

PA06

EINSPURFEDERUNGSMODELL

Laborbericht im Umgang mit MATLAB®/Simulink®

Mohammed Almassri
Florian Franke
Alexander König



Aufgabenstellung

Die Aufgabenstellung dieser vorliegenden Projektarbeit gliedert sich in drei Teilbereiche auf. Im ersten Teilbereich der Aufgabenstellung geht es um die Grundlagen. Dabei sollen benötigte Fahrzeugdaten und Parameter für ein Beispieldfahrzeug ermittelt werden. Ebenso soll ein Freikörperbild für das Beispieldfahrzeug erzeugt werden. Im letzten Schritt des ersten Teilbereichs sollen anhand des erstellten Freikörperbildes, die benötigten Differentialgleichungen für die spätere Simulation hergeleitet werden.

Der zweite Teilbereich befasst sich mit der linearen Dämpfung. Hierbei soll eine Fahrt über eine Bordsteinkante, eine Bodenwelle und eine Rinne (negative Bodenwelle) bei mindestens zwei Geschwindigkeiten simuliert werden. In diesem Zusammenhang sind die Abmessungen der Bodenwelle mit einer Höhe von 0,12m und einer Länge von 20m bereits vorgegeben. Bei der Simulation sollen die Schwingungswirkungen am Schwerpunkt sowie an der Vorder- und Hinterachse dargestellt werden. Vor allem der Nickwinkel sollte dabei nicht vernachlässigt werden. Zusätzlich gilt es die Schwankungen der Radlasten (vorne und hinten) mit zu betrachten.

Im letzten Teilbereich geht es um die Dokumentation des Simulink Modells, die simulierten Beispiele und letztendlich auch um die Auswertung und Diskussion aller erzielten Ergebnisse.

Als Zusammenfassung wird nun der Aufbau dieser Arbeit auf Basis, der eben erläuterten Aufgabenstellung beschrieben. In Kapitel 1 erfolgt eine kurze Einführung hinsichtlich des physikalischen Ersatzmodells (Einspur-Federungsmodell), bis es dann zum Freikörperbild übergeht. Aufbauend auf das Freikörperbild werden die Differentialgleichungen hergeleitet.

Das Kapitel 2 beschäftigt sich hauptsächlich mit dem mathematischen Ersatzmodell in MATLAB®/Simulink®. Dort wird ein Überblick des gesamten Modells und dessen Subsysteme dargestellt und ausführlich beschrieben.

Kapitel 3 richtet sich dementsprechend auf die Einbindung von Parametern in MATLAB® anhand des Beispieldfahrzeugs.

Das letzte Kapitel beschäftigt sich letztendlich mit der Auswertung und Diskussion der erzielten Ergebnisse. Dies erfolgt anhand von Diagrammen.



Inhalt

1	Physikalisches Ersatzmodell Einspur-Federungsmodell	1
1.1	Freikörperbild	2
1.2	DGL für den Aufbau:	3
1.3	DGL für die Nickbewegung des Aufbaus:.....	3
1.4	DGL für die Vorderachse:	3
1.5	DGL für die Hinterachse:	3
2	Mathematisches Ersatzmodell in MATLAB®/Simulink®	5
2.1	MATLAB® Parameterinitialisierung.....	5
2.2	Translation Aufbau	7
2.3	Rotation Aufbau	8
2.4	Translation aus Rotation.....	8
2.5	Translation Vorderachse.....	9
2.6	Translation Hinterachse.....	10
2.7	Anregung der Straße	10
2.7.1	Bodenwelle	11
2.7.2	Rinne	13
2.7.3	Bordstein	15
2.8	Gesamtmodell Überblick	16
2.9	Messung	17
3	Einbindung von Parametern anhand eines Beispieldfahrzeuges	18
4	Diskussion der Ergebnisse	21
4.1	Überfahren einer Bodenwelle	21
4.2	Überfahren einer Bodenwelle mit 25 km/h.....	22
4.3	Überfahren einer Rinne	24
4.4	Überfahren eines Bordsteins	26
4.5	Zusammenfassung.....	29
	Anhang – Vorschlag zur Optimierung der Anregung durch Bordstein	30
	Abbildungsverzeichnis	I
	Tabellenverzeichnis	I
	Quellenverzeichnis	II

1 Physikalisches Ersatzmodell Einspur-Federungsmodell

Im Bereich der Fahrdynamik gilt es, das Kräftepiel eines fahrenden Fahrzeugs zu beschreiben. Dabei wirken auf das sich bewegende Fahrzeug unterschiedliche Kräfte. Dazu gehören die Kräfte in Längs- und Querrichtung, bei dem die auftretenden Reibkräfte zwischen der befahrenen Bahn und des Reifens abgetragen werden müssen. Die fahrdynamische Bemessung verfolgt das Ziel, die ausreichenden Reserven gegen unbeabsichtigte Bewegungen bezogen auf das Fahrzeug, vorzuhalten. Dieses Ziel wird dann erreicht, wenn viele unterschiedliche Fahrbahnoberflächen in Bezug auf das breite Spektrum von Fahrzeugen sowie der Qualität mitberücksichtigt werden. [1]

Beim Zurücklegen einer Strecke mit dem Fahrzeug werden durch die Fahrbahn und Fahrzeugreifen, Kräfte und Momente erzeugt. Das resultierende Ergebnis der zurückgelegten Strecke sind Störgrößen um die Hochachse des Fahrzeugs. Diese haben einen großen Einfluss auf das schwingende Fahrzeugsystem. Die Reaktionen, die ein Fahrzeug auslöst, hängen von verschiedenen Faktoren ab. Auf der einen Seite sind es die „internen Faktoren“ wie Reifen, Feder-Dämpfersystem und Aufbau. Auf der anderen Seite sind es die „externen Faktoren“ wie Fahrbahn, Geschwindigkeit und Bahnführung. [2]

Besonders die Fahrbahnunebenheiten haben durch die resultierenden Schwingungen große Auswirkungen auf den Aufbau. Damit das Zusammenspiel und die Anregung von Fahrbahn hinsichtlich des Fahrzeugs verständlicher werden, bezieht sich die nachfolgende Abbildung sowie der Folgende Absatz auf das Einspur-Federungsmodell. Dieses Modell kann als Schwingungssystem eines Kraftfahrzeugs bezeichnet werden. [2]

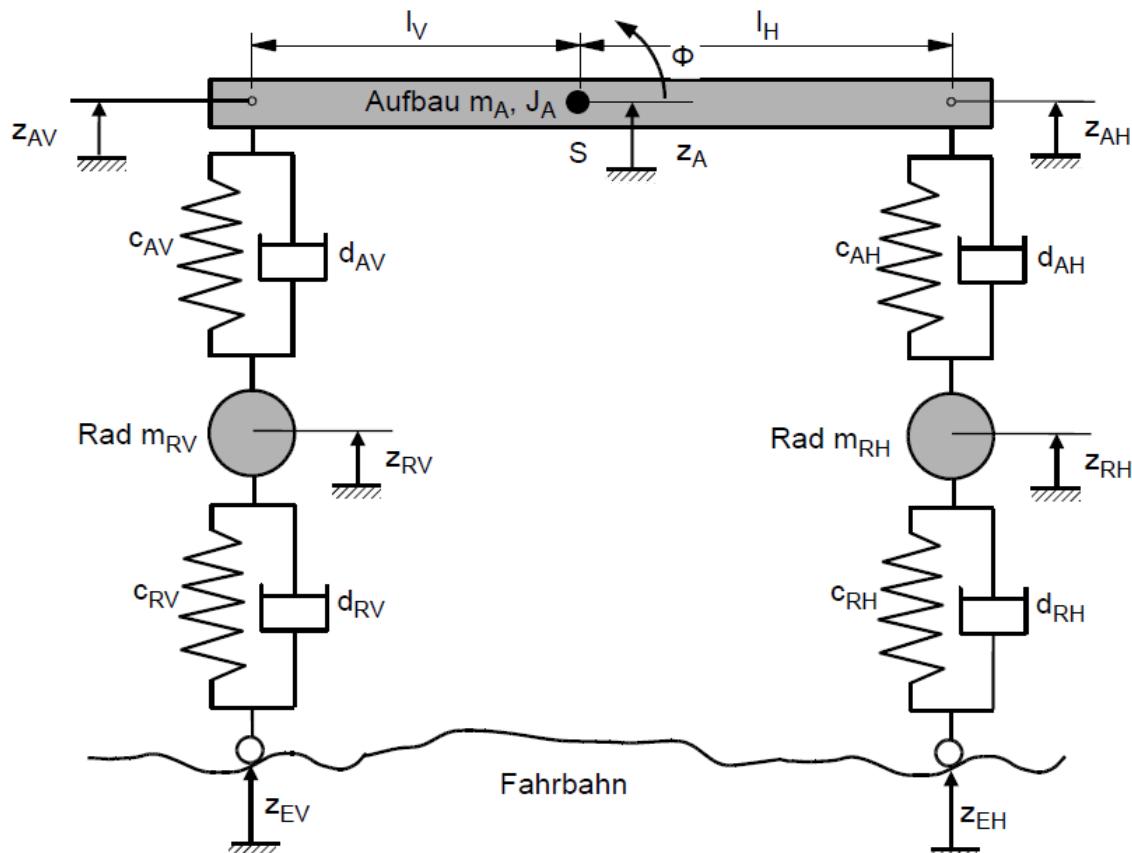


Abbildung 1: Einspur-Federungsmodell

Bei dieser Art von Federungsmodell ist das besondere, dass der Aufbau nicht mehr als Punktmasse angesehen wird, sondern als ein mit Masse behafteter Balken. In diesem Zusammenhang wird dieses Modell als zweiachsiges Fahrzeug mit starrem Aufbau, d.h. um einen biegesteifen Balken betrachtet. Der Schwerpunkt des Aufbaus befindet sich nicht in der Mitte aufgrund der Gewichtsverteilung von Karosserie und Motor. Aus diesem Grund wurden zwei Bezugslängen (l_V und l_H) zu den einzelnen Achsen angegeben. Der Nickwinkel, der durch unregelmäßige Anregungen erzeugt wird, ist in der obigen Abbildung entgegen des Uhrzeigersinnes eingezeichnet. Zusätzlich gehört das Massenträgheitsmoment des Fahrzeugs dazu, welches sich aus der Geometrie des Aufbaus und der dazugehörigen Masse m_A ableiten lässt. Außerdem enthält das Federungsmodell Dämpfungskonstanten für die Reifen und für den Aufbau. Diese richten sich auf die Vorder- und Hinterachse des Fahrzeugs. Gleichermaßen sind Federkonstanten für die Reifen und für den Aufbau mit einbezogen. [2]

1.1 Freikörperbild

Zu Beginn wird ein Freikörperbild erstellt, um daraus die einzelnen Differenzialgleichungen des Federungsmodells abzuleiten. Hierbei hat das Einspur-Federungsmodell für ein zweiachsiges Fahrzeug vier Freiheitsgrade, die wie folgt lauten: [3]

- Heben und Nicken des Aufbaus
- Heben der Vorder- und Hinterachse

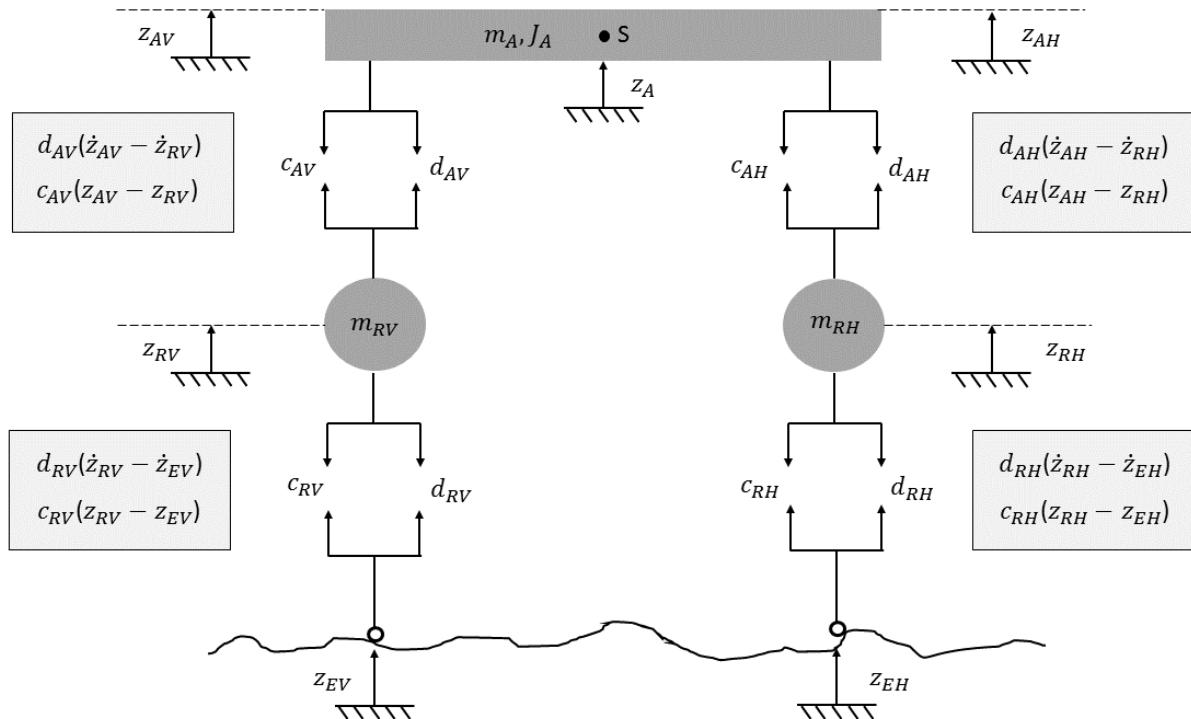


Abbildung 2: Freikörperbild Einspur-Federungsmodell

Aus dem Freikörperbild und den erwähnten Freiheitsgraden lassen sich jetzt die einzelnen Differenzialgleichungen (DGL) sowohl für den Aufbau als auch für die Vorder- und Hinterachse ableiten.



1.2 DGL für den Aufbau:

$$m_A \ddot{z}_A = -d_{AV}(\dot{z}_{AV} - \dot{z}_{RV}) - c_{AV}(z_{AV} - z_{RV}) - d_{AH}(\dot{z}_{AH} - \dot{z}_{RH}) - c_{AH}(z_{AH} - z_{RH})$$

Die Umstellung nach der höchsten Ableitung ergibt für den Aufbau folgende DGL:

$$\ddot{z}_A = \frac{1}{m_A}(-d_{AV}(\dot{z}_{AV} - \dot{z}_{RV}) - c_{AV}(z_{AV} - z_{RV}) - d_{AH}(\dot{z}_{AH} - \dot{z}_{RH}) - c_{AH}(z_{AH} - z_{RH}))$$

1.3 DGL für die Nickbewegung des Aufbaus:

$$J_A \ddot{\phi} = l_V d_{AV}(\dot{z}_{AV} - \dot{z}_{RV}) + l_V c_{AV}(z_{AV} - z_{RV}) - l_H d_{AH}(\dot{z}_{AH} - \dot{z}_{RH}) - l_H c_{AH}(z_{AH} - z_{RH})$$

Die Umstellung nach der höchsten Ableitung ergibt für die Nickbewegung folgende DGL:

$$\ddot{\phi} = \frac{1}{J_A}(l_V d_{AV}(\dot{z}_{AV} - \dot{z}_{RV}) + l_V c_{AV}(z_{AV} - z_{RV}) - l_H d_{AH}(\dot{z}_{AH} - \dot{z}_{RH}) - l_H c_{AH}(z_{AH} - z_{RH}))$$

1.4 DGL für die Vorderachse:

$$m_{RV} \ddot{z}_{RV} = d_{AV}(\dot{z}_{AV} - \dot{z}_{RV}) + c_{AV}(z_{AV} - z_{RV}) - d_{RV}(\dot{z}_{RV} - \dot{z}_{EV}) - c_{RV}(z_{RV} - z_{EV})$$

Die Umstellung nach der höchsten Ableitung ergibt für die Vorderachse folgende DGL:

$$\ddot{z}_{RV} = \frac{1}{m_{RV}}(d_{AV}(\dot{z}_{AV} - \dot{z}_{RV}) + c_{AV}(z_{AV} - z_{RV}) - d_{RV}(\dot{z}_{RV} - \dot{z}_{EV}) - c_{RV}(z_{RV} - z_{EV}))$$

1.5 DGL für die Hinterachse:

$$m_{RH} \ddot{z}_{RH} = d_{AH}(\dot{z}_{AH} - \dot{z}_{RH}) + c_{AH}(z_{AH} - z_{RH}) - d_{RH}(\dot{z}_{RH} - \dot{z}_{EH}) - c_{RH}(z_{RH} - z_{EH})$$

