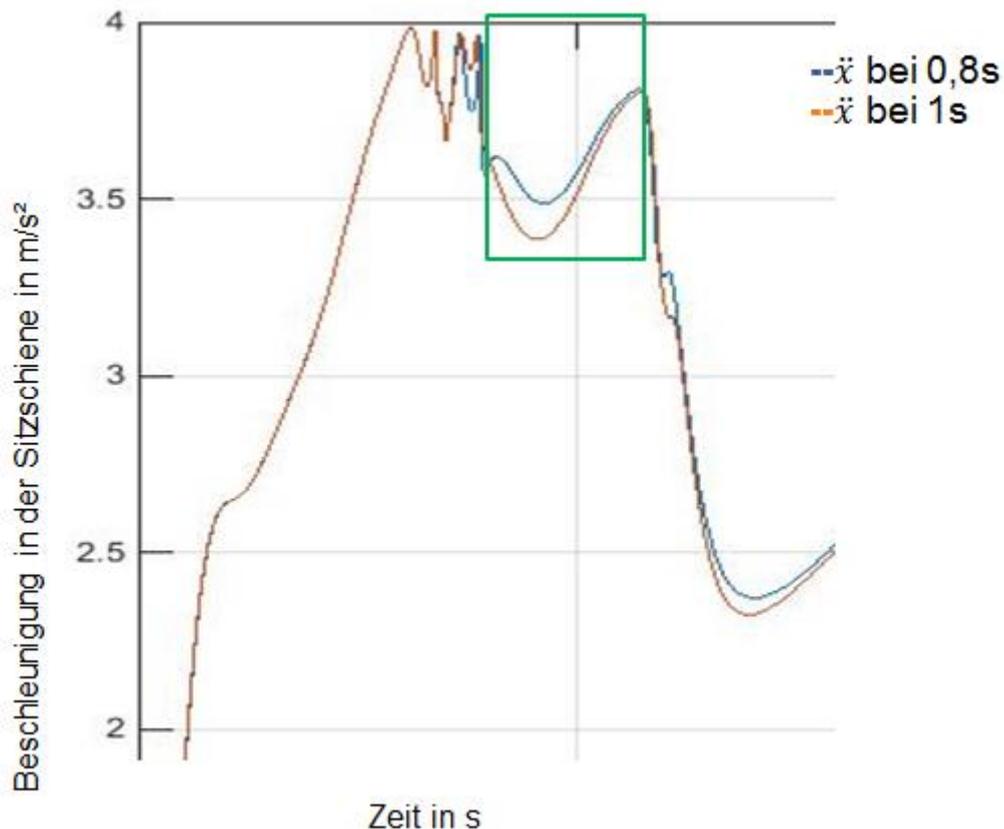


Abbildung 34: Beschleunigungen Szenario 7 Variation Nr. 1 und 3 aus Tabelle 16

4.8. Ruckartiges Kupplungsschließen bei Vollast

Wie bereits erwähnt, ist die Dauer des Schließvorganges der Kupplung der ausschlaggebende Punkt. Die Schließzeiten variieren von 0,833s bis 2s, wobei Tabelle 18 die Ergebnisse je Gangwechsel (GW) darstellt, wenn die Kupplung innerhalb 1s geschlossen wird. Im Anhang in Tabelle 26 befinden sich die Ergebnisse für die Schließzeiten 0,833s und 2s.

Tabelle 18: Ergebnisse Szenario 8

GW	aw_x in m/s^2	aw_z in m/s^2	aw_{ges} in m/s^2	Beurteilung
1-2	0,0262	0,0009	0,0262	gerade spürbar
2-3	0,0026	0,0001	0,0026	nicht spürbar
3-4	0,0062	0,0001	0,0062	nicht spürbar
4-5	0,0049	7,69443E-05	0,0049	nicht spürbar
5-6	0,0045	4,60116E-05	0,0045	nicht spürbar

Aus Abbildung 35 ist ersichtlich, dass mit steigendem Gang die Beschleunigungen in der Sitzschiene sinken. Beim Gangwechsel vom zweiten in den dritten Gang (unter Punkt „23“ auf x-Achse in Abbildung 35) sind diese jedoch nicht spürbar. Festzustellen ist, dass die bewerteten Beschleunigungen mit sinkender Schließdauer ebenfalls abnehmen. Auch hier sind die Beschleunigungen absolut gesehen höher bei kürzeren Schließzeiten, jedoch sinken die bewerteten Beschleunigungen aw_x aufgrund der Beschleunigungsbewertung, wie in Abbildung 35 gezeigt wird.

