

Markus Haas

## Modellbildung und Simulation eines PKW Antriebsstrangs

Masterarbeit

zur Erlangung des akademischen Grades Dipl.-Ing.

Elektrotechnik

Technische Universität Graz

Fakultät für Elektrotechnik

Institut für Regelungs- und Automatisierungstechnik

Leiter: O.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Nicolaos Dourdoumas

Betreuer: Ao.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Martin Horn

Graz, am 23. Jänner 2013





# Eidesstattliche Erklärung

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

Graz, am .....  
(Unterschrift)



# Abstract

The importance of complex computer-aided simulations has increased in the last few years because of growing time pressure and cost pressure. Due to the use of simulation models it is possible to carry out any desired driving maneuver under arbitrary and repeatable conditions at any time. In addition to that there is the possibility to simulate critical driving maneuvers without any risk, which is particularly important for the development and dimensioning of vehicle components and also for the conception and testing of advanced driver assistance systems. For that reason modelling and simulation are frequently used in the automotive industry.

In order to make use of the advantages provided by simulation models, a powertrain with automatic transmission is modelled in this thesis which reproduces the longitudinal dynamics of a car. Thereby the rotational speed and torque relationships in the vehicle and also the additional loads of particular components can be shown. Furthermore the behavior of a vehicle in different driving situations can be analyzed and the influence of assistant systems, which are relevant for security and comfort enhancement, can be examined.

The traction control system is a basic driver assistance system which supports the driver whenever the car reaches its physical borderline. During the acceleration of the car critical driving situations may arise due to spinning wheels. In these circumstances the vehicle may lose traction, which may lead to instability. By reducing the engine torque and the interference of the brakes, the traction control system avoids this spinning by taking the wheel slip to its optimal value. This assistance system supports the driver and increases transport safety. In this thesis this task is managed by two different control algorithms, namely the PI- and the sliding-mode-control, and the results are compared to each other. The advantages and disadvantages of these two control algorithms concerning the traction control system are also shown.



# Kurzfassung

Die Bedeutung von komplexen computerunterstützten Simulationen hat in den letzten Jahren aufgrund von wachsendem Zeit- und Kostendruck entscheidend zugenommen. Durch den Einsatz von Simulationsmodellen ist es möglich, verschiedenste Fahrmanöver unter beliebigen und immer wieder reproduzierbaren Bedingungen jederzeit durchführen zu können. Weiters können kritische Fahrmanöver ohne Risiko simuliert werden, was vor allem für die Entwicklung und Dimensionierung von Fahrzeugkomponenten sowie für den Entwurf und den Test von Fahrerassistenzsystemen von großer Bedeutung ist. Aus diesem Grund wird die Modellbildung und Simulation in der Fahrzeugindustrie immer häufiger eingesetzt.

Um die Vorteile, die der Einsatz von Simulationsmodellen bietet, nutzen zu können, wird in dieser Arbeit ein Antriebsstrang mit Automatikgetriebe modelliert, der die Längsdynamik eines Fahrzeugs abbildet. Durch das Antriebsstrangmodell können die Drehzahl- und Drehmomentverhältnisse im Fahrzeug und zusätzlich die Belastungen der einzelnen Komponenten dargestellt werden. Weiters lässt sich damit das Verhalten des Fahrzeugs in den verschiedensten Fahrsituationen untersuchen und der Einfluss von sicherheitsrelevanten und komfortsteigernden Assistenzsystemen betrachten.

Ein grundlegendes Fahrerassistenzsystem ist die Antriebsschlupfregelung (ASR), welche den Fahrer im physikalischen Grenzbereich unterstützt. Bei der Beschleunigung des Fahrzeugs kann es auf Grund von durchdrehenden Rädern zu kritischen Fahrsituationen kommen, da das Fahrzeug dabei die Traktion verlieren kann und dadurch zur Instabilität neigt. Durch Reduktion des Motormoments und Bremsengriffe verhindert die ASR das Durchdrehen der Räder, indem der Schlupf auf seinen optimalen Wert geregelt wird. Durch den Einsatz dieses Assistenzsystems wird der Fahrer unterstützt und die Verkehrssicherheit erhöht. In dieser Arbeit wird diese Aufgabe mit zwei verschiedenen Regelungsverfahren, einer PI- und einer Sliding-Mode-Regelung, gelöst, und die Ergebnisse anschließend miteinander verglichen. Ebenso werden die Vor- und Nachteile dieser beiden Reglertypen im Bezug auf die Antriebsschlupfregelung aufgezeigt.