Die Umstellung nach der höchsten Ableitung ergibt für die Hinterachse folgende DGL:

$$\ddot{z}_{RH} = \frac{1}{m_{RH}}(d_{AH}(\dot{z}_{AH} - \dot{z}_{RH}) + c_{AH}(z_{AH} - z_{RH}) - d_{RH}(\dot{z}_{RH} - \dot{z}_{EH}) - c_{RH}(z_{RH} - z_{EH}))$$

Des Weiteren sind die Zusammenhänge zwischen den Aufbaubewegungen über den Achsen z_{AV} und z_{AH} sowie der Bewegung des Aufbauschwerpunktes z_A und dem Nickwinkel ϕ zu beachten. Daraus ergeben sich die folgenden zwei Gleichungen: [3]

$$z_{AV} = z_A - l_V \phi$$

$$z_{AH} = z_A + l_H \phi$$

Das Einspur-Federungsmodell wird durch Fahrbahnunebenheiten zweimal angeregt wird. Zuerst ist es die angeregte Vorderachse und anschließend noch einmal die Hinterachse. Hieraus lässt sich ableiten, dass die Aufbaubeschleunigung des Einspur-Federungsmodells nicht nur von der Anregungsfrequenz abhängt, sondern auch der Fahrgeschwindigkeit, der Eigenfrequenz des Aufbaus und der Messstellenlage im Fahrzeug. [4]



Aus diesem Grund wird die Anregung des Fahrzeugschwingungssystems durch das Unebenheitsprofil der Straße um eine Zeitdifferenz zeitversetzt an der Vorder- und Hinterachse durchgeführt. Bei der Zeitdifferenz ist zum einen die Fahrgeschwindigkeit „ v “ und zum anderen der Radstand „ l “ entscheidend. Anhand dessen ergibt sich die folgende Formel der Zeitdifferenz: [4]

$$\Delta t = l/v$$

2 Mathematisches Ersatzmodell in MATLAB®/Simulink®

Mit den in Kapitel 1 aufgestellten Differentialgleichungen lässt sich ein Simulationsmodell auf der Plattform Matlab/Simulink ableiten. Hierzu werden zunächst alle Fahrzeug-Parameter initialisiert und

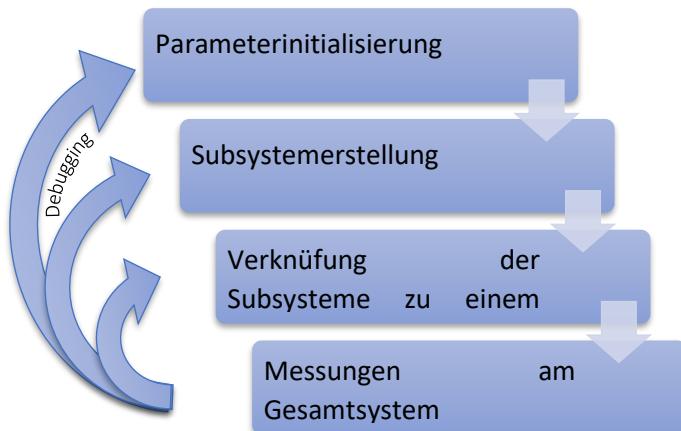


Abbildung 3: Ablauf der Modellerstellung in Matlab/Simulink

Mit dieser Basis können dann die einzelnen Differentialgleichungen in einzeln gekapselte Systeme (sogenannte Subsysteme) überführt werden.

Die Subsysteme haben einen Bewegungsvariablen-Eingang und einen Bewegungsvariablen-Ausgang, die in einem Gesamtsystem miteinander verknüpft werden können.

Auf dieser Ebene können dann einzelne Bewegungsvariablen abgegriffen und in

einem Messdiagramm dargestellt werden. Das Testen der verschiedenen Fahrsituationen geht mit einer Plausibilitätsprüfung der Messergebnisse einher. So wird bei Bedarf an dieser Stelle eine Debugging-Iterationsschleife zu der Parameterinitialisierung oder Subsystemen, bzw. deren Verknüpfung gestartet, um Fehler zu identifizieren und zu korrigieren.

2.1 MATLAB® Parameterinitialisierung

Die Fahrzeug-Parameter, die aus dem Freikörperbild (Abbildung 2) vorgehen, werden mit dem Wert 1 initialisiert. Die Werte werden an dieser Stelle mit den SI-Basiseinheiten parametriert. Dies erscheint sauberer, als eine Einheitenumrechnung in den Subsystemen der Simulink-Oberfläche vorzusehen.

Aus der Aufgabenstellung geht hervor, dass das Modell bei mindestens zwei Geschwindigkeiten auf drei verschiedene Fahrbahnsituationen getestet werden soll. Zur Umsetzung sollen über die Matlaboberfläche dafür zwei Schaltparameter eingesetzt werden (siehe Parameter Anregung und Geschwindigkeit in Absatz `%CONFIG==...`). Die Geschwindigkeiten v_2 und v_3 sind dabei frei gewählt worden. Es ist geläufig die Fahrtgeschwindigkeit in [km/h] anzugeben. Auch sie sollen jedoch in SI-Basis-Einheiten in das System einfließen, weswegen unter Absatz `%Berechnungen--...` eine Umrechnung erfolgt.

Die in der Aufgabenstellung gegebenen Parameter für die Anregungsform der Bodenwelle; -Rinne und des Bordsteins werden im Absatz `%CONFIG==...` mit selbstsprechenden Variablen zur Verfügung gestellt. Die Anregungsform des Bordsteins wird als Sprunganregung identifiziert. Die Bodenwelle und Bodenrinne werden als sinusförmige Anregung angenommen. Für Sie wird die Periodendauer benötigt, die sich aus der Weglänge des halben Sinus im Verhältnis zur Überfahrtsgeschwindigkeit definiert $T_{\text{Sinus}} = L/v$. Die Anregungen sollen erst nach Ablauf einer Zeitspanne erfolgen. Deswegen werden Verzögerungsparameter mit je 1s initialisiert (siehe `%Berechnungen--...` Parameter der Bezeichnungsform `Delay` *). Aus einer im späteren Entwicklungsprozess aufgetretenen



Iterationsschleife stammt das Einführen eines Geschwindigkeit-abhängigen Verzögerungsparameter (siehe `%Berechnungen--... ... switch` (Anregung)). Auf die Gründe wird in Kapitel 2.7 näher eingegangen.

Matlab-Quelltext:

```
clear();                                %Workspace leeren
clc();                                    %Konsole leeren
close all;                                 %Plots schließen

%CONFIG=====
Anregung=          1;      %1=Bodenwelle; 2=Rinne; 3=Bordstein
Geschwindigkeit=   1;      %1; 2; 3
%-----
v1=             100;    %km/h
v2=             50;     %km/h
v3=             25;     %km/h
%-----
L_Bodenwelle=    20;     %m
H_Bodenwelle=    0.12;   %m
L_Rinne=         20;     %m
H_Rinne=         0.12;   %m
H_Bordstein=     0.12;   %m
%=====

%Fahrzeugparameter
J_A=            1;      %kgm²
m_A=            1;      %kg
m_RV=           1;      %kg
m_RH=           1;      %kg

l_V=            1;      %m
l_H=            1;      %m

c_AV=           1;      %N/m
c_AH=           1;      %N/m
c_RV=           1;      %N/m
c_RH=           1;      %N/m

d_AV=           1;      %Ns/m
d_AH=           1;      %Ns/m
d_RV=           1;      %Ns/m
d_RH=           1;      %Ns/m

%Berechnungen-----
switch (Geschwindigkeit)
  case 1
    v1=v1/3.6;      %km/h -> m/s
    v=v1;
  case 2
    v2=v2/3.6;      %km/h -> m/s
    v=v2;
  case 3
    v3=v3/3.6;      %km/h -> m/s
    v=v3;
  otherwise
```

```

        fprintf("Wert %s in Parameter Geschwindigkeit nicht definiert!",
num2str(Geschwindigkeit));
end
T_Sinus_Bodenwelle=1;
T_Sinus_Rinne=1;
Delay_Sinus_Bodenwelle=1;
Delay_Sinus_Rinne=1;
Delay_Sprung_Bordstein=1;
switch (Anregung)
    case 1
        T_Sinus_Bodenwelle=          L_Bodenwelle/v;      %s
        Delay_Sinus_Bodenwelle=      T_Sinus_Bodenwelle;   %s
MUSS DER PERIODENDAUER ENTSPRECHEN, sonst numerische Probleme mit
Nulltangentialität des Sinusgenerators
    case 2
        T_Sinus_Rinne=              L_Rinne/v;          %s
        Delay_Sinus_Rinne=          T_Sinus_Rinne;        %s
MUSS DER PERIODENDAUER ENTSPRECHEN, sonst numerische Probleme mit
Nulltangentialität des Sinusgenerators
    case 3
        if(L_Bodenwelle == L_Rinne)
            Delay_Sprung_Bordstein= L_Bodenwelle/v;
        else
            Delay_Sprung_Bordstein= 1;
        end
    otherwise
        fprintf("Wert %s in Parameter Geschwindigkeit nicht definiert!",
num2str(Anregung));
end

```

2.2 Translation Aufbau

Die Differentialgleichung für die translatorische Bewegung des Massenschwerpunktes des Aufbaus wurde in Kapitel 1.2 hergeleitet. Zur Überführung in ein Subsystem wird sie wie in Abbildung 4 dargestellt zerlegt.

$$m_A \cdot \ddot{z}_A = -d_{AV}(\dot{z}_{AV} - \dot{z}_{RV}) - c_{AV}(z_{AV} - z_{RV}) - d_{AH}(\dot{z}_{AH} - \dot{z}_{RH}) - c_{AH}(z_{AH} - z_{RH})$$

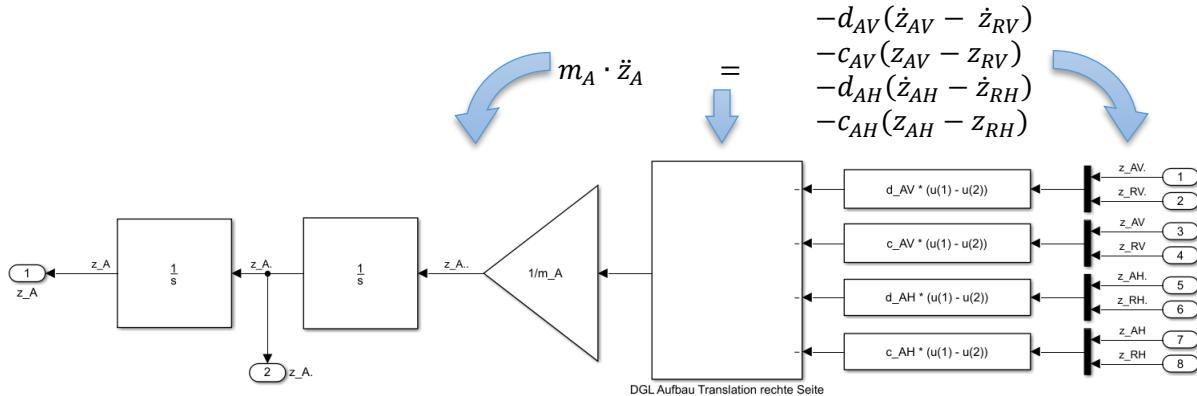


Abbildung 4: Simulink-Modell - Translation Aufbau

Mit dem Verstärkerblock (\square) wird die Summe der Eingangs Kräfte der Differentialgleichung (\square) auf die Beschleunigung \ddot{z}_A ($z_{A..}$) normiert. Im Folgenden wird dann eine Integration (\square) auf die Geschwindigkeit \dot{z}_A ($z_{A.}$) vorgenommen. Sie wird als ein Ausgang ($\subset 2 \square$) des Subsystems zur

Weiterverwendung in anderen Systemen ausgeschleust. Abschließend wird noch einmal auf den Weg z_A (z_A) integriert und ebenfalls mit einem Ausgang $\subset 1 \supset$ verbunden.

2.3 Rotation Aufbau

Die Differentialgleichung für die rotatorische Bewegung des Massenschwerpunktes des Aufbaus wurde in Kapitel 1.3 hergeleitet. Zur Überführung in ein Subsystem wird sie wie in Abbildung 5 dargestellt zerlegt.

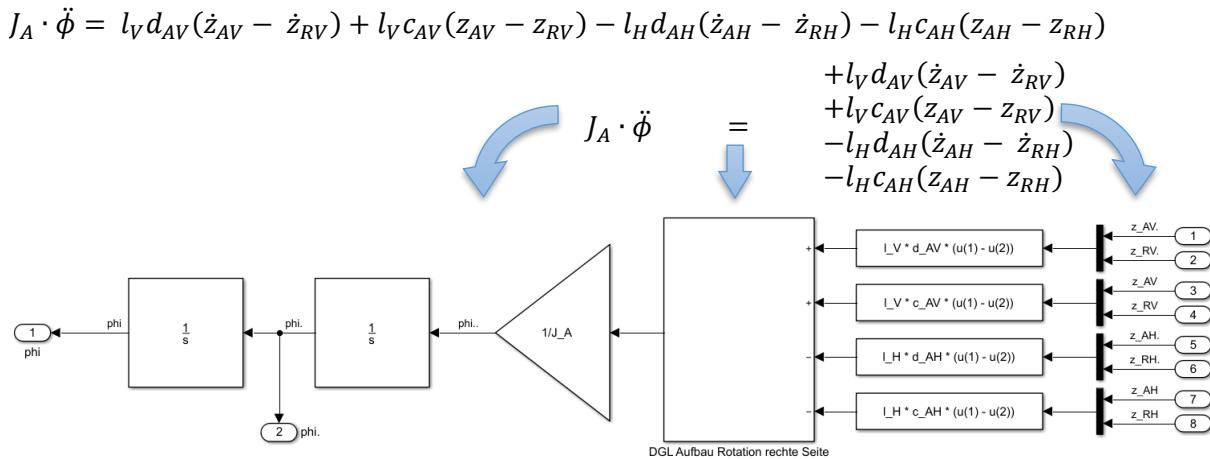


Abbildung 5: Simulink-Modell - Rotation Aufbau

Mit dem Verstärkerblock (\triangleleft) wird die Summe der Eingangs Kräfte der Differentialgleichung (\square) auf die Winkelbeschleunigung $\ddot{\varphi}_A$ (phi_A..) normiert. Im Folgenden wird dann eine Integration (\square) auf die Winkelgeschwindigkeit $\dot{\varphi}_A$ (phi_A..) vorgenommen. Sie wird als ein Ausgang ($\subset 2 \supset$) des Subsystems zur Weiterverwendung in anderen Systemen ausgeschleust. Abschließend wird noch einmal auf den Winkel φ_A (phi_A) integriert und ebenfalls mit einem Ausgang ($\subset 1 \supset$) verbunden.

2.4 Translation aus Rotation

Die Rotation des Aufbaus um seinen Schwerpunkt erzeugt eine translatorische Bewegung an den Anbindungspunkten der Feder-Dämpfer-Systeme der Hinterachse und der Vorderachse. Die Gleichungen zur Errechnung der Wegvariablen wurden in Kapitel 1.3 hergeleitet. Die Errechnung der über die Zeit daraus entstehenden Geschwindigkeiten kann per numerischer Differentiation oder per symbolischer Ableitung erfolgen. Es wurde sich für letzteres entschieden.

$$\begin{aligned} z_{AV} &= z_A - l_V \phi & \Rightarrow & \dot{z}_{AV} = \frac{\delta \varphi}{\delta t} \frac{\delta z}{\delta t} (z_A - l_V \phi) = \dot{z}_A - l_V \dot{\phi} \\ z_{AH} &= z_A + l_H \phi & \Rightarrow & \dot{z}_{AH} = \frac{\delta \varphi}{\delta t} \frac{\delta z}{\delta t} (z_A + l_H \phi) = \dot{z}_A + l_H \dot{\phi} \end{aligned}$$

In Abbildung 6 ist die Überführung in das Subsystem dargestellt. Auf Ausgang $\subset 1 \supset$ ist z_{AH} und auf Ausgang $\subset 2 \supset$ \dot{z}_{AH} geschaltet. Auf Ausgang $\subset 3 \supset$ ist z_{AV} und auf Ausgang $\subset 4 \supset$ \dot{z}_{AV} geschaltet.