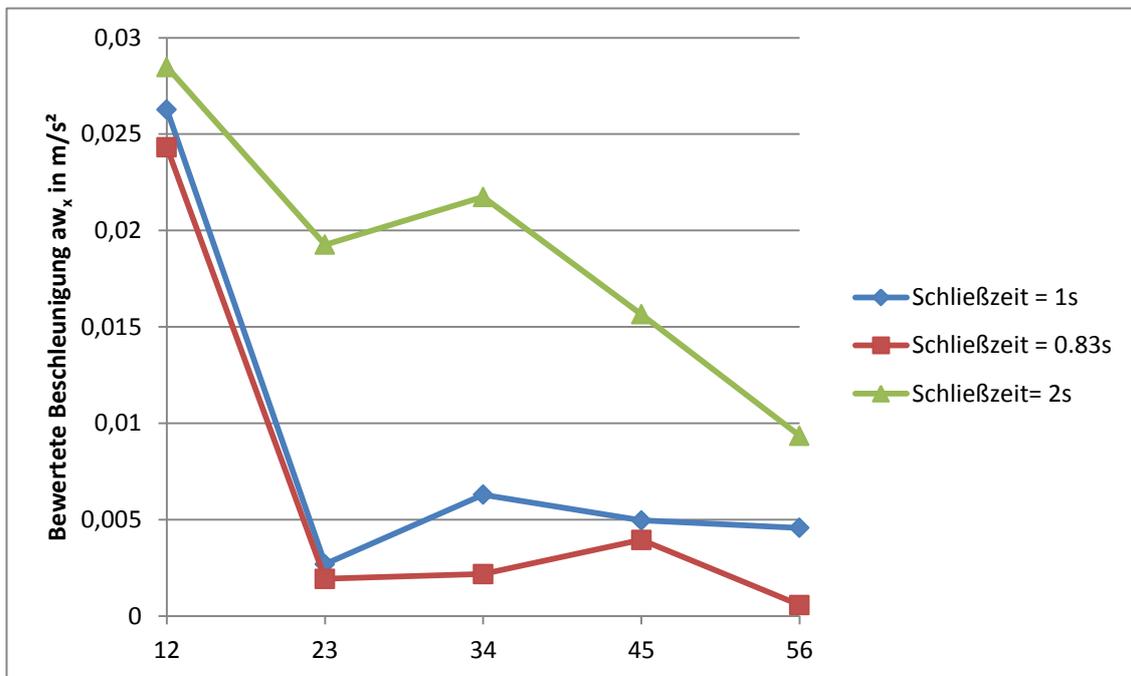


Abbildung 35: Ergebnisse Szenario 8

4.9. Ruckartiges Schalten bei niedrigen Drehzahlen

Bei niedrigen Drehzahlen kann die Kupplung schneller geschlossen werden als bei Vollast. Die minimale Kupplungsschließzeit beträgt 0,25s. Es ist nicht möglich die Kupplung sprunghaft zu schließen. Tabelle 20 zeigt die Ergebnisse für den Fall, dass die Kupplung innerhalb 1s schließt (Variation Nr. 1 aus Tabelle 19). Die unterschiedlichen Parameter werden in Tabelle 19 aufgelistet. Die Ergebnisse für die Variationen mit den Nummern 2-7 aus Tabelle 19 befinden sich im Anhang in Tabelle 27.

Tabelle 19: Variation Schaltzeit Szenario 9

Nr.	Fahrpedal auf [s]	Kupplung auf [s]	Kupplung zu [s]	Fahrpedal zu [s]
1	0,25	0,25	1	0,25
2	0,25	0,25	2	0,25
3	0,25	0,25	0,833	0,25
4	0	0,25	1	0
5	0,25	0,1	1	0,25
6	0,25	0,25	0,5	0,25
7	0,25	0,25	0,25	0,25

Tabelle 20: Ergebnisse Szenario 9 Variation 1

GW	aw_x in m/s^2	aw_z in m/s^2	aw_{ges} in m/s^2	Beurteilung
1-2	0,0257	0,0007	0,0257	gerade spürbar
2-3	0,0181	0,0003	0,0181	gerade spürbar
3-4	0,0099	0,0001	0,0099	nicht spürbar
4-5	0,0063	7,26858E-05	0,0063	nicht spürbar

In Abbildung 36 wird auf der x-Achse der jeweilige Schaltvorgang beschrieben. So bedeutet zB. „12“, dass dies der Schaltvorgang vom ersten in den zweiten Gang ist. Die Nummerierung in der Legende bezieht sich auf die Nr. in Tabelle 19. Es ist ersichtlich, dass die Variationen 1, 2, 3, 6 und 7 nur geringfügig voneinander abweichen. Sobald die Kupplung schneller geöffnet wird, steigt die bewertete Beschleunigung in x-Richtung an, wie die türkise Linie Nr. 5 zeigt. Hingegen kommt es zu einer Verminderung, wenn das Fahrpedal sprungartig losgelassen bzw. durchgetreten wird, dies zeigt die violette Linie Nr. 4.