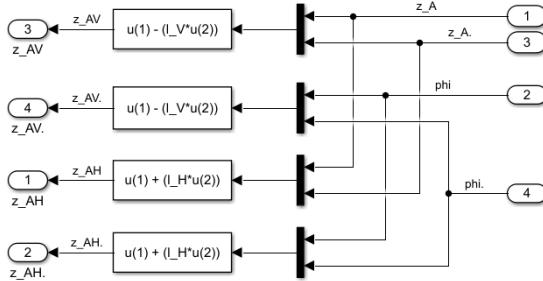


Abbildung 6: Simulink-Modell - Translation aus Rotation

2.5 Translation Vorderachse

Die Differentialgleichung für die translatorische Bewegung des Massenschwerpunktes der Vorderachse wurde in Kapitel 1.4 hergeleitet. Zur Überführung in ein Subsystem wird sie wie in Abbildung 7 dargestellt zerlegt.

$$m_{RV} \cdot \ddot{z}_{RV} = d_{AV}(\dot{z}_{AV} - \dot{z}_{RV}) + c_{AV}(z_{AV} - z_{RV}) - d_{RV}(\dot{z}_{RV} - \dot{z}_{EV}) - c_{RV}(z_{RV} - z_{EV})$$

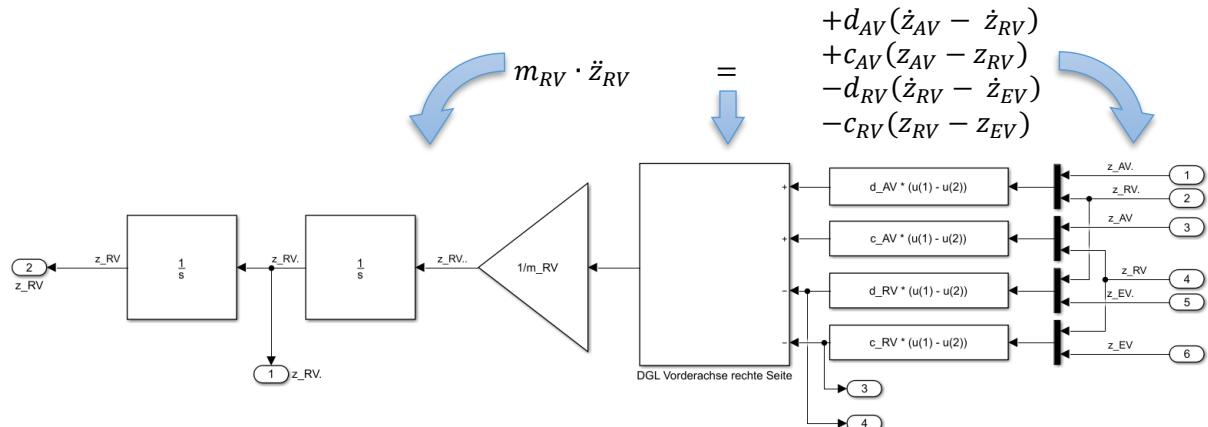


Abbildung 7: Simulink-Modell - Translation Vorderachse

Mit dem Verstärkerblock (\triangleleft) wird die Summe der Eingangs Kräfte der Differentialgleichung (\square) auf die Beschleunigung \ddot{z}_{RV} ($z_{RV..}$) normiert. Im Folgenden wird dann eine Integration (\square) auf die Geschwindigkeit \dot{z}_{RV} ($z_{RV.}$) vorgenommen. Sie wird als ein Ausgang ($\subset 1 \triangleright$) des Subsystems zur Weiterverwendung in anderen Systemen ausgeschleust. Abschließend wird noch einmal auf den Weg z_A (z_{RV}) integriert und ebenfalls mit einem Ausgang $\subset 2 \triangleright$ verbunden.

In einem späteren Arbeitsschritt ist für die Messung der auftretenden Vorderachsen-Radlast die Federkraftkomponente mit dem Ausgang $\subset 3 \triangleright$ und die Dämpferkraftkomponente mit dem Ausgang $\subset 4 \triangleright$ verbunden worden. Sie werden im Subsystem Messung in Kapitel 2.9 weiterverarbeitet.

2.6 Translation Hinterachse

Die Differentialgleichung für die translatorische Bewegung des Massenschwerpunktes der Hinterachse wurde in Kapitel 1.5 hergeleitet. Zur Überführung in ein Subsystem wird sie wie in Abbildung 8 dargestellt zerlegt.

$$m_{RH} \cdot \ddot{z}_{RH} = d_{AH}(\dot{z}_{AH} - \dot{z}_{RH}) + c_{AH}(z_{AH} - z_{RH}) - d_{RH}(\dot{z}_{RH} - \dot{z}_{EH}) - c_{RH}(z_{RH} - z_{EH})$$

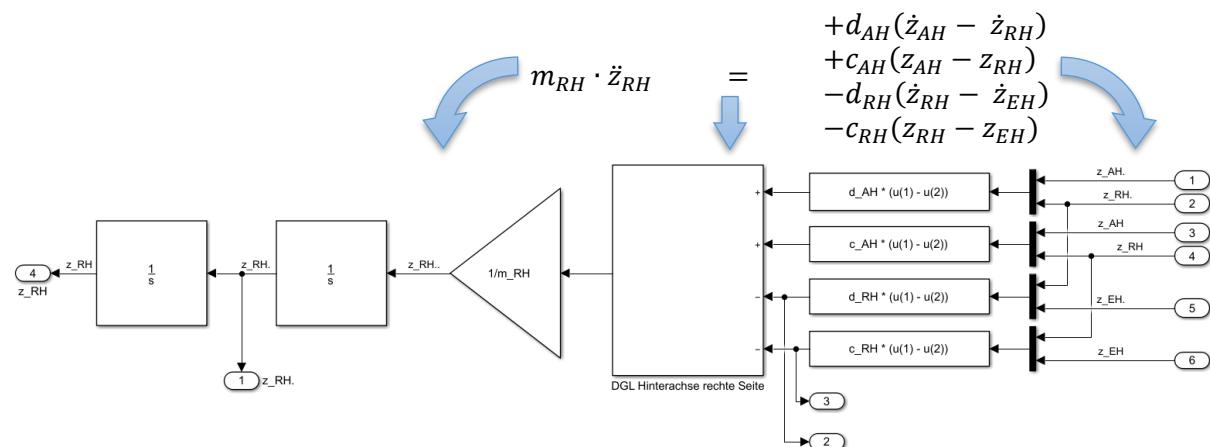


Abbildung 8: Simulink-Modell - Translation Hinterachse

Mit dem Verstärkerblock (\triangleleft) wird die Summe der Eingangs Kräfte der Differentialgleichung (\square) auf die Beschleunigung \ddot{z}_{RH} ($z_{RH..}$) normiert. Im Folgenden wird dann eine Integration (\square) auf die Geschwindigkeit \dot{z}_{RH} ($z_{RH.}$) vorgenommen. Sie wird als ein Ausgang ($\subset 1 \triangleright$) des Subsystems zur Weiterverwendung in anderen Systemen ausgeschleust. Abschließend wird noch einmal auf den Weg z_A (z_{RH}) integriert und ebenfalls mit einem Ausgang $\subset 4 \triangleright$ verbunden.

In einem späteren Arbeitsschritt ist für die Messung der auftretenden Hinterachsen-Radlast die Federkraftkomponente mit dem Ausgang $\subset 3 \triangleright$ und die Dämpferkraftkomponente mit dem Ausgang $\subset 2 \triangleright$ verbunden worden. Sie werden im Subsystem Messung in Kapitel 2.9 weiterverarbeitet.

2.7 Anregung der Straße

Die Anregung (siehe violett eingerahmter Block) wird über eine Weiche umgeschaltet. Dieser Weiche kann über den Parameter „Anregung“ auf der Matlaboberfläche geschaltet werden. Geschaltet werden kann zwischen der Anregung „Bodenwelle“ (siehe Kapitel 2.7.1); Rinne (siehe Kapitel 2.7.2) und „Bordstein“ (siehe Kapitel 2.7.3). Das Signal Anregungssignal z_{EV} (z_{EV}), welches die Weiche verlässt wird dann unverzögert an den Ausgang $\subset 2 \triangleright$ geleitet. Parallel dazu wird das Signal numerisch differenziert (\square) und als \dot{z}_{EV} ($z_{EV.}$) unverzögert an den Ausgang $\subset 1 \triangleright$ geleitet. Diese beiden Ausgänge beschreiben die Bewegungsgrößen an der Straße an der Vorderachse.

Für die Hinterachse wird eine weitere Weiche benötigt, die in Abhängigkeit von der Fahrtgeschwindigkeit, die Verzögerung mit der die Fahrbahnänderungen an das Hinterrad gelangen berechnet (siehe Abbildung 9 unten links). Aus Kapitel 1.5 geht die Formel $\Delta t = l/v$ hervor. Die Länge l des Radstandes kann mit den Parametern l_V und l_H (siehe Abbildung 1) beschrieben werden, sodass gilt:

$$\Delta t = \frac{l_V + l_H}{v}$$

Die Geschwindigkeit, die die Weiche verlässt, wird über den Parameter „Geschwindigkeit“ auf der Matlaboberfläche eingestellt. Die errechnete Verzögerungszeit wird beidermaßen für die Verzögerung von z_{EV} (z_{EV}), welche dann das Subsystem als z_{EH} (z_{EH}) über den Ausgang $\subset 4 \supset$ verlässt, als auch für die Verzögerung von \dot{z}_{EV} ($z_{EV.}$), welche das Subsystem als \dot{z}_{EH} ($z_{EH.}$) über den Ausgang $\subset 3 \supset$ verlässt, genutzt.

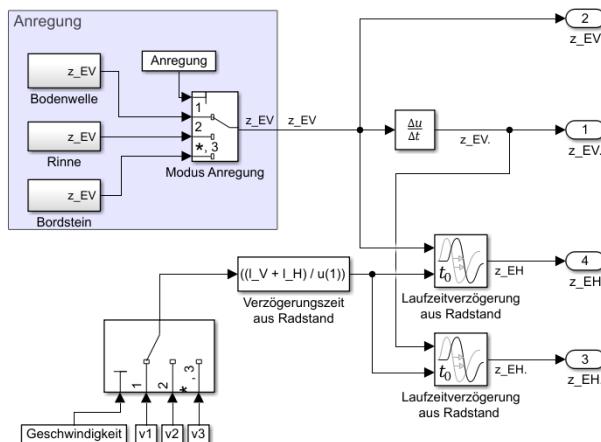


Abbildung 9: Simulink-Modell – Anregung der Straße

2.7.1 Bodenwelle

Das Anregungssignal der Bodenwelle wurde über das Schalten eines Sinus-Funktionsgenerators gelöst. Die Idee dabei ist von einer negativen Cosinusfunktion auszugehen, die bei 0° und 360° eine Tangentialität mit der negativen Amplitude einnimmt. Um eine negative Cosinusfunktion aus einer Sinusfunktion zu erzeugen muss der Phasenwinkel um -90° bereinigt werden:

$$\text{Phase(rad)} = -\frac{\pi}{2}$$

Die Höhe der Bodenwelle umfasst den gesamten Schwingungsbereich der negativen Cosinus-Funktion. Das heißt, dass die Amplitude als betragmäßiger Ausschlag um den Nullpunkt, nur halb so groß sein darf:

$$\text{Amplitude} = \frac{H_{\text{Bodenwelle}}}{2}$$

Die Funktion soll bei 0° und 360° eine Tangentialität zur Fahrbahn aufweisen. Das heißt, dass das Signal bei $0m$ starten soll und bei $0m$ enden soll. Dies kann mit einer Offset-Korrektur erreicht werden, weswegen ein positives Offset um die halbe Amplitude eingerichtetet werden muss:

$$Bias = Amplitude = \frac{H_{Bodenwelle}}{2}$$

Abschließend benötigt der Funktionsgenerator noch die Frequenz für den Sinus. Sie errechnet sich über:

$$Frequency (rad/sec) = 2 \cdot \pi \cdot T_{Sinus_Bodenwelle}$$

Die Periodendauer $T_{Sinus_Bodenwelle}$ wurde auf der Matlaboberfläche berechnet (siehe Kapitel 2.1) und ist fahrtgeschwindigkeitsabhängig. Der Funktionsgenerator wird direkt mit Starten der Matlab/Simulink-Berechnung mit eingeschaltet. Das ausgehende Signal wird dann über einen Verzögerungsblock verzögert. Die Verzögerungszeit „Delay_Sinus_Bodenwelle“ wurde in Kapitel 2.1 erläutert. Sie sorgt dafür, dass das Fahrzeug eine Weile auf ebener Strecke zurücklegt, eh eine Anregung geschieht, um die Auswertung mit einem anregungsneutralen Zeitfenster zu beginnen.

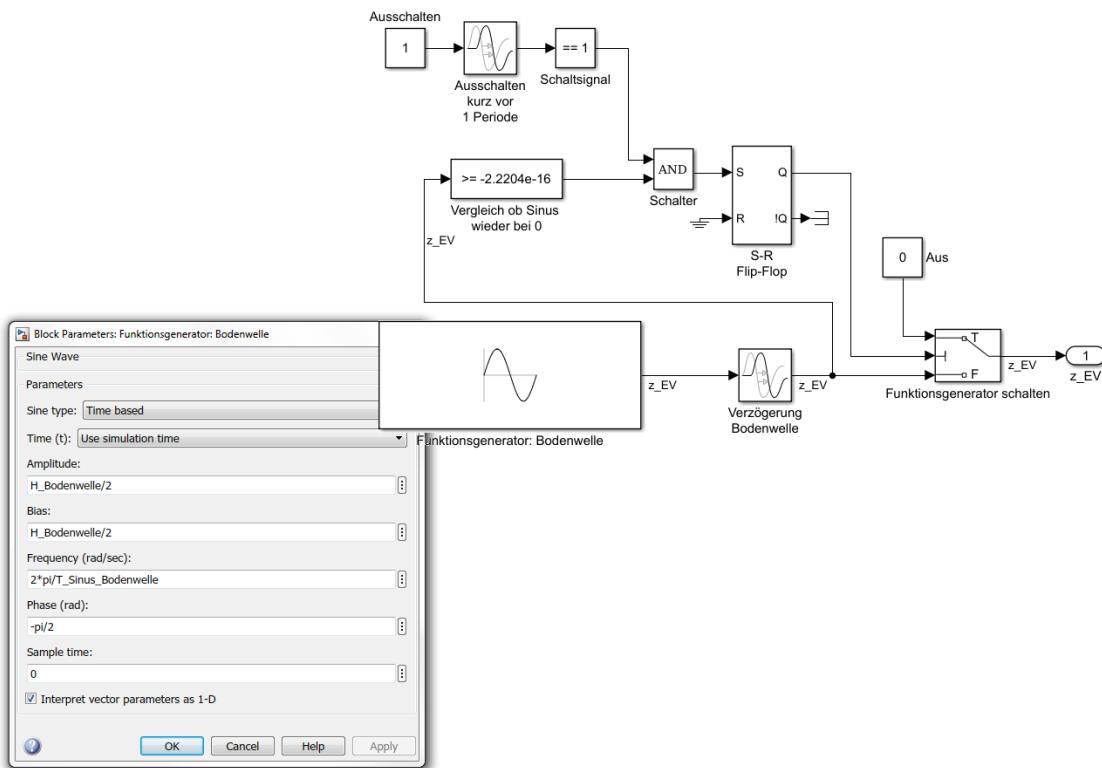


Abbildung 10: Simulink-Modell Anregung durch Bodenwelle

Da wir nur eine einzige Bodenwelle untersuchen, muss der Sinusgenerator abgestellt werden nachdem er 360° der Funktion abgeschwungen hat. Für diesen Zweck ist ein Schalter zwischen z_{EV} (z_EV) und dem Signalausgang $\hookrightarrow 1$ gesetzt worden. Die Idee dabei ist den Sinusgenerator genau dann abzuschalten, wenn das Signal des Sinus exakt auf 0 ist.



In einem ersten Versuch wurde mit einer einfachen Verzögerung von einer Periodendauer der Sinus abgeschaltet. Durch numerische Probleme, die vor allem in der Schrittweiteneinstellung und Nicht-Synchronizität der Schaltungs-Events zu suchen sind, entstand dabei eine hohe Ausschaltspitze in der Ableitung des Signals. Das Signal wurde zu einem Zeitpunkt von einem kleinen Wert sprungartig auf 0 gezogen.

In einer weiteren Iterationsschleife wurde die Idee verfolgt den Sinusgenerator abzufragen. Da das Signal offensichtlich sehr klein, aber nicht auf 0 war wurde die Prüfung gegen die Maschinengenauigkeit eps eingeführt. An dem Zeitpunkt an dem der Sinusgenerator einen Wert zwischen $\{-\text{eps}; \dots; 0\}$ aufweist muss dieser ausgeschaltet werden. Da der Sinusgenerator mit einem Signal von 0 startet, muss diese Abfrage allerdings verzögert geschehen. Diese Verzögerung darf maximal eine Periodendauer betragen und wurde willkürlich mit $T_{\text{Sinus_Bodenwelle}} - 10 \cdot \text{eps}$ festgelegt. Diese Lösung führte zu dem Problem, dass aufgrund von Synchronisationsprobleme der Rechenschrittweite und den Schaltevents die Nulltangentialität des Sinusgenerators nicht erkannt wurde und der Sinusgenerator nicht abgeschaltet wurde.

In der letzten Iterationsschleife wurde eine Lösung gefunden, die ohne eine manuelle Einstellung der Schrittweite auskommt. Hierzu wurde das Verzögerungsevent des Sinusgenerator auf eine Periodendauer des Sinus $T_{\text{Sinus_Bodenwelle}}$ festgesetzt. Dies geschieht in der letzten switch ()-Anweisung im Matlab-Quelltext in Kapitel 2.1.

In dieser Version funktioniert die Schaltung des Sinusgenerators mit sämtlichen realistischen Geschwindigkeiten wie folgt.

- 1) Die Simulation startet, der Sinusgenerator startet
- 2) Das Signal des Sinusgenerators wird verzögert, eh es in das Gesamtmodell hineinfließt
- 3) Parallel wird das verzögerte Signal zur Überprüfung gegen die Maschinengenauigkeit weitergeschleift
- 4) Ist das Signal größer gleich der negativen Maschinengenauigkeit und der Sinusgenerator war schon eingeschaltet wird für einen Moment ein logischer UND-Block kurz geschaltet
- 5) Der UND-Block setzt (S) einen Merker an einem S-R-Flip-Flop, der nicht mehr zurückgesetzt werden kann
- 6) Der Ausgang (Q) des S-R-Flip-Flop schaltet den Funktionsgenerator über einen Schalter aus

2.7.2 Rinne

Das Anregungssignal der Rinne wurde über das Schalten eines Sinus-Funktionsgenerators gelöst. Die Idee dabei ist von einer Cosinusfunktion auszugehen, die bei 0° und 360° eine Tangentialität mit der positiven Amplitude einnimmt. Um eine Cosinusfunktion aus einer Sinusfunktion zu erzeugen muss der Phasenwinkel um 90° bereinigt werden:

$$\text{Phase(rad)} = \frac{\pi}{2}$$

Die Tiefe der Rinne umfasst den gesamten Schwingungsbereich der Cosinus-Funktion. Das heißt, dass die Amplitude als betragsmäßiger Ausschlag um den Nullpunkt, nur halb so groß sein darf:

$$\text{Amplitude} = \frac{H_{\text{Rinne}}}{2}$$

Die Funktion soll bei 0° und 360° eine Tangentialität zur Fahrbahn aufweisen. Das heißt, dass das Signal bei 0m starten soll und bei 0m enden soll. Dies kann mit einer Offset-Korrektur erreicht werden, weswegen ein negatives Offset um die halbe Amplitude eingerichtetet werden muss:

$$Bias = Amplitude = -\frac{H_{Rinne}}{2}$$

Abschließend benötigt der Funktionsgenerator noch die Frequenz für den Sinus. Sie errechnet sich über:

$$Frequency (\text{rad/sec}) = 2 \cdot \pi \cdot T_{\text{Sinus}_Rinne}$$

Die Periodendauer T_{Sinus_Rinne} wurde auf der Matlaboberfläche berechnet (siehe Kapitel 2.1) und ist fahrtgeschwindigkeitsabhängig. Der Funktionsgenerator wird direkt mit Starten der Matlab/Simulink-Berechnung mit eingeschaltet. Das ausgehende Signal wird dann über einen Verzögerungsblock verzögert. Die Verzögerungszeit „Delay_Sinus_Rinne“ wurde in Kapitel 2.1 erläutert. Sie sorgt dafür, dass das Fahrzeug eine Weile auf ebener Strecke zurücklegt, eh eine Anregung geschieht, um die Auswertung mit einem anregungsneutralen Zeitfenster zu beginnen.

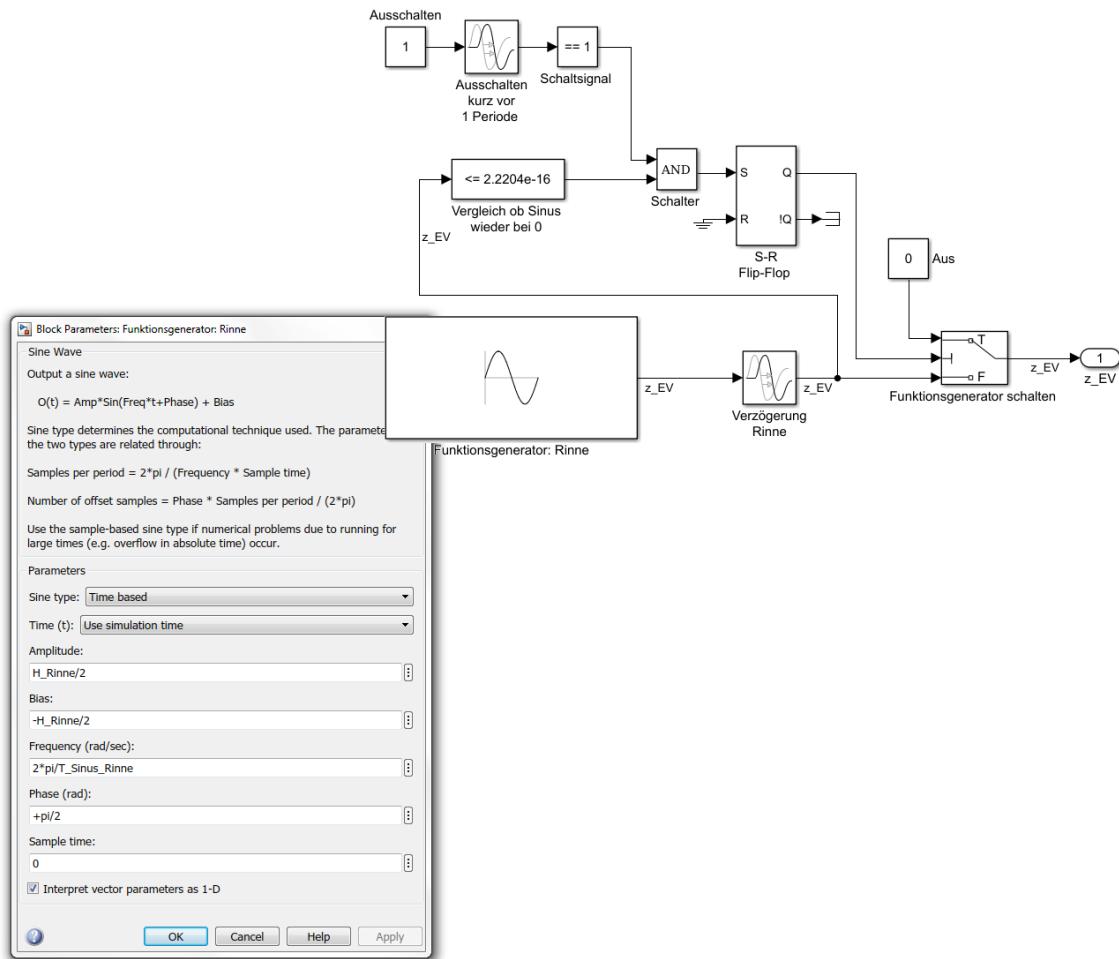


Abbildung 11: Simulink-Modell Anregung durch Rinne

Da wir nur eine einzige Rinne untersuchen, muss der Sinusgenerator abgestellt werden nachdem er 360° der Funktion abgeschwungen hat. Für diesen Zweck ist ein Schalter zwischen z_{EV} (z_EV) und dem Signalausgang $\subset 1 \supset$ gesetzt worden. Die Idee dabei ist den Sinusgenerator genau dann abzuschalten, wenn das Signal des Sinus exakt auf 0 ist.

Die Entwicklung der Schaltung des Funktionsgenerators ist analog zu Kapitel 2.7.1 erfolgt und kann dort nachgelesen werden. Die Schaltung des Sinusgenerators mit sämtlichen realistischen Geschwindigkeiten funktioniert wie folgt.

- 1) Die Simulation startet, der Sinusgenerator startet
- 2) Das Signal des Sinusgenerators wird verzögert, eh es in das Gesamtmodell hineinfließt
- 3) Parallel wird das verzögerte Signal zur Überprüfung gegen die Maschinengenauigkeit weitergeschleift
- 4) Ist das Signal größer gleich der negativen Maschinengenauigkeit und der Sinusgenerator war schon eingeschaltet wird für einen Moment ein logischer UND-Block kurz geschaltet
- 5) Der UND-Block setzt (S) einen Merker an einem S-R-Flip-Flop, der nicht mehr zurückgesetzt werden kann
- 6) Der Ausgang (Q) des S-R-Flip-Flop schaltet den Funktionsgenerator über einen Schalter aus

2.7.3 Bordstein

Die Anregung des Bordsteins wurde über eine Sprungfunktion gelöst. Die Sprungfunktion erzeugt einen Wechsel der Bewegungsgröße z_{EV} (z_EV) von einem Initialwert (hier 0m) zu einem Endwert (hier $H_{Bordstein}$ siehe Kapitel 2.1) über das Zeitfenster einer Schrittweite. Dies hat zur Folge, dass mit kleinerer Schrittweite die Schaltbeschleunigung zunimmt. Um den Einfluss der Schrittweite auszuschalten ist eine variable Schrittweitensteuerung im Löser einzustellen. Die Mindestschrittweite sollte auf „auto“ geschaltet werden. Mit einer fixen Schrittweite wurde der Einfluss ermittelt.

Das Signal wird zeitverzögert abgegeben. Die Verzögerungszeit „Delay_Sprung_Bordstein“ wurde in Kapitel 2.1 erläutert. Sie sorgt dafür, dass das Fahrzeug eine Weile auf ebener Strecke zurücklegt, eh eine Anregung geschieht, um die Auswertung mit einem anregungsneutralen Zeitfenster zu beginnen.

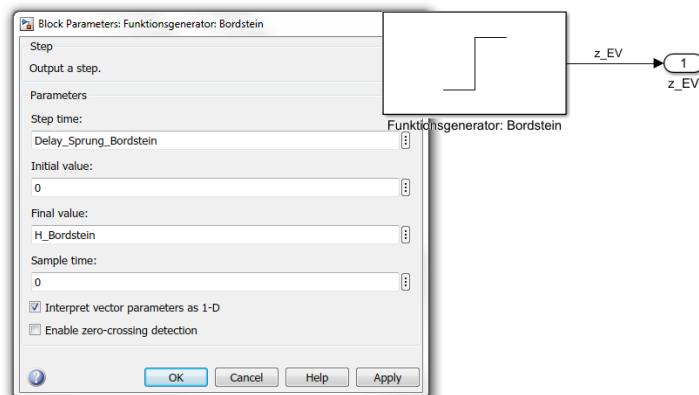


Abbildung 12: Simulink-Modell Anregung durch Bordstein

2.8 Gesamtmodell Überblick

Das Gesamtmodell vereint alle Subsysteme. Die einzelnen Ausgänge der Subsysteme stellen die Eingänge anderer Subsysteme dar. Dabei erfolgt die Verschaltung der Eingänge unter Betrachtung der einzelnen Differentialgleichungen der Subsysteme selbst. Welches Signal an welche Stelle der Subsysteme eingeschleift werden muss ist neben Abbildung 13 noch einmal eindeutig in den rechtsseitigen Eingängen in den Kapiteln 2.2 bis Kapitel 2.6 beschriftet.

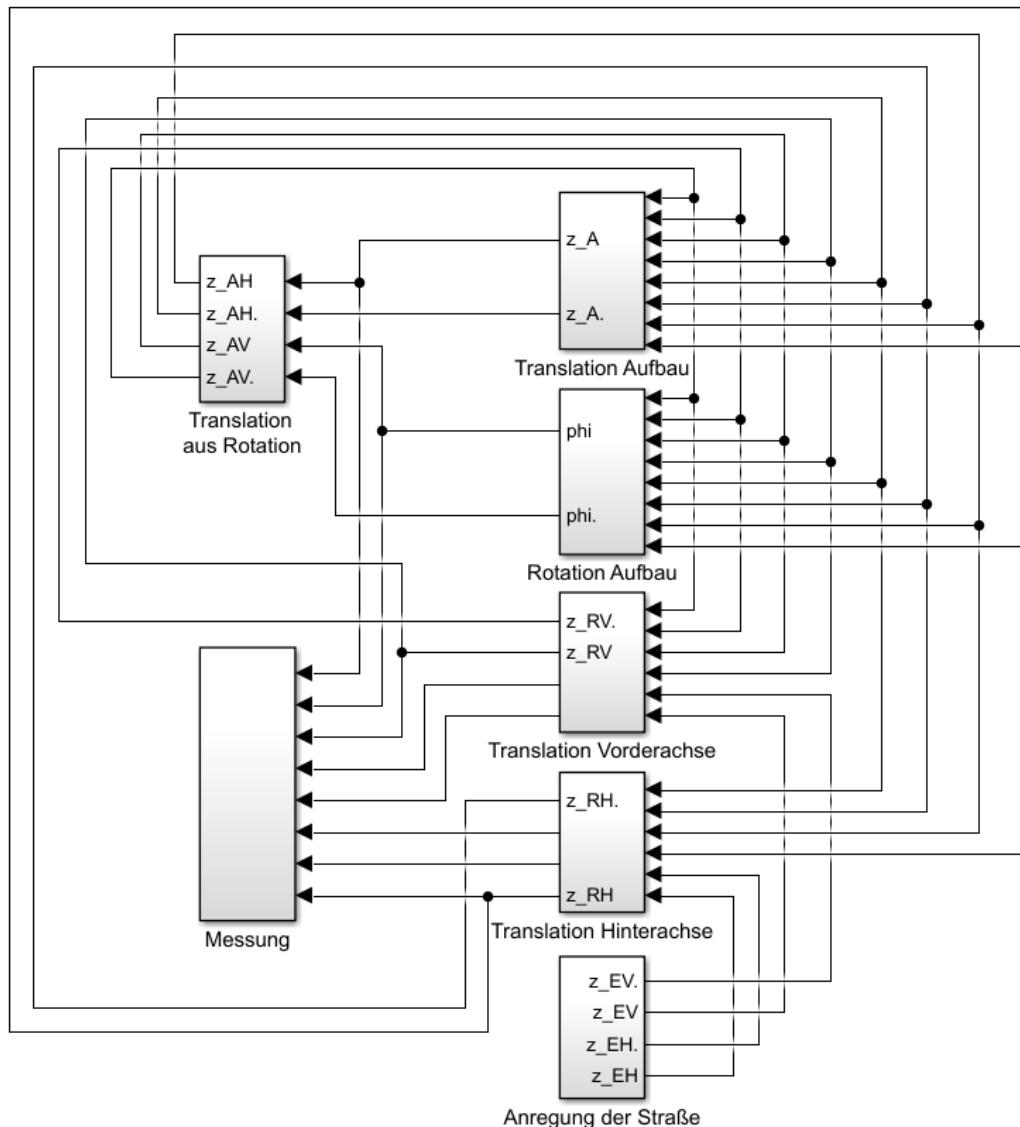


Abbildung 13: Simulink-Modell – Überblick

Am Gesamtsystem kann nun das Systemverhalten über entsprechende Messungen untersucht werden.

2.9 Messung

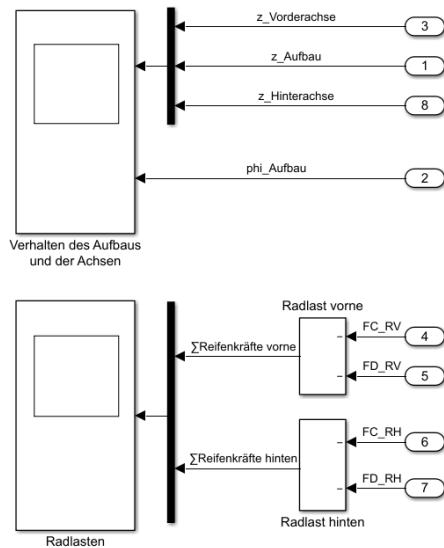


Abbildung 14: Simulink-Modell - Messung

In der Aufgabenstellung ist gefordert die gesamten Bewegungsgrößen nullten Grades über die Zeit darzustellen. Diese vier Größen werden in das obere Oszilloskop (siehe Abbildung 14) eingeleitet. Der besseren Vergleichbarkeit halber werden die translatorischen Koordinaten der Position der vorderen Domlager, des Massenschwerpunktes und der hinteren Domlager in einem Plot zusammengefasst. Der Nickwinkel des Fahrzeugaufbaus wird in einem separaten Diagramm dargestellt.

Für die geforderte Analyse der Radlasten wird jeweils die Summe aus Federkraft und Dämpferkraft der Reifen einer Achse gebildet. Hierbei ist darauf zu achten, dass in den Differentialgleichungen aus Kapitel 2.5 und 2.6 diese Kräfte negativ in die Summe einfließen. Um die Richtung der Kräfte hinsichtlich Druck und Zug mit der Richtung der eingezeichneten Bewegungskoordinaten im Freikörperbild (siehe Abbildung 2) im Bezug zu lassen, ist auch hier in der Messung eine negative Aufsummierung vorzunehmen. Beide Radlasten werden der besseren Vergleichbarkeit in einen gemeinsamen Plot vereint.