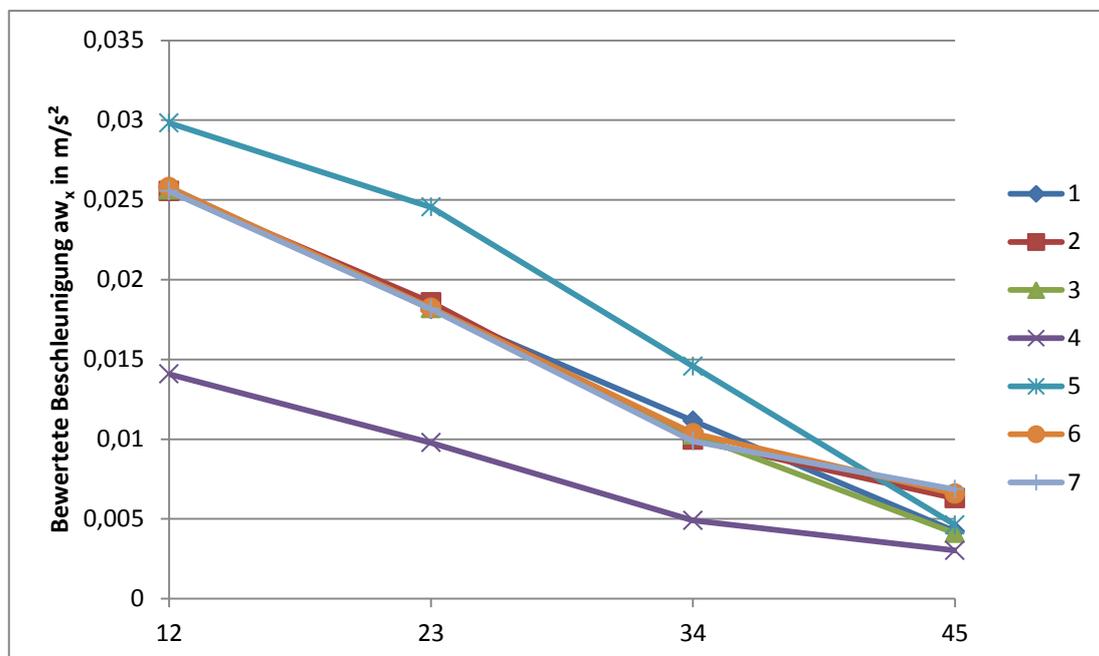


Abbildung 36: Ergebnisse Szenario 9

4.10. Ruckartiges Kupplungsschließen bei niedrigen Drehzahlen

Wie in Abschnitt 4.8. beschrieben, werden auch hier die 3 Fälle der Kupplungsschließzeit 0,833s, 1s, und 2s unterschieden. Weiteres wurde noch eine Schließzeit von 0,5s simuliert. Tabelle 21 zeigt die bewerteten Beschleunigungen wenn die Kupplung innerhalb 1s geschlossen wird. Die restlichen Ergebnisse können im Anhang in Tabelle 28 nachgelesen werden.

Tabelle 21: Ergebnisse Szenario 10

GW	aw_x in m/s^2	aw_z in m/s^2	aw_{ges} in m/s^2	Beurteilung
1-2	0,0256	0,0007	0,0256	gerade spürbar
2-3	0,0246	0,0004	0,0246	gerade spürbar
3-4	0,0116	0,0002	0,0116	nicht spürbar
4-5	0,0070	8,74312E-05	0,0070	nicht spürbar

Wie aus Abbildung 37 ersichtlich steigt mit sinkender Kupplungsschließzeit die bewertete Beschleunigung. Auf der x-Achse wird der jeweilige Schaltvorgang dargestellt. So bedeutet zB. „12“, das vom ersten in den zweiten Gang geschaltet wird. Somit sind die Werte bei einer Schließzeit von 0,5s am höchsten und bei 2s am niedrigsten.

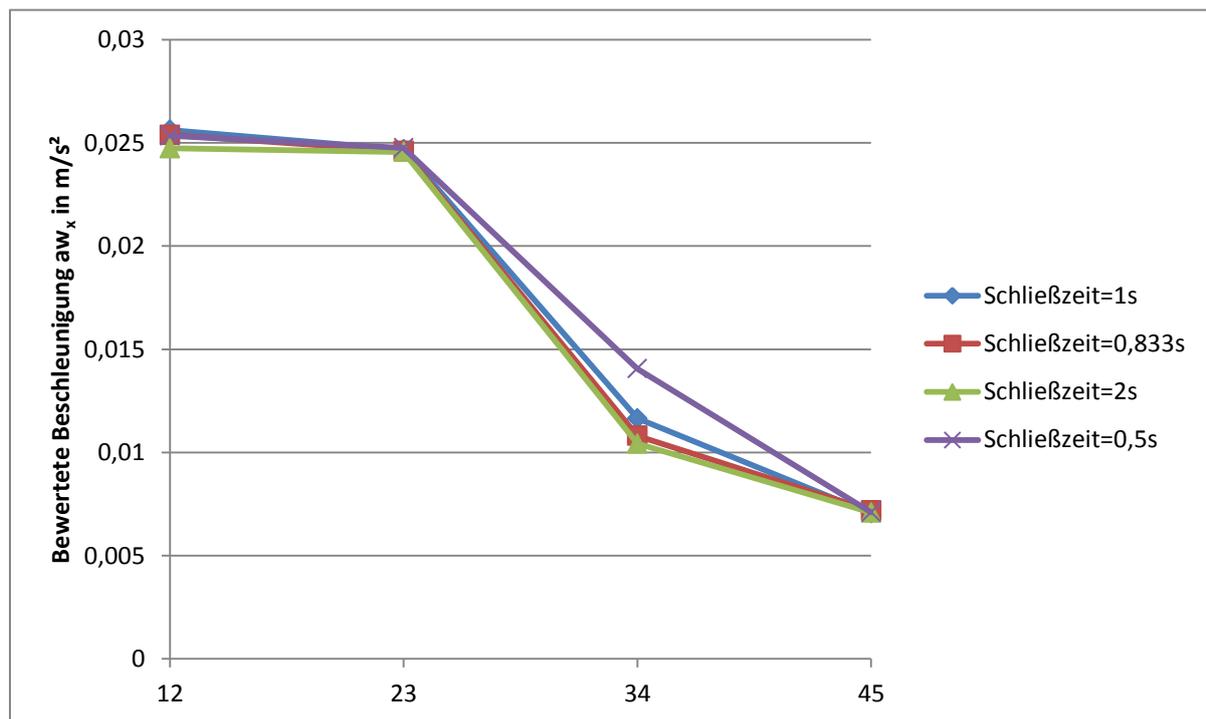


Abbildung 37: Ergebnisse Szenario 10

4.11. Zuschalten des Klimakompressors bei konstanter Geschwindigkeit

Tabelle 22 zeigt die Ergebnisse, wenn der Klimakompressor bei konstanter Geschwindigkeit entweder ruckartig oder mittels einer Rampe zugeschaltet wird.