3 Einbindung von Parametern anhand eines Beispieldfahrzeuges

Um ein möglichst realitätsgerechtes Simulationsergebnis zu erhalten gilt es, die zur Durchführung der virtuellen Nachbildung nötigen Parameter von einem real existierenden Fahrzeug so genau wie möglich zu bestimmen. Dies gestaltet sich im Hinblick auf die Masse und den Radstand eines Fahrzeugs zunächst sehr simpel, da diese Angaben durch die jeweiligen Hersteller frei veröffentlicht sind. Eine Festlegung der Massenträgheitsmomente gestaltet sich dagegen ungleich schwieriger. Um diesen Parameter zu einem selbst gewählten Fahrzeug handisch zu bestimmen, wäre die Kenntnis der Massenzusammensetzung, sowie die Lage der einzelnen Massen in Relation zum Gesamtschwerpunktes des Fahrzeugs nötig. Im Detail bedeutet dies, dass beispielsweise das Gewicht des Motors, des Getriebes, oder der einzelnen Sitze bekannt sein müssen. Es wird schnell klar, dass sich die Auswahl des zugrunde liegenden Fahrzeugs an der Verfügbarkeit des Massenträgheitsmomentes des Aufbaus ausrichtet.

Eine Suche nach diesem Parameter auf deutschsprachigen Internetseiten bringt nur bedingt nutzbare Resultate. Wird die Suche auf den angloamerikanischen Raum ausgeweitet, finden sich einige Angaben. In [5] finden sich die dieser Arbeit zugrunde liegenden Parameter bezüglich des Massenträgheitsmomentes. Da das Fahrzeugalter keinen Einfluss auf das Simulationsergebnis hat, ist es nicht relevant, dass in der Auflistung unter [5] ausschließlich ältere Fabrikate vertreten sind. Durch die Autoren wurde der BMW e30 325i gewählt. Die Auflistung enthält weiterführend auch die Radstände und die Masse des Fahrzeugs. Diese beiden Angaben wurden durch die Verfasser mittels der Werkstattdiagnosesoftware „ESI-Tronic“ der Robert Bosch GmbH gegen geprüft.

Die nächste Schwierigkeit bestand darin, die Federraten und Dämpferkonstanten des Fahrwerks zu bestimmen. Eine Internetrecherche zeigte auch hier schnell Grenzen auf. Um dennoch Basisdaten für die Simulation zur Verfügung stellen zu können, wurde durch die Autoren die Annahme getroffen, dass das simulierte Fahrzeug mit einem höhenverstellbaren Sportfahrwerk der Firma KW-Automotive ausgerüstet ist. Über die Internetpräsenz der Firma ließ sich zwar eine Federrate in Erfahrung bringen, jedoch blieb die Bestimmung der Dämpferkonstanten erfolglos. Eine Anfrage der benötigten Daten via E-Mail wurde bereits nach kurzer Zeit mit positivem Ergebnis beantwortet. Übrig blieb nun die Bestimmung der Federraten und Dämpfungskonstanten der Reifen. Die Grundlage für die Festlegung dieser Parameter bildet die Abhandlung „Vertikal- / Querdynamik von Kraftfahrzeugen“ von Univ. Prof. Dr. Ing. Henning Wallentowitz [4]. In seiner Ausarbeitung behandelt er eine Problemstellung, welche der dieser Arbeit zugrunde liegenden sehr ähnelt.



In der nachfolgenden Tabelle 1 sind alle recherchierten Parameter zur besseren Übersicht aufgelistet. Die angegebene Fahrzeugmasse bezieht sich auf ein im Betrieb befindliches Fahrzeug. Das heißt, es wird zunächst keine Unterteilung in gefederte und ungefederte Massen vorgenommen, um ein möglichst realitätsnahe Simulationsergebnis zu erhalten sollen hier also noch Anpassungen vorgenommen werden. Nach einer Rücksprache mit der Firma KW Automotive ist dem hier angenommen Fahrwerk ein Gewicht von 27,5 kg anzurechnen. Nun muss die Überlegung angestellt werden, dass ein Teil der Federungs- und Dämpfungssysteme der gefederten, beziehungsweise der ungefederten Masse zugeschlagen werden muss. Entscheidend ist nun, wie die prozentuale Aufteilung dieser Massen erfolgt, da ein zu hoch gewählter Zuschlag zu den ungefederten Massen sich eklatant auf Radlastschwankungen, auswirken würde. Eine entsprechende Literaturrecherche zeigt, dass die Masse des Fahrwerks üblicherweise zur Hälfte der gefederten, beziehungsweise der ungefederten Masse zugerechnet wird [6].

$$m_A = m - (4 \cdot m_R) - (dis_{FW} \cdot m_{FW})$$

$$m_{RV} = m_{RH} = (2 \cdot m_R) + \left(2 \cdot dis_{FW} \cdot \frac{m_{FW}}{4} \right)$$

Verteilung der Fahrwerksmasse	[dis _{FW}]	50: 50
Masse des Fahrzeugs	[m]	1251
Masse eines Rades	[m _R]	20
Masse der Vorderachse	[m _{RV}]	46,875 kg
Masse der Hinterachse	[m _{RH}]	46,875
Masse des gesamten Fahrwerks	[m _{FW}]	27,500
Fahrzeugmasse nach Anpassung des Gewichtes des Fahrwerks	[m _A]	1237 kg
Trägheit des Aufbaus	[J _A]	2011 kg · m ²
Position des Schwerpunktes zur Vorderachse	[l _V]	1,124 m
Position des Schwerpunktes zur Hinterachse	[l _H]	1,369
Federrate der Feder an der Vorderachse	[c _{AV}]	50000
Federrate der Feder an der Hinterachse	[c _{AH}]	70000 N/m
Federrate des Reifens der Vorderachse	[c _{RV}]	150000
Federrate des Reifens der Hinterachse	[c _{RH}]	
Dämpfungskonstante Stoßdämpfer der Vorderachse	[d _{AV}]	2366
Dämpfungskonstante Stoßdämpfer der Hinterachse	[d _{AH}]	2080 Ns/m
Dämpfungskonstante des Reifens der Vorderachse	[d _{RV}]	100
Dämpfungskonstante des Reifens der Hinterachse	[d _{RH}]	

Tabelle 1: Parameter des gewählten Fahrzeugs



Ostfalia

Hochschule für angewandte Wissenschaften

Mohammed Almassri

70452593

Florian Franke

70406476

Alexander König

70012769

Matlab-Quelltext:

```
%Fahrzeugparameter 1986 BMW E30 325i
J_A= 2011; %kgm²
Quelle: https://sites.google.com/site/mitostile/vehicle-dynamics/technical-articles/chassis-suspension-tyres/calculating-vehicle-inertial-dynamics/technical-articles/chassis-suspension-tyres/calculating-vehicle-inertia
m_A= 1157.25;%kg 1251kg - 40kg - 40kg -
((4*6,875kg)/2) (Fahrzeugmasse - 4 Radgewichte - 4 halbe Fahrwerkmassen)
Quelle: https://sites.google.com/site/mitostile/vehicle-dynamics/technical-articles/chassis-suspension-tyres/calculating-vehicle-inertial-dynamics/technical-articles/chassis-suspension-tyres/calculating-vehicle-inertia
m_RV= 46.875; %kg 2*20kg=40kg +
((2*6,875kg)/2) (Einspurfederungsmodell)
Quelle: Vertikal- / Querdynamik von Kraftfahrzeugen (Wallentowitz, 2005)
Seite 74
m_RH= 46.875; %kg 2*20kg=40kg +
((2*6,875kg)/2) (Einspurfederungsmodell)
Quelle: Vertikal- / Querdynamik von Kraftfahrzeugen (Wallentowitz, 2005)
Seite 74

l_V= 1.124; %m
Quelle: https://sites.google.com/site/mitostile/vehicle-dynamics/technical-articles/chassis-suspension-tyres/calculating-vehicle-inertia
l_H= 1.369; %m 2570mm-1201mm=1,369m
Quelle: https://sites.google.com/site/mitostile/vehicle-dynamics/technical-articles/chassis-suspension-tyres/calculating-vehicle-inertia

c_AV= 50000; %N/m
Quelle: E-Mail Christian Löchner - KW automotive GmbH
c_AH= 70000; %N/m
c_RV= 150000; %N/m
Quelle: Vertikal- / Querdynamik von Kraftfahrzeugen (Wallentowitz, 2005)
Seite 74
c_RH= 150000; %N/m
Quelle: Vertikal- / Querdynamik von Kraftfahrzeugen (Wallentowitz, 2005)
Seite 74

d_AV= 2366; %Ns/m ((1340N+1140N)/2)/(0,524m/s)
Mittelwert aus Zug- & Druckstufe
E-Mail Christian Löchner - KW automotive GmbH
Quelle:
d_AH= 2080; %Ns/m ((1565N+ 615N)/2)/(0,524m/s)
Mittelwert aus Zug- & Druckstufe
E-Mail Christian Löchner - KW automotive GmbH
Quelle:
d_RV= 100; %Ns/m
Quelle: Vertikal- / Querdynamik von Kraftfahrzeugen (Wallentowitz, 2005)
Seite 74
d_RH= 100; %Ns/m
```

4 Diskussion der Ergebnisse

Im folgenden Kapitel sollen die einzelnen Simulationen ausgewertet werden.

4.1 Überfahren einer Bodenwelle

Abbildung 15 zeigt die Erhebungen der Achsen, sowie des Aufbaus, den Nickwinkel [ϕ], sowie die Radaufstandskräfte an der Vorder- und Hinterachse. Der Erwartung entsprechend, erfolgt die Anregung zuerst an der Vorderachse und dann an der Hinterachse. Die Auslenkung des Aufbaus fällt der Erwartung entsprechend durch die Trägheit der Masse größer aus und braucht die längste Zeit, bis die Schwingung sich abgebaut hat.

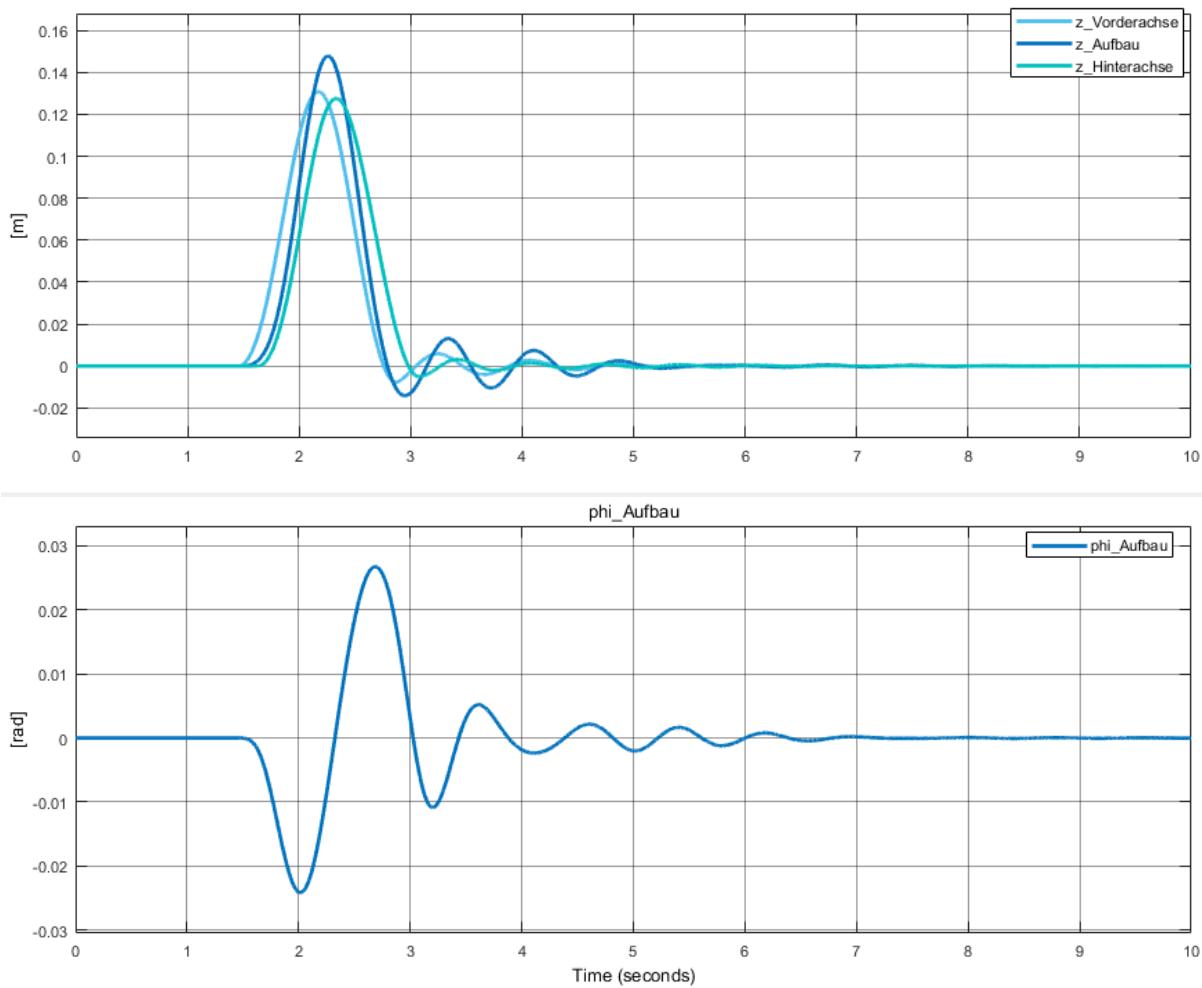


Abbildung 15: Simulationsergebnisse Überfahren einer Bodenwelle mit 50km/h - Aufbauverhalten

Die zweistufige Anregung in Folge der Bodenwelle hat darüber hinaus Auswirkungen auf den Nickwinkel. Beim Überfahren der Welle mit 50 km/h entsteht, bezogen auf die oben beschriebene Fahrwerkskonfiguration, eine Winkeländerung um etwa 1,3°.

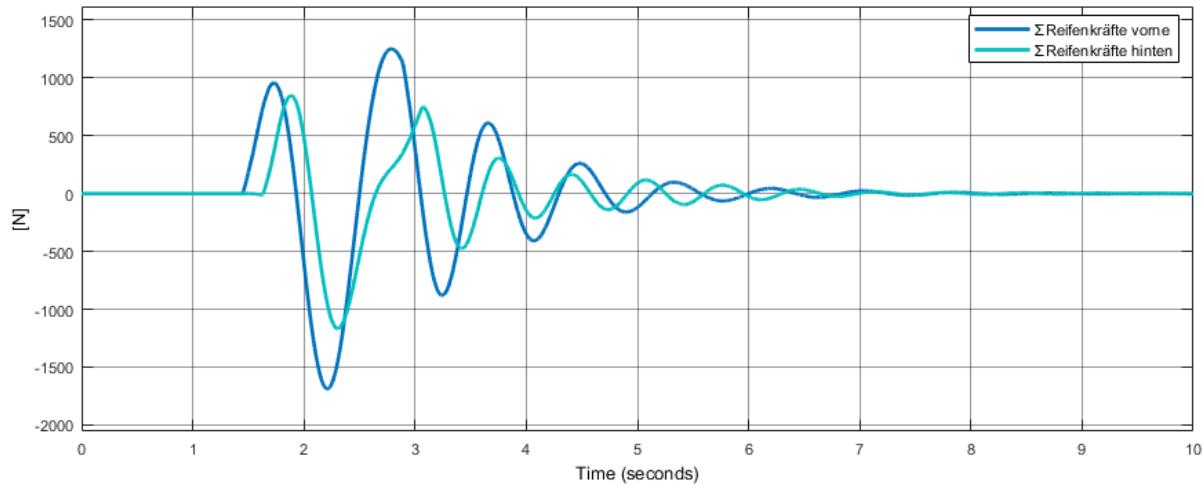


Abbildung 16: Simulationsergebnisse Überfahren einer Bodenwelle mit 50km/h - Reifenkräfte

Entsprechend der Bewegung der Einzelräder kommt es, wie in Abbildung 16 dargestellt, zu einer wechselnden Schwankung der Radlasten an Vorder- und Hinterachse. Nach einer entsprechenden Belastung der Räder infolge der Anregung, kommt es zu einer deutlichen Entlastung.

4.2 Überfahren einer Bodenwelle mit 25 km/h

Im Folgenden soll die Anregung durch das Überfahren der Bodenwelle mit 25 km/h betrachtet werden. Die Höhe der Anregung entspricht nun der Höhe der Bodenwelle. Aufgrund der geringen Geschwindigkeit kommt nur sehr begrenzt zu einer Schwingung der Baugruppen. Beispielsweise ist die Auslenkung des Aufbaus nach Überfahren der Bodenwelle bei ca. 6 Sekunden um ein Vielfaches kleiner.

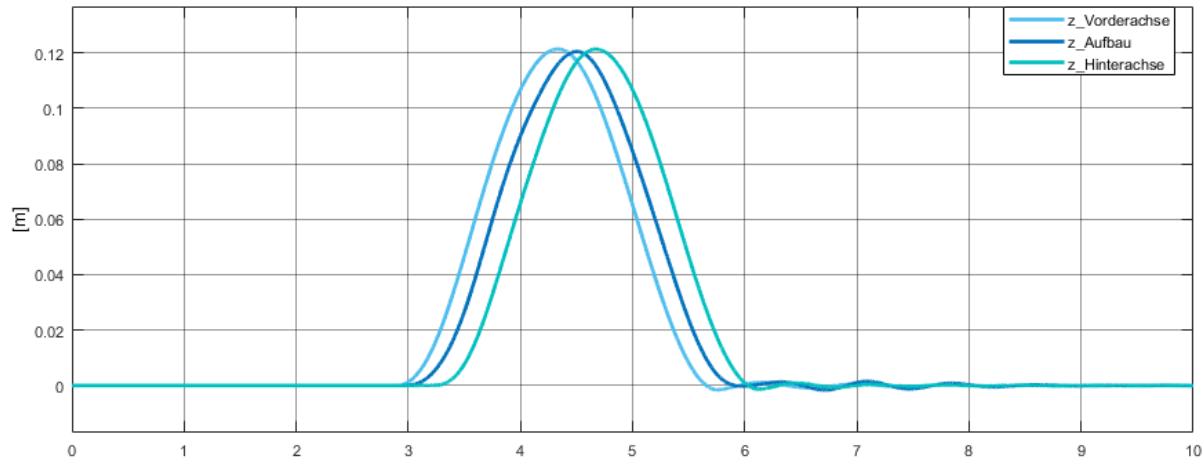


Abbildung 17: Simulationsergebnisse Überfahren einer Bodenwelle mit 25km/h – Aufbauverhalten

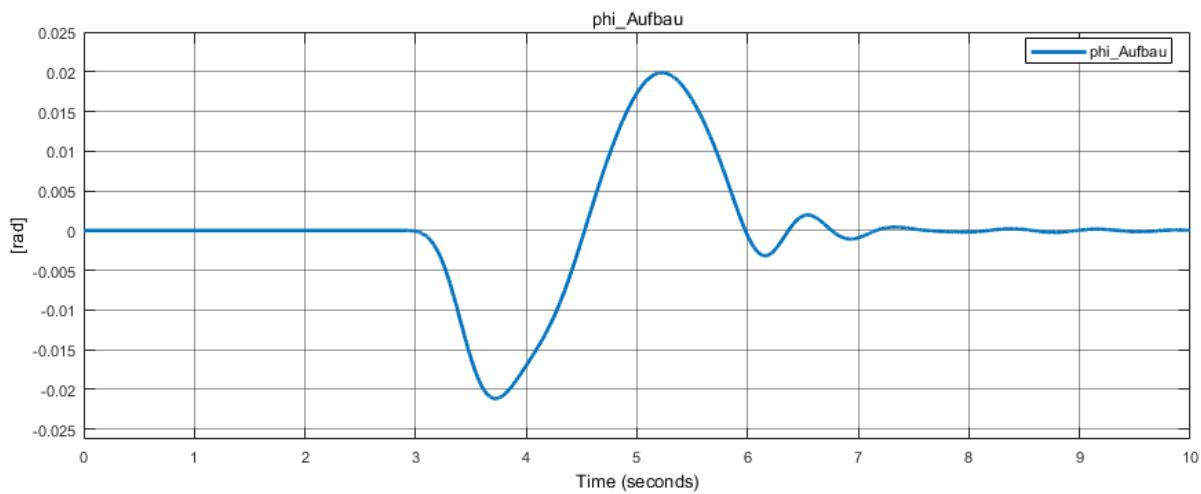


Abbildung 18: Simulationsergebnisse Überfahren einer Bodenwelle mit 25km/h – Aufbauverhalten

Auch der Nickwinkel fällt entsprechend der niedrigeren Geschwindigkeit geringer aus, als dies noch bei der Überfahrt mit 50 km/h der Fall war. Nachdem beide Achsen die Bodenwelle passiert haben, geht der Nickwinkel wieder gegen Null, ohne ein Aufschwingen des Aufbaus anzuzeigen.

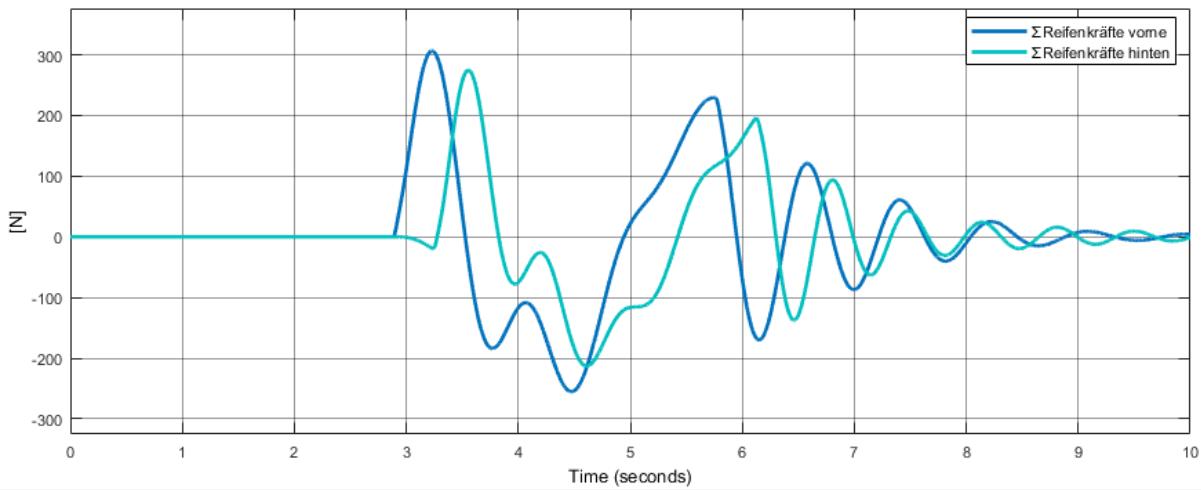


Abbildung 19: Simulationsergebnisse Überfahren einer Bodenwelle mit 25km/h - Reifenkräfte

Die Radlasten fallen bei Halbierung der Geschwindigkeit deutlich geringer aus. Wurden bei 50 km/h noch bis zu 1300N erzielt, wird mit etwa 300N nur noch etwa ein Viertel der Radaufstandskraft bei 25km/h erreicht. Der Verlauf der Graphen scheint durch den Nickwinkel beeinflusst zu werden.

4.3 Überfahren einer Rinne

Kapitel 4.3 setzt sich mit der Überfahrt über eine Rinne mit 50 km/h, sowie mit 25 km/h auseinander. Die Form der Anregung ist der zuvor behandelten positiven Bodenwelle identisch, allerdings invertiert.

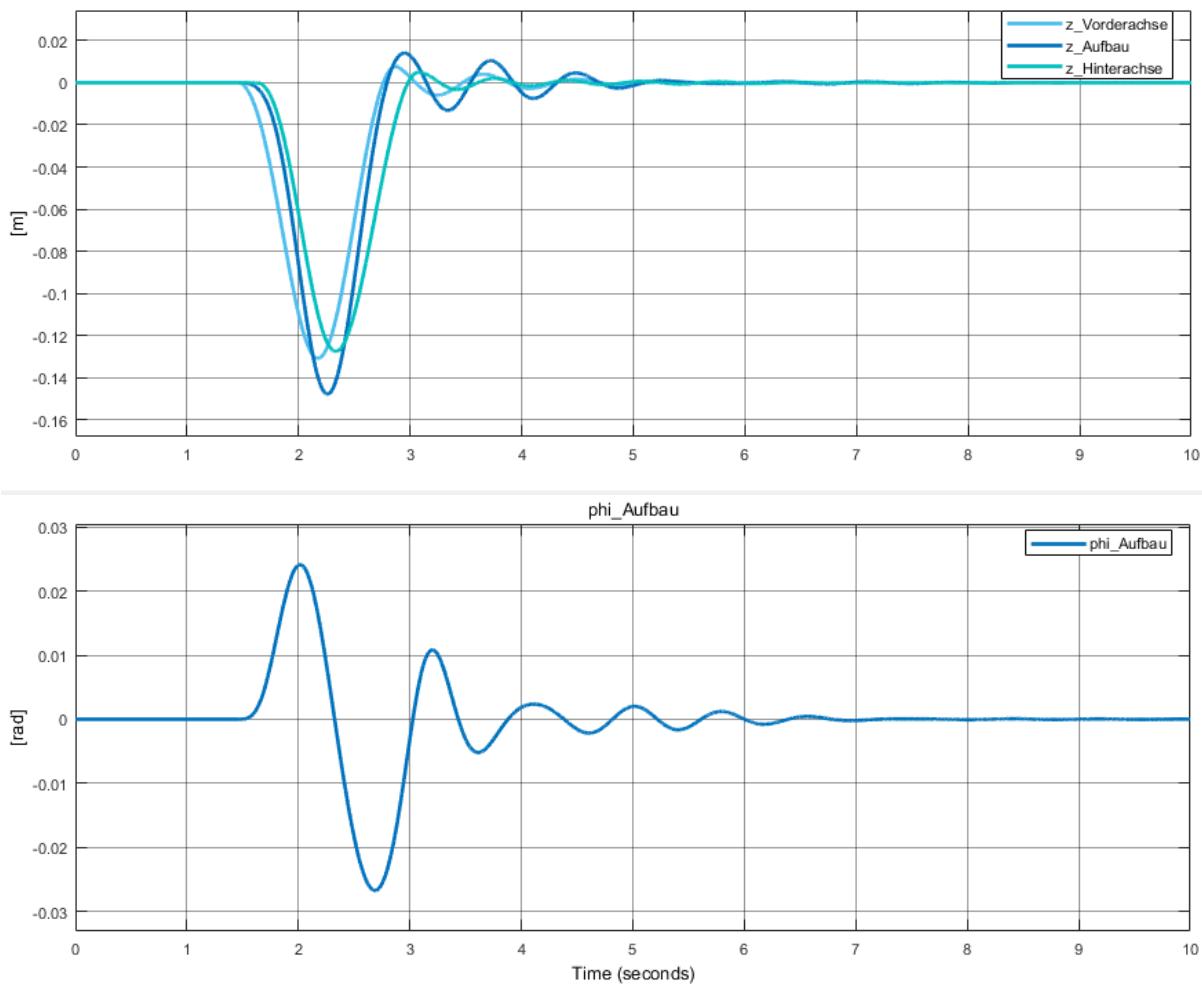


Abbildung 20: Simulationsergebnisse Überfahren einer Rinne mit 50km/h - Aufbauverhalten

Der Invertierung entsprechend erfolgt nun die Anregung in negativer Z-Richtung. Wie schon bei der positiven Bodenwelle zu beobachten ist, zeigt der Aufbau auch hier die größte Auslenkung und benötigt am längsten, bis er die Schwingung abgebaut hat.

Des Weiteren ist auch der Verlauf des Nickwinkels, abgesehen von der Invertierung, identisch zum Verlauf bei der positiven Bodenwelle.

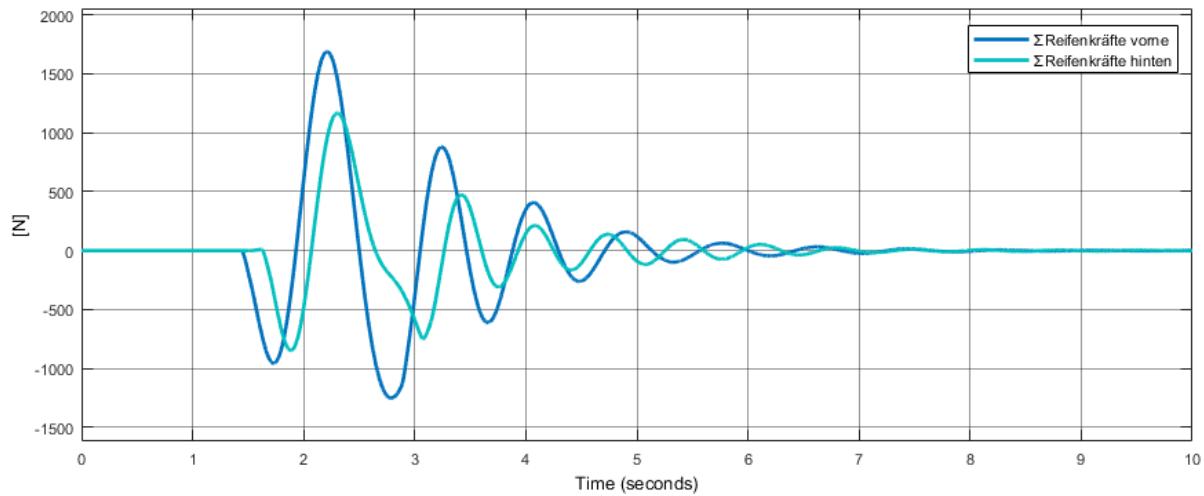


Abbildung 21: Simulationsergebnisse Überfahren einer Rinne mit 50km/h – Reifenkräfte

Die Radaufstands Kräfte zeigen hier, wie zu erwarten, zunächst eine Entlastung, bevor es in Folge der Schwingungsanregung zu einem starken Anstieg der Radaufstandskraft kommt.

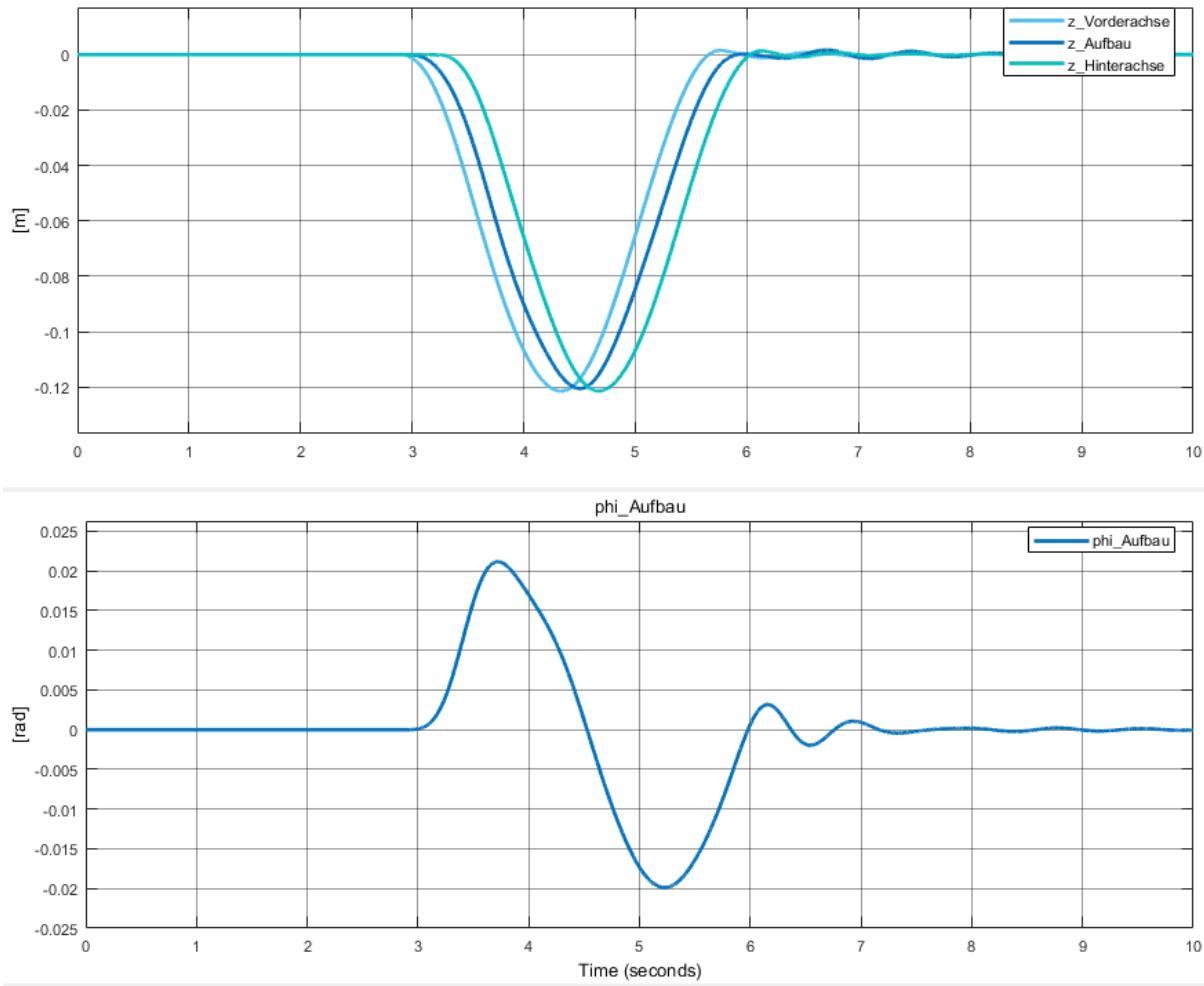


Abbildung 22: Simulationsergebnisse Überfahren einer Rinne mit 25km/h – Aufbauverhalten

Auch bei der Halbierung der Geschwindigkeit für die Anregung durch das Überfahren einer Rinne zeigt den invertierten Verlauf entsprechend der Überfahrt der positiven Bodenwelle mit 25km/h.