Tabelle 22: Ergebnisse Szenario 11

Typ	aw_x in m/s^2	aw_z in m/s^2	aw_{ges} in m/s^2	Beurteilung
Sprung 5kW	0,0191	6,79046E-05	0,0191	gerade spürbar
Rampe 5kW	0,0165	3,1382E-05	0,0165	gerade spürbar
Sprung 8kW	0,0292	5,74515E-05	0,0292	gerade spürbar
Rampe 8kW	0,0158	0,0002	0,0158	Wahrnehmungsschwelle

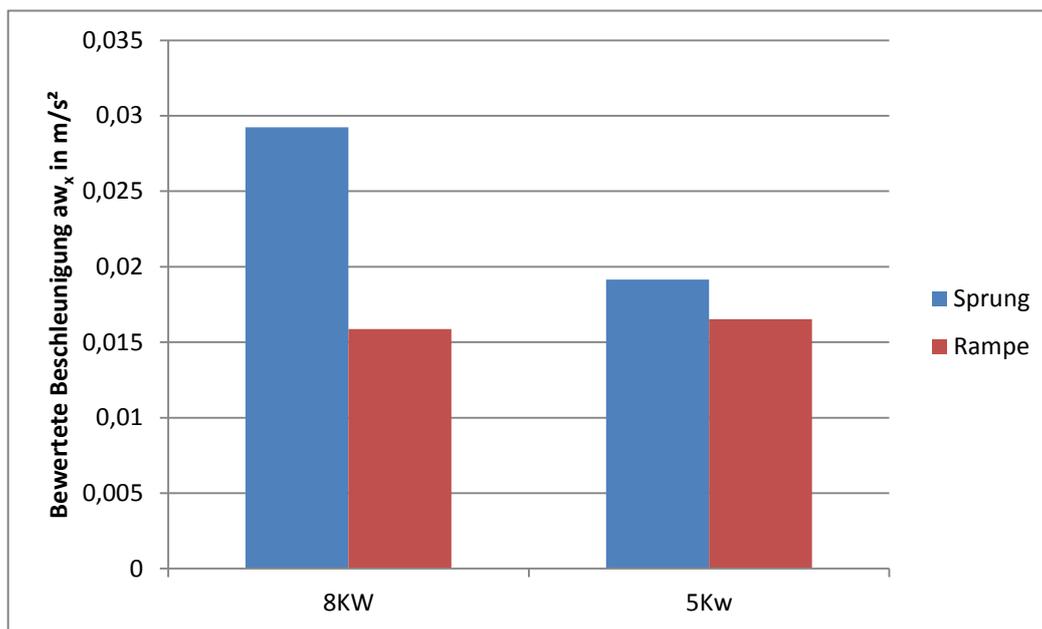


Abbildung 38: Ergebnisse Szenario 11

Mit sinkender Leistung des Klimakompressors sinkt auch die bewertete Beschleunigung aw_x , wie aus Abbildung 38 ersichtlich ist. Durch ruckartiges Zuschalten des Kompressors ergeben sich höhere Werte, als wenn dieser mittels einer Rampe zugeschaltet wird.

Abschließend gibt Tabelle 23 einen kurzen Überblick über die beeinflussenden Parameter für jedes Fahrscenario.

Tabelle 23: Fazit - Einfluss der Parameter

Fahrszenario	Beeinflussende Parameter
Beschleunigung bei Volllast	Übersetzungsverhältnis Dämpfungsmaß Antriebswelle, Kupplungswelle Schrägstellung Vorderachse
Konstante Geschwindigkeit – Schwellenüberfahrt	Fahrwerksparameter Dämpferrate Federsteifigkeit
Tip-in 3. Gang 60-100 km/h	Übersetzungsverhältnis
Tip-in 5. Gang 80-120 km/h	Übersetzungsverhältnis
Tip-out	Übersetzungsverhältnis Leistung des Klimakompressors
Motoring	Übersetzungsverhältnis
Ruckartiges Schalten bei Volllast	Kupplungsöffnungs- und Schließzeit Fahrpedalöffnungs- und Schließzeit
Ruckartiges Kupplungsschließen bei Volllast	Schließzeit
Ruckartiges Schalten bei niedrigen Drehzahlen	Kupplungsöffnungs- und Schließzeit Fahrpedalöffnungs- und Schließzeit
Ruckartiges Kupplungsschließen bei niedrigen Drehzahlen	Schließzeit
Zuschalten des Klimakompressor	Form der Zuschaltung Leistung

5. Fazit

Ziel dieser Arbeit war es ein Modell zu erstellen, welches das Schwingungsverhalten und somit den Fahrkomfort bereits in der Vorentwicklung abschätzen kann. Dieses Modell wurde als Vorwärtssimulation in MATLAB/Simulink aufgebaut um den Einfluss der Komponenten auf den Fahrkomfort darstellen zu können. Dabei wurden die folgenden Parameter durch Variation untersucht:

- Fahrwerksparameter
 - Federsteifigkeiten
 - Dämpfungsraten
 - Schrägstellung der Feder- und Dämpfer in Längsrichtung
- Kupplungsschließ- und Öffnungszeiten
- Fahrpedalschließ- und Öffnungszeiten
- Wellensteifigkeiten
- Dämpfungsmaß der Wellen
- Übersetzungsverhältnisse
- Leistung und Verhalten des Klimakompressors

Dabei konnte festgestellt werden, dass die Fahrwerksparameter bei den längsdynamischen Betrachtungen einen sehr geringen Einfluss. Sie sind nur bei der Schwellenüberfahrt, welche in Kapitel 2.4.3 beschrieben wird, von Wichtigkeit.