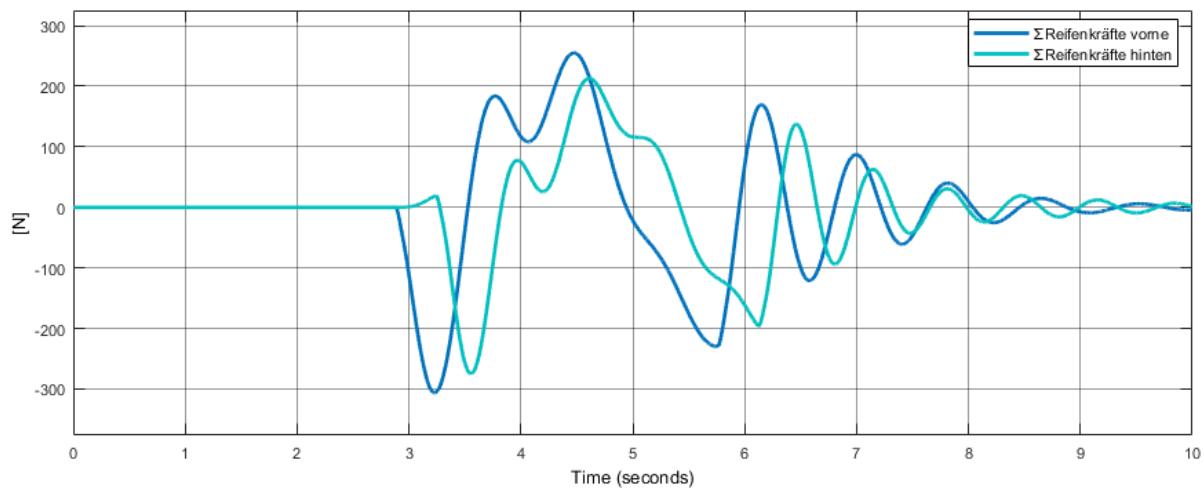


Abbildung 23: Simulationsergebnisse Überfahren einer Rinne mit 25km/h - Reifenkräfte

Auch hier ist der Invertierte Verlauf der Kräfte zu beobachten. Zusätzlich ist zu sehen, dass es an der Hinterachse zunächst zu einer Belastung kommt, welche vermutlich durch den Nickwinkel entsteht.

4.4 Überfahren eines Bordsteins

Abschließend soll hier noch das Überfahren einer Bordsteinkante betrachtet werden. In der Simulation wird nun also nicht mehr über eine sinusförmige Funktion, sondern über eine Sprungfunktion angeregt. Zunächst muss für die Betrachtung dieser Simulationsergebnisse vereinbart werden, dass Beschädigungen am Fahrzeug, wie sie in der Realität auftreten würden, außer Acht gelassen werden.

Die sprunghafte Auslenkung der Achsen hat eine deutliche Anregung des Aufbaus um fast die eineinhalb fache Strecke zur Folge:

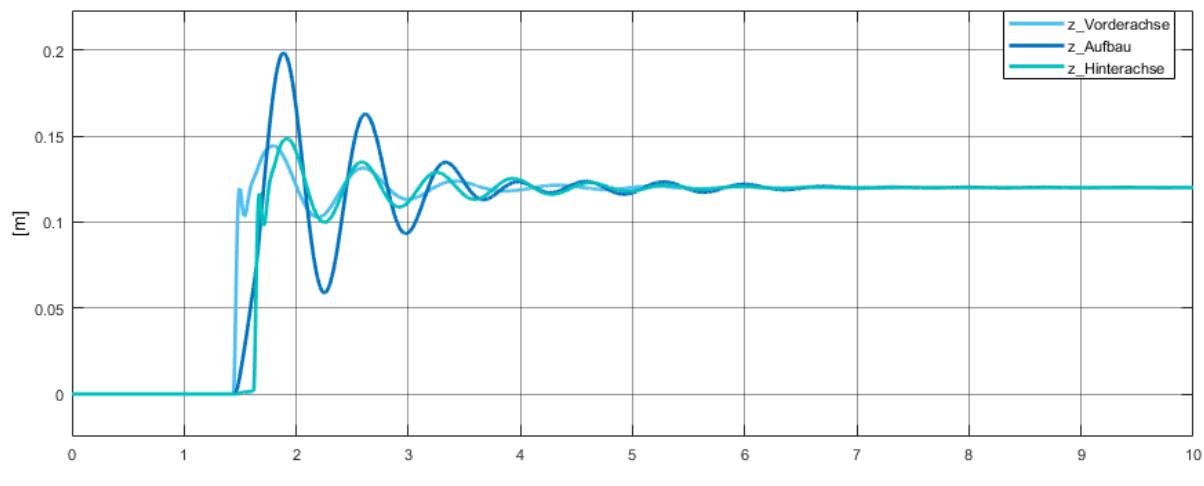


Abbildung 24: Simulationsergebnisse Überfahren eines Bordsteins mit 50km/h - Aufbauverhalten

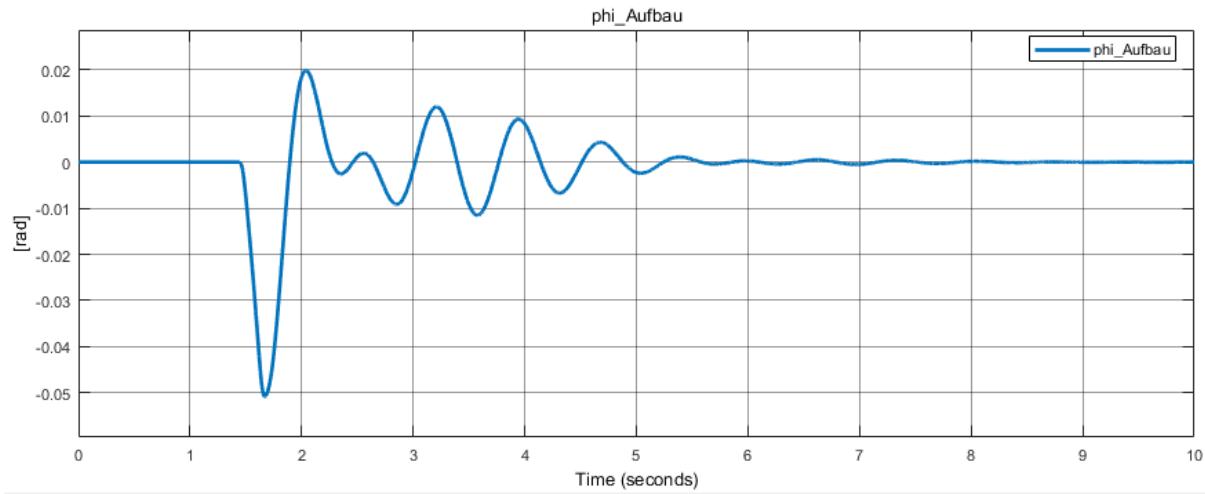


Abbildung 25: Simulationsergebnisse Überfahren eines Bordsteins mit 50km/h - Aufbauverhalten

Der Nickwinkel fällt in Folge der abrupten Anregung und der Trägheit des Aufbaus sogar etwas geringer aus als bei einer Anregung über die Bodenwelle. auch hier scheint es zu einer Überlagerung zu kommen. Der maximale Nickwinkel beträgt etwa 2,8°.

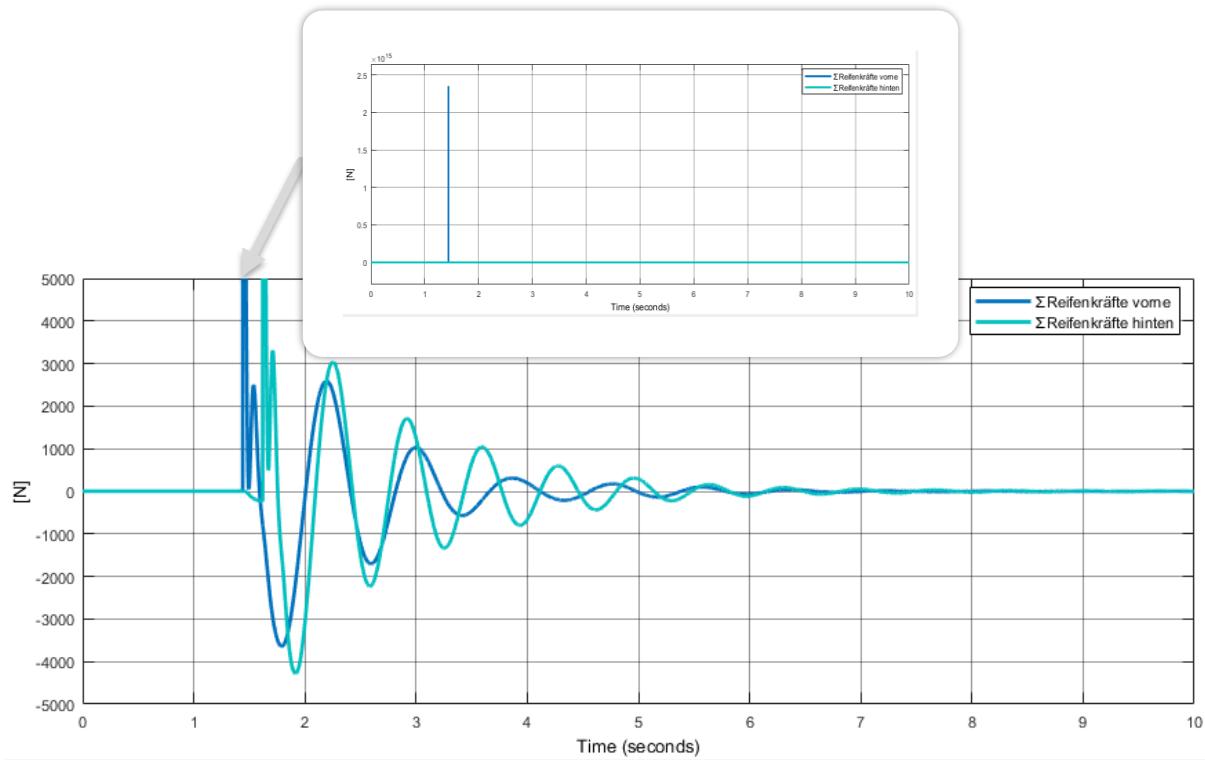


Abbildung 26: Simulationsergebnisse Überfahren eines Bordsteins mit 50km/h - Reifenkräfte

Die Radaufstandskräfte in Folge der Sprunganregung zeigen mit einem Maximalwert von $2,3 \cdot 10^{15} \text{ N}$, welcher Belastung das Fahrzeug bei der Überfahrt einer Bordsteinkante mit 50 km/h ausgesetzt ist.

Bei der Überfahrt der Bordsteinkante mit 25 km/h kommt es zu einem Aufschwingen des Aufbaus über ein Zeitintervall von ca. zwei Sekunden:

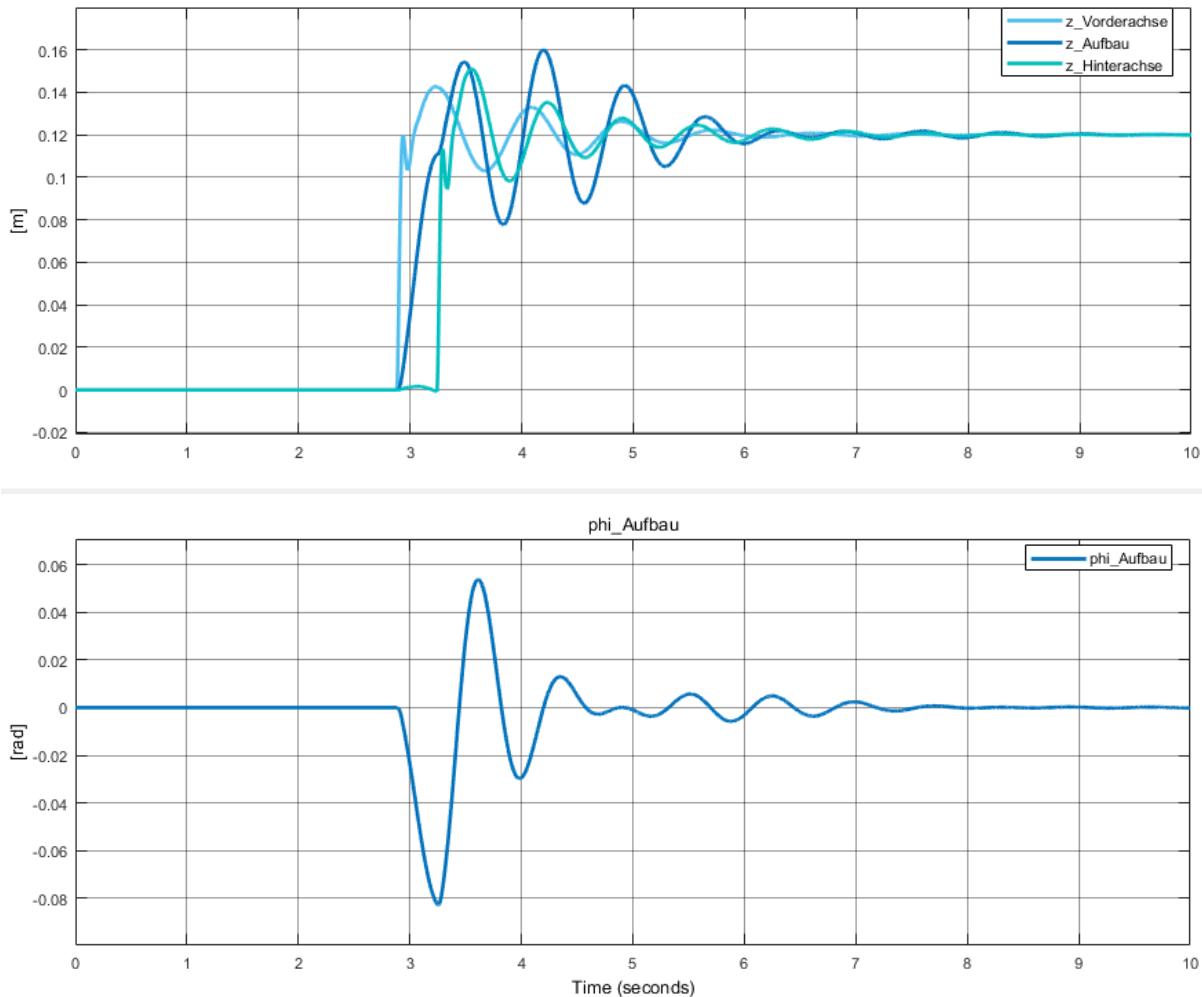


Abbildung 27: Simulationsergebnisse Überfahren eines Bordsteins mit 25km/h - Aufbauverhalten

Der Maximale Nickwinkel stellt sich direkt nach der Anregung, also dem Überfahren der Bordsteinkante ein und beträgt etwa $4,7^\circ$. Damit ist er größer, als der Winkel, welcher sich einstellt, wenn der Bordstein mit 50 km/h überfahren wird. Dies scheint logisch, da das Fahrwerk nun mehr Zeit hat die einzelnen Amplituden an den Rädern auszugleichen. Dies wird auch deutlich, schaut man sich den Verlauf der Verschiebung in Z-Richtung an. Die Anregung der Hinterachse erfolgt zu einem Zeitpunkt, an dem das Rad der Vorderachse schon wieder auf dem Weg zur Ausgangslage ist.