Bei den Szenarien, bei denen ein Schaltwechsel simuliert wird, ist vor allem die Kupplungsschließzeit ausschlaggebend für den Fahrkomfort. Wird die Kupplungsanpresskraft zu schnell erhöht, kann die Kupplung nicht vollständig geschlossen werden und somit entstehen Schwingungen im Antriebsstrang.

Bei der Vollastbeschleunigung mit Schaltvorgang ist darauf zu achten, dass die Wellen (Kupplung, Antrieb) nicht zu weich ausgelegt werden, da es dann zu einer Verdrehung dieser führt.

In den höheren Gängen mindern sich die bewerteten Beschleunigungen in x-Richtung, da das Übersetzungsverhältnis sinkt und somit auch das übertragene Moment.

Bei dem Fahrscenario Motoring konnte festgestellt werden, dass mit steigender Leistung des Klimakompressors, die jedoch in den einzelnen Simulationen konstant gehalten wird, die Beschleunigungen in x-Richtung abnehmen, dies ist darauf zurückzuführen, dass der Motor durch Zuschalten des Klimakompressors ein geringeres Antriebsmoment abgibt. Wird der Klimakompressor ruckartig zugeschalten, erhöhen sich die bewerteten Beschleunigungen beim Zuschaltvorgang, je schneller die Kupplung des Klimakompressors geschlossen wird.

Abschließend kann das Resümee gezogen werden, dass man bereits in der Vorentwicklung, ohne detailliertes Wissen, das Fahrverhalten und somit die Fahrbarkeit abschätzen kann. Um das Modell besser zu validieren, sollten die angeführten Fahrversuche getätigt und die Ergebnisse mit den simulierten verglichen werden.

Für die Erstellung von genaueren Analysen über das Antriebsstrangverhalten in Bezug auf Schwingungen, sollte jedoch bereits fundiertes Wissen über Motor bzw. Motorlager und über die Wellen bekannt sein. Zusätzlich sollten Ansätze zur einfachen Parameteridentifikation gefunden werden.

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Eigenfrequenzen menschlicher Körperteile [16]	5
Tabelle 2: ATZ-Notenskala [15]	5
Tabelle 3: Bewertung der Effektivwerte a_{wt} [21]	9
Tabelle 4: Fahrszenarien zur Bewertung des Fahrkomforts	10
Tabelle 5: Anforderungen an die Komponenten eines Modells zur LW-Untersuchung [15] ...	15
Tabelle 6: Anforderungen an die Komponenten eines Modells für Schaltabläufe [15]	19
Tabelle 7: Einfluss der Komponenten auf die Fahrszenarien [15]	22
Tabelle 8: Ergebnisse Szenario 1	38
Tabelle 9: Variation Szenario 1	39
Tabelle 10: Ergebnisse Szenario 2	41
Tabelle 11: Variation Fahrwerkparameter Szenario 2	42
Tabelle 12: Ergebnisse Szenario 3	43
Tabelle 13: Ergebnisse Szenario 4	44
Tabelle 14: Ergebnisse Szenario 5	45
Tabelle 15: Ergebnisse Szenario 6	48
Tabelle 16: Ergebnisse Szenario 7-Variation 1 aus Tabelle 16	49
Tabelle 17: Variation Schaltzeit Szenario 7	49
Tabelle 18: Ergebnisse Szenario 8	51
Tabelle 19: Variation Schaltzeit Szenario 9	52
Tabelle 20: Ergebnisse Szenario 9 Variation 1	52
Tabelle 21: Ergebnisse Szenario 10	53
Tabelle 22: Ergebnisse Szenario 11	54
Tabelle 23: Fazit - Einfluss der Parameter	55
Tabelle 24: Ergebnisse Szenario 1 - Anhang	vii
Tabelle 25: Ergebnisse Szenario 7 - Anhang	viii
Tabelle 26: Ergebnisse Szenario 8 - Anhang	ix
Tabelle 27: Ergebnisse Szenario 9 – Anhang	x
Tabelle 28: Ergebnisse Szenario 10 - Anhang	xi

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Kosteneinsparungspotenzial [6]	1
Abbildung 2: Einflüsse auf den Fahrkomfort [15]	4
Abbildung 3: Anwendung der Frequenzbewertungskurve nach VDI 2057 [21].....	7
Abbildung 4: Wichtigste Frequenzbewertungskurven [21]	8
Abbildung 5: Übersicht der Komponentenmodelle für Fahrbarkeitsbewertungen [15].....	13
Abbildung 6: Charakteristische Kennlinien [4].....	16
Abbildung 7: Modellaufbau	23
Abbildung 8: Fahrermodell	24
Abbildung 9: Motorkennlinien	24
Abbildung 10: Kupplung [23].....	26
Abbildung 11: Getriebeübersetzung und Trägheiten.....	27
Abbildung 12: Reifenlängskraft TMsimple.....	29
Abbildung 13: P5Tyre-Modell	30
Abbildung 14: Hub-/Nickmodell [5].....	31
Abbildung 15: Fahrpedal (a), Motormoment (b), Motordrehzahl (c).....	34
Abbildung 16: Fahrzeuggeschwindigkeit(a), Kupplungsdrehzahlen(b), Reifenlängskraft(c) ..	35
Abbildung 17: Zugkraftkurve.....	35
Abbildung 18: dynamische Achslasten (a), z-Beschleunigungen (b), Nickwinkel (c)	36
Abbildung 19: Betrachtungszeitraum Szenario 1	37
Abbildung 20: Beschleunigungen Sitzschiene Szenario 1	37
Abbildung 21: Bewertete Beschleunigung aw_x Szenario 1 Variation 1	38
Abbildung 22: Bewertete Beschleunigung aw_x Szenario 1	40
Abbildung 23: Schwelle für Szenario 4.2	40
Abbildung 24: Beschleunigungen Sitzschiene Szenario 2	41
Abbildung 25: Ergebnisse Szenario 2.....	42
Abbildung 26: Beschleunigungen Sitzschiene Szenario 3	43
Abbildung 27: Beschleunigungen Sitzschiene Szenario 4	44
Abbildung 28: Beschleunigungen Sitzschiene Szenario 4.5	45
Abbildung 29: Variation Szenario 5.....	46
Abbildung 30: Fahrzeuggeschw., Kupplungsdrehzahlen, Reifenlängskraft Szenario 6	47
Abbildung 31: Beschleunigungen Sitzschiene Szenario 6	47
Abbildung 32: Ergebnisse Szenario 6.....	48
Abbildung 33: Ergebnisse Szenario 7	49
Abbildung 34: Beschleunigungen Szenario 7 Variation Nr. 1 und 3 aus Tabelle 16	50
Abbildung 35: Ergebnisse Szenario 8.....	51
Abbildung 36: Ergebnisse Szenario 9.....	52
Abbildung 37: Ergebnisse Szenario 10.....	53
Abbildung 38: Ergebnisse Szenario 11	54

Formelverzeichnis

- [F1] Berechnung Effektivwert nach VDI 2057 [21]
- [F2] Berechnung gleitender Effektivwert nach VDI 2057 [21]
- [F3] Berechnung Schwingungsgesamtwert nach VDI 2057 [21]
- [F4] Berechnung Motorausgangsmoment [15]
- [F5] Berechnung Getriebeausgangsmoment für Lastwechselsimulation [15]
- [F6] Berechnung resultierendes Trägheitsmoment Getriebe [15]
- [F7] Übertragungsfunktion Antriebswelle [15]
- [F8] Berechnung Lose [15]
- [F9] Ansätze für Winkelgeschwindigkeit zur Berechnung von Losen [15]
- [F10] Berechnung hochdynamischer Anteil der Fahrzeugbeschleunigung [15]
- [F11] Berechnung resultierender Fahrzeugbeschleunigung [15]
- [F12] Berechnung resultierender Fahrzeugbeschleunigung [15]
- [F13] Berechnung Winkelbeschleunigung Eingangswelle Radsatz [15]
- [F14] Berechnung Getriebeausgangsmoment für Schaltwechselsimulation [15]
- [F15] Sigmoid-Funktion [15]
- [F16] Berechnung Kupplungsausgangsmoment [15]
- [F17] Berechnung Kupplungseingangsmoment [15]
- [F18] Berechnung Kupplungsweg [15]
- [F19] Berechnung Zylinderdruck Kupplung [15]
- [F20] Verzögerungsglied 1. Ordnung [10]
- [F21] PT-Glied [10]
- [F22] Berechnung Differentialausgangsmoment [15]
- [F23] Impulsgleichung Vorderrad um y-Achse [9]
- [F24] Bewegungsgleichung Fahrzeug in x-Richtung [9]
- [F25] Berechnung Schlupf [9]
- [F26] Bewegungsgleichung Aufbau in z-Richtung [9]
- [F27] Impulsgleichung Aufbau um y-Achse [9]
- [F28] Bewegungsgleichung Vorderachse in z-Richtung [9]
- [F29] Bewegungsgleichung Hinterachse in z-Richtung [9]
- [F30] Beschleunigungstransformation x-Richtung COG in Sitzschiene [20]
- [F31] Beschleunigungstransformation y-Richtung COG in Sitzschiene [20]

Literaturverzeichnis

- [1] Albrecht, M. (). *Modellierung der Komfortbeurteilung aus Kundensicht am Beispiel des automatisierten Anfahrens*, Institut für Produktentwicklung der Universität Karlsruhe, Dissertation, 2005
- [2] AVL List GmbH: *AVL-drive function description*, 2008
- [3] Definition Vorwärtssimulation: http://www.autokon.de/cad_simulation/-/article/16537511/29335708/FI (abgerufen am 22.04.2015)
- [4] Dettki, F.: *Methoden zur objektiven Bewertung des Geradeauslaufs von Personenkraftwagen*, Institut für Mechanik der Universität Stuttgart, Dissertation, 2005
- [5] Fahrzeuggrafik: <http://www.autobild.de/bilder/mercedes-parfuems-fuer-die-s-klasse-w222--4271728.html> (abgerufen am 06.08.2015)
- [6] Grafik Einsparungspotenzial in der Entwicklung: <http://www.prowerk.eu/costnav.html>, (abgerufen am 24.10.2014)
- [7] Guzzella, L.; Sciarretta A.: *Vehicle propulsion systems*, Springer Verlag, 2005
- [8] Hirschberg, W.; Eichberger, A.; Waser, H. M.: *Modellbildung und Simulation in der Fahrzeugdynamik*, Institut für Fahrzeugtechnik der TU Graz, Vorlesungsskript, 2014
- [9] Hirschberg, W.; Waser, M.: *Fahrzeugdynamik*, Institut für Fahrzeugtechnik der TU Graz, Vorlesungsskript, 2014
- [10] Hofer, A.: *Regelungstechnik 1*, Institut für Regelungs- und Automatisierungstechnik der TU Graz, Vorlesungsskript 2011
- [11] Hülsmann, A.: *Methodenentwicklung zur virtuellen Auslegung von Lastwechselphänomenen in Pkw* Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik München, Dissertation, 2007
- [12] Karoshi, P.: *Abschlussbericht Projekt Parameteridentifikation*, Institut für Fahrzeugtechnik, 2013
- [13] Komfort. Stand: 29. Juni 2014. <http://de.wikipedia.org/wiki/Komfort> (abgerufen am 21.07.2014)
- [14] MATLAB/Simulink 2012: <http://de.mathworks.com/products/simulink/>, (abgerufen am 02.02.2015)
- [15] Matthies, F.: *Beitrag zur Modellbildung von Antriebssträngen für Fahrbarkeitsuntersuchungen*, Fakultät IV für Elektrotechnik und Informatik, Dissertation, 2013
- [16] Melzig-Thiel, R.; Kinne J.; Schatte M.: *Schwingungsbelastung in der Bauwirtschaft*, Bundesanstalt für Arbeitsschutz und Arbeitsmedizin, 2001
- [17] Mitschke, M.; Wallentowitz, H.: *Dynamik der Kraftfahrzeuge*, Springer Verlag, 2003
- [18] Rill, G.: *Road vehicle dynamics: Fundamentals and modeling*, 2012
- [19] Scherf, H.: *Modellbildung und Simulation dynamischer Systeme*, Oldenbourg Verlag, 2010
- [20] Transformation. Stand: 27. Jänner 2003: https://itp.tugraz.at/LV/schnizer/Analytische_Mechanik/node9.html (abgerufen am 03.08.2015)
- [21] VDI Wissensforum GmbH: *Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen- Ganzkörperschwingungen*, (Richtlinie Nr. 2057), 2002
- [22] VDI Wissensforum GmbH: *Getriebe in Fahrzeugen*, 2009
- [23] Zanasi, R.: *Simulation of Variable Dynamic Dimension System*, 2001