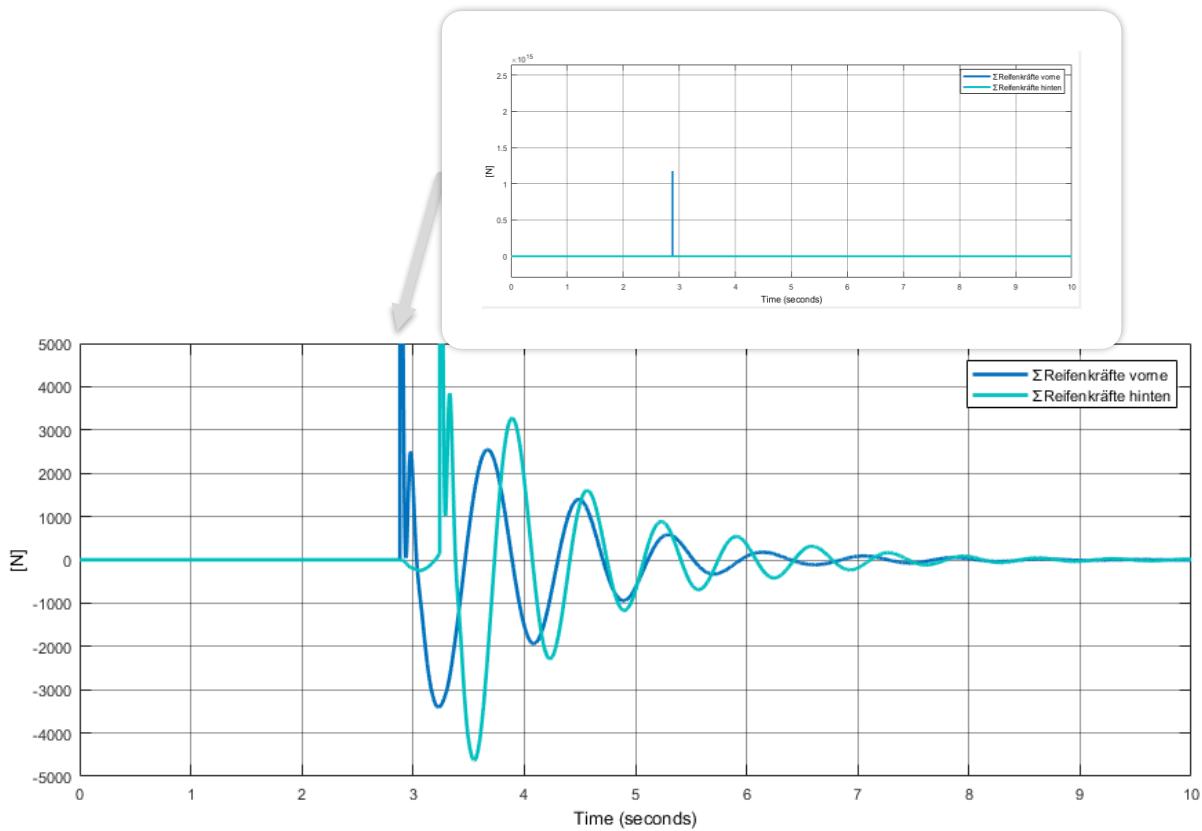


Abbildung 28: Simulationsergebnisse Überfahren eines Bordsteins mit 25km/h - Reifenkräfte

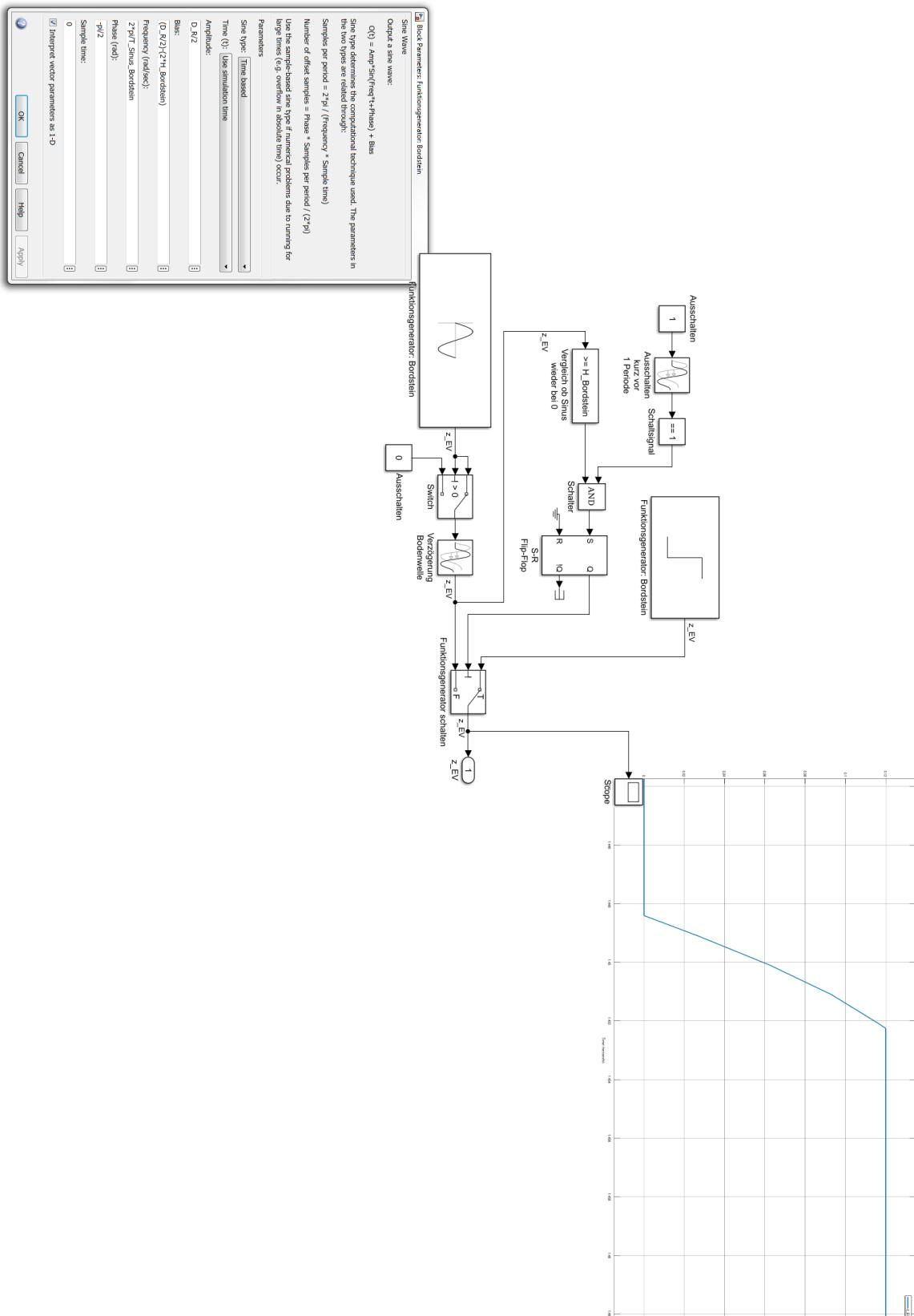
Betrachtet man abschließend noch die Radaufstands Kräfte, zeigt sich, dass diese mit $1,2 \cdot 10^{15} N$ zwar deutlich geringer ausfallen, als bei der Überfahrt mit 50 km/h, aber dennoch nicht davon auszugehen ist, dass das Fahrzeug diese Anregung unbeschadet übersteht.

4.5 Zusammenfassung

Als Fazit lässt sich folgendes festhalten: Die einzelnen Simulationen sind in ihrem Ergebnis schlüssig und lassen sich auch unter einander vergleichen. Aufgrund der fehlenden Gewichtskraft erklärt sich, warum die Bodenwelle und die Rinne sich in ihren Verläufen nur durch die Invertierung unterscheiden, sonst jedoch identische Werte und Graphen liefern.

Die Wahl einer Sprunganregung für den Fall des Bordsteins gestaltet sich etwas ungünstig, da die Ableitung der Sprungfunktion numerisch gegen unendlich geht. Die Mathematik dahinter ist mit einem rechteckigen Rad zu erklären, dass von einem Zeitpunkt 0 zum Zeitpunkt 1 den Bordstein unmittelbar erspringt. Es ist zu überlegen eine Anregung mit einer Kreisfunktion zu implementieren (Siehe Anhang).

Anhang – Vorschlag zur Optimierung der Anregung durch Bordstein





Ostfalia

Hochschule für angewandte
Wissenschaften

Mohammed Almassri

70452593

Florian Franke

70406476

Alexander König

70012769

Abbildung 29: Simulink® Schaltplan für eine geglättet Anregung bei Bordsteinen

Dieser Schaltplan soll nachbilden, dass der Reifen aufgrund seiner runden Geometrie mit der Zeit cosinusförmig den Bordstein erklimmt. Das führt zum Abbau der extremen Kraftspitzen aus der quasi-unendlichen Beschleunigung der Anregung. Das Ergebnis wird dadurch schlüssiger. Elastische Effekte des Reifens und weiterer Fahrwerkskomponenten würden bei dieser Lösung vernachlässigt. Außerdem gilt das System nur für Bode mit einer maximalen Höhe des halben Reifendurchmessers.

Der Reifendurchmesser wird mit 15" zu circa 0,4m festgelegt:

$$D_R = 15" \cdot \frac{1}{0,3937} \frac{cm}{"} \cdot \frac{1m}{100cm} \approx 0,4m$$

Als Basis wird ein Cosinus Signal gewählt, dass nicht kleiner als 0 werden kann (siehe Block „Switch“) und welches auf Höhe des Bordsteins abgeschaltet wird (siehe S-R-Flip-Flop). Um ein Cosinus-Signal zu erzeugen muss der Sinus um 90° verschieben werden:

$$\text{Phase(rad)} = -\frac{\pi}{2}$$

Die Amplitude wird auf den Reifendurchmesser gestreckt:

$$\text{Amplitude} = \frac{D_R}{2}$$

Die Cosinusfunktion startet mit einem kurzen Schlag auf den Reifen

$$\text{Bias} = \text{Amplitude} - 2 \cdot H_{\text{Bordstein}}$$

Abschließend benötigt der Funktionsgenerator noch die Frequenz für den Sinus. Sie errechnet sich über:

$$\text{Frequency (rad/sec)} = 2 \cdot \pi \cdot T_{\text{Sinus_Bordstein}}$$

$$\text{mit } T_{\text{Sinus_Bordstein}} = \frac{D_R}{v}$$

Durch die Maßnahme der Anregungsglättung wird die Kraftspitze von $2,3 \cdot 10^{15} N$ auf $2 \cdot 10^4 N$ abgebaut:

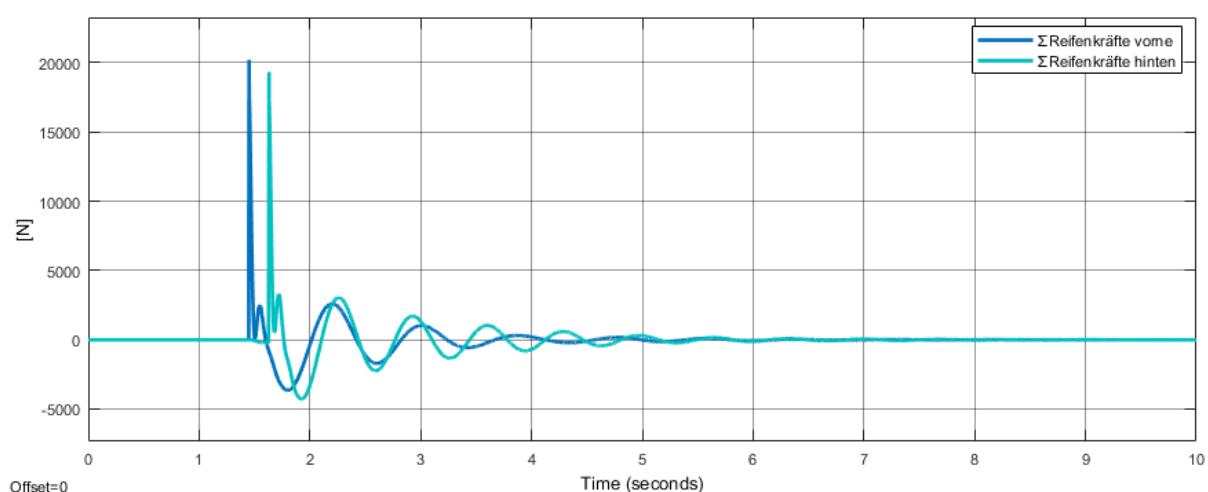


Abbildung 30: geglättete Simulationsergebnisse Überfahren Bordstein mit 50km/h – Reifenkräfte



Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Einspur-Federungsmodell	1
Abbildung 2: Freikörperbild Einspur-Federungsmodell.....	2
Abbildung 3: Ablauf der Modellerstellung in Matlab/Simulink	5
Abbildung 4: Simulink-Modell - Translation Aufbau.....	7
Abbildung 5: Simulink-Modell - Rotation Aufbau	8
Abbildung 6: Simulink-Modell - Translation aus Rotation	9
Abbildung 7: Simulink-Modell - Translation Vorderachse	9
Abbildung 8: Simulink-Modell - Translation Hinterachse	10
Abbildung 9: Simulink-Modell – Anregung der Straße	11
Abbildung 10: Simulink-Modell Anregung durch Bodenwelle.....	12
Abbildung 11: Simulink-Modell Anregung durch Rinne.....	14
Abbildung 12: Simulink-Modell Anregung durch Bordstein	15
Abbildung 13: Simulink-Modell – Überblick	16
Abbildung 14: Simulink-Modell - Messung.....	17
Abbildung 15: Simulationsergebnisse Überfahren einer Bodenwelle mit 50km/h - Aufbauverhalten..	21
Abbildung 16: Simulationsergebnisse Überfahren einer Bodenwelle mit 50km/h - Reifenkräfte	22
Abbildung 17: Simulationsergebnisse Überfahren einer Bodenwelle mit 25km/h – Aufbauverhalten .	22
Abbildung 18: Simulationsergebnisse Überfahren einer Bodenwelle mit 25km/h – Aufbauverhalten .	23
Abbildung 19: Simulationsergebnisse Überfahren einer Bodenwelle mit 25km/h - Reifenkräfte.....	23
Abbildung 20: Simulationsergebnisse Überfahren einer Rinne mit 50km/h - Aufbauverhalten	24
Abbildung 21: Simulationsergebnisse Überfahren einer Rinne mit 50km/h – Reifenkräfte.....	25
Abbildung 22: Simulationsergebnisse Überfahren einer Rinne mit 25km/h – Aufbauverhalten.....	25
Abbildung 23: Simulationsergebnisse Überfahren einer Rinne mit 25km/h - Reifenkräfte.....	26
Abbildung 24: Simulationsergebnisse Überfahren eines Bordsteins mit 50km/h - Aufbauverhalten ...	26
Abbildung 25: Simulationsergebnisse Überfahren eines Bordsteins mit 50km/h - Aufbauverhalten ...	27
Abbildung 26: Simulationsergebnisse Überfahren eines Bordsteins mit 50km/h - Reifenkräfte.....	27
Abbildung 27: Simulationsergebnisse Überfahren eines Bordsteins mit 25km/h - Aufbauverhalten ...	28
Abbildung 28: Simulationsergebnisse Überfahren eines Bordsteins mit 25km/h - Reifenkräfte.....	29
Abbildung 29: Simulink® Schaltplan für eine geglättet Anregung bei Bordsteinen	31
Abbildung 30: geglättete Simulationsergebnisse Überfahren Bordstein mit 50km/h – Reifenkräfte ...	31

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Parameter des gewählten Fahrzeugs	19
--	----



Quellenverzeichnis

- [1] Thomas Richter Planung von Autobahnen und Landstraßen. Wiesbaden: Springer Fachmedien Verlag, 2016
- [2] Martin Grosche Diplomarbeit: Untersuchung und Auswertung fahrdynamischer Parameter zur Entwicklung einer Smartphone-Applikation zur Fahrerunterstützung.
<https://www.htw-mechlab.de/index.php/portfolio/untersuchung-und-auswertung-fahrdynamischer-parameter-zur-entwicklung-einer-smartphone-applikation-zur-fahrerunterstuetzung/>, Letzter Abruf 08.12.2020
- [3] Ersoy, Metin, Bernd Heißing, Stefan Gieß (Hrsg.): Fahrwerkhandbuch: Grundlagen, Fahrdynamik, Komponenten, Systeme, Mechatronik, Perspektiven. 3.Auflage. Wiesbaden: Springer Fachmedien Verlag, 2011
- [4] Henning Wallentowitz (Hrsg.) Schriftenreihe Automobiltechnik: Vertikal- / Querdynamik von Kraftfahrzeugen. 7. Auflage. Aachen: Forschungsgesellschaft Kraftfahrwesen, 2005
https://www.euromotor.org/pluginfile.php/10995/mod_resource/content/0/Vorlesung_Umdruck_Fahrzeugtechnik%20II%2008%202005.pdf
Letzter Abruf 15.12.2020
- [5] Mitostile Prototipo <https://sites.google.com/site/mitostile/vehicle-dynamics/technical-articles/chassis-suspension-tyres/calculating-vehicle-inertia>
Letzter Abruf 15.12.2020
- [6] Dirk Adamski Simulation in der Fahrwerktechnik: Einführung in die Erstellung von Komponenten und Gesamtfahrzeugmodellen; Springer Vieweg, 2014