Anhang

A.1 Ergänzung Ergebnisse

A.1.1 Ergänzende Ergebnisse Szenario 1

Tabelle 24: Ergebnisse Szenario 1 - Anhang

Gang	Übersetzung	aw_x in m/s^2	aw_z in m/s^2	aw_{ges} in m/s^2	Beurteilung
Variation Nr. 2					
1	4,171	0,1838	0,0007	0,1838	gut spürbar
2	2,34	0,0578	0,0039	0,0579	gut spürbar
3	1,521	0,1216	0,0011	0,1216	gut spürbar
4	1,143	0,0705	0,0006	0,0705	gut spürbar
5	0,867	0,0605	0,0003	0,0605	gut spürbar
6	0,691	0,0213	0,0002	0,0213	gerade spürbar
Variation Nr. 5					
1	4,171	0,1668	0,0006	0,1668	gut spürbar
2	2,34	0,0443	0,0033	0,0444	gerade spürbar
3	1,521	0,1024	0,0011	0,1024	gut spürbar
4	1,143	0,0557	0,0006	0,0557	gut spürbar
5	0,867	0,0514	0,0004	0,0051	gut spürbar
6	0,691	0,0230	0,0002	0,0023	gerade spürbar
Variation Nr. 8					
1	4,171	0,1945	0,0005	0,1945	gut spürbar
2	2,34	0,0465	0,0012	0,0465	gerade spürbar
3	1,521	0,1164	0,0004	0,1164	gut spürbar
4	1,143	0,0796	0,0002	0,0796	gut spürbar
5	0,867	0,0569	0,0001	0,0569	gut spürbar
6	0,691	0,0301	0,0001	0,0301	gerade spürbar
Variation Nr. 9					
1	4,171	0,1890	0,0009	0,1890	gut spürbar
2	2,34	0,0536	0,0045	0,0538	gerade spürbar
3	1,521	0,1192	0,0012	0,1192	gut spürbar
4	1,143	0,0523	0,0006	0,0523	gut spürbar
5	0,867	0,0651	0,0003	0,0651	gut spürbar
6	0,691	0,0302	0,0003	0,0302	gerade spürbar
Variation Nr. 10					
1	4,171	0,1885	0,0007	0,1885	gut spürbar
2	2,34	0,0734	0,0037	0,0734	gut spürbar
3	1,521	0,0900	0,0017	0,0900	gut spürbar

fortgesetzt

fortgesetzt

4	1,143	0,0529	0,0007	0,0529	gut spürbar
5	0,867	0,0449	0,0005	0,0449	gerade spürbar
6	0,691	0,0202	0,0003	0,0202	gerade spürbar
Variation Nr. 11					
1	4,171	0,1938	0,0006	0,1938	gut spürbar
2	2,34	0,0476	0,0033	0,0477	gerade spürbar
3	1,521	0,1199	0,0010	0,1199	gut spürbar
4	1,143	0,0734	0,0005	0,0734	gut spürbar
5	0,867	0,0643	0,0003	0,0643	gut spürbar
6	0,691	0,0316	0,0002	0,0316	gerade spürbar

A.1.3 Ergänzende Ergebnisse Szenario 7

Tabelle 25: Ergebnisse Szenario 7 - Anhang

GW	aw_x in m/s^2	aw_z in m/s^2	aw_{ges} in m/s^2	Beurteilung
Variation Nr. 2				
1-2	0,0219	0,0007	0,0219	gerade spürbar
2-3	0,0217	0,0003	0,0217	Wahrnehmungsschwelle
3-4	0,0233	0,0001	0,0233	gerade spürbar
4-5	0,0156	7,04287E-05	0,0156	Wahrnehmungsschwelle
5-6	0,0091	3,15057E-05	0,0091	nicht spürbar
Variation Nr. 3				
1-2	0,0174	0,0005	0,0174	gerade spürbar
2-3	0,0136	0,0006	0,0136	Wahrnehmungsschwelle
3-4	0,0161	0,0001	0,0161	gerade spürbar
4-5	0,0118	8,05483E-05	0,0118	Wahrnehmungsschwelle
5-6	0,0065	4,38969E-05	0,0065	nicht spürbar
Variation Nr. 4				
1-2	0,0254	0,0006	0,0255	gerade spürbar
2-3	0,0539	0,0004	0,0540	gut spürbar
3-4	0,0406	0,0002	0,0406	gerade spürbar
4-5	0,0278	0,0001	0,0279	gerade spürbar
5-6	0,0150	7,82126E-05	0,0151	Wahrnehmungsschwelle
Variation Nr. 5				
1-2	0,0355441	0,0005	0,0355	gerade spürbar
2-3	0,04108393	0,0006	0,0411	gerade spürbar
3-4	0,03680698	0,0002	0,0368	gerade spürbar
4-5	0,02706676	0,0001	0,0271	gerade spürbar
5-6	0,01548688	8,61045E-05	0,0155	Wahrnehmungsschwelle

A.1.4 Ergänzende Ergebnisse Szenario 8

Tabelle 26: Ergebnisse Szenario 8 - Anhang

GW	aw_x in m/s ²	aw_z in m/s ²	aw_{ges} in m/s ²	Beurteilung
Kupplungsschließzeit 0.833s				
1-2	0,0243	0,0008	0,0243	gerade spürbar
2-3	0,0019	8,71831E-05	0,0019	nicht spürbar
3-4	0,0022	6,03487E-05	0,0022	nicht spürbar
4-5	0,0040	8,34894E-05	0,0040	nicht spürbar
5-6	0,0006	1,37752E-05	0,0006	nicht spürbar
Kupplungsschließzeit 2s				
1-2	0,0285	0,0010	0,0285	gerade spürbar
2-3	0,0193	0,0011	0,0193	gerade spürbar
3-4	0,0217	0,0001	0,0217	gerade spürbar
4-5	0,0157	7,04287E-05	0,0157	Wahrnehmungsschwelle
5-6	0,0094	3,15252E-05	0,0094	nicht spürbar

A.1.5 Ergänzende Ergebnisse Szenario 9

Tabelle 27: Ergebnisse Szenario 9 – Anhang

GW	aw_x in m/s^2	aw_z in m/s^2	aw_{ges} in m/s^2	Beurteilung
Variation Nr. 2				
1-2	0,0256	0,0007	0,0256	gerade spürbar
2-3	0,0186	0,0004	0,0186	gerade spürbar
3-4	0,0100	0,0001	0,0100	nicht spürbar
4-5	0,0063	7,47957E-05	0,0063	nicht spürbar
Variation Nr. 3				
1-2	0,0256	0,0007	0,0257	gerade spürbar
2-3	0,0182	0,0004	0,0182	gerade spürbar
3-4	0,0103	0,0001	0,0103	nicht spürbar
4-5	0,0041	0,0002	0,0041	nicht spürbar
Variation Nr. 4				
1-2	0,0141	0,0009	0,0141	Wahrnehmungsschwelle
2-3	0,0098	0,0005	0,0098	nicht spürbar
3-4	0,0049	0,0002	0,0049	nicht spürbar
4-5	0,0030	0,0001	0,0030	nicht spürbar
Variation Nr. 5				
1-2	0,0298	0,0009	0,0298	gerade spürbar
2-3	0,0245	0,0005	0,0246	gerade spürbar
3-4	0,0146	0,0001	0,0146	Wahrnehmungsschwelle
4-5	0,0046	2,81232E-05	0,0046	nicht spürbar
Variation Nr. 6				
1-2	0,0258	0,0007	0,0258	gerade spürbar
2-3	0,0182	0,0004	0,0182	gerade spürbar
3-4	0,0104	0,0001	0,0104	nicht spürbar
4-5	0,0065	6,39531E-05	0,0065	nicht spürbar
Variation Nr. 7				
1-2	0,0255	0,0007	0,0256	gerade spürbar
2-3	0,0182	0,0004	0,0182	gerade spürbar
3-4	0,0099	0,0001	0,0099	nicht spürbar
4-5	0,0068	6,15982E-05	0,0068	nicht spürbar

A.1.6 Ergänzende Ergebnisse Szenario 10

Tabelle 28: Ergebnisse Szenario 10 - Anhang

GW	aw_x in m/s^2	aw_z in m/s^2	aw_{ges} in m/s^2	Beurteilung
Kupplungsschließzeit 0.833s				
1-2	0,0254	0,0007	0,0254	gerade spürbar
2-3	0,0246	0,0004	0,0246	gerade spürbar
3-4	0,0108	0,0002	0,0108	nicht spürbar
4-5	0,0071	8,12695E-05	0,0071	nicht spürbar
Kupplungsschließzeit 2s				
1-2	0,0247	0,0007	0,0247	gerade spürbar
2-3	0,0246	0,0004	0,0246	gerade spürbar
3-4	0,0104	0,0002	0,0104	nicht spürbar
4-5	0,0071	8,58848E-05	0,0071	nicht spürbar
Kupplungsschließzeit 0,5s				
1-2	0,0253	0,0007	0,0253	gerade spürbar
2-3	0,0248	0,0004	0,0248	gerade spürbar
3-4	0,0141	0,0002	0,0141	Wahrnehmungsschwelle
4-5	0,0071	8,76981E-05	0,0071	nicht spürbar