# Inhaltsverzeichnis

<b>Eidesstattliche Erklärung</b>	<b>iii</b>
<b>Abstract</b>	<b>v</b>
<b>Kurzfassung</b>	<b>vii</b>
<b>Inhaltsverzeichnis</b>	<b>x</b>
<b>Abkürzungsverzeichnis</b>	<b>xi</b>
<b>Symboltabelle</b>	<b>xiii</b>
<b>1 Einleitung</b>	<b>1</b>
1.1 Problemstellung . . . . .	1
1.2 Ziel . . . . .	2
<b>2 Modellbildung Antriebsstrang</b>	<b>3</b>
2.1 Motor . . . . .	5
2.2 Kupplung . . . . .	11
2.3 Automatikgetriebe . . . . .	12
2.3.1 Drehmomentwandler . . . . .	13
2.3.2 Getriebe . . . . .	17
2.4 Differenzialgetriebe . . . . .	21
2.5 Rad . . . . .	23
2.6 Gesamtmodell . . . . .	26
2.7 Ausblick . . . . .	27
<b>3 Reglerentwurf Antriebsschlupfregelung</b>	<b>29</b>
3.1 Einsatz und Funktionsweise . . . . .	29
3.2 Reglerentwurf ASR . . . . .	30
3.2.1 Modell für den Reglerentwurf . . . . .	33
3.2.2 Integration des Reglers in Simulink . . . . .	34
3.3 Reglerentwurf PI-Regler . . . . .	35
3.3.1 Anti-Windup . . . . .	37
3.3.2 PI-Regler mit Motormomentreduktion . . . . .	38
3.3.2.1 Simulationsergebnisse . . . . .	39
3.4 Reglerentwurf Sliding-Mode-Regler . . . . .	43

3.4.1	Sliding-Mode-Regler mit Motormomentreduktion . . . . .	45
3.4.1.1	Simulationsergebnisse . . . . .	48
3.4.2	Sliding-Mode-Regler mit Motormomentreduktion und symmetrischem Bremsengriff . . . . .	50
3.4.2.1	Simulationsergebnisse . . . . .	51
3.4.3	Integrierender Sliding-Mode-Regler . . . . .	52
3.4.3.1	Simulationsergebnisse . . . . .	53
3.5	Vergleich der verschiedenen Reglertypen . . . . .	56
3.6	Ausblick . . . . .	57
<b>4</b>	<b>Verifikation des Modells</b>	<b>59</b>
4.1	Beschleunigung auf trockener Fahrbahn bei deaktiviertem ASR . . . . .	59
4.2	Beschleunigung bei $\mu$ -Split Bedingungen und deaktiviertem ASR . . . . .	64
4.3	Beschleunigung bei $\mu$ -Split Bedingungen und aktiviertem ASR . . . . .	68
<b>5</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick</b>	<b>73</b>
5.1	Zusammenfassung . . . . .	73
5.2	Ausblick . . . . .	74
	<b>Abbildungsverzeichnis</b>	<b>I</b>
	<b>Tabellenverzeichnis</b>	<b>III</b>
	<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>V</b>

# Abkürzungsverzeichnis

Glg.	Gleichung
Abb.	Abbildung
Kap.	Kapitel
bzw.	beziehungsweise
ASR	Antriebsschlupfregelung
ca.	circa
z.B.	zum Beispiel
Tab.	Tabelle
ABS	Antiblockiersystem



# Symboltabelle

## Parameter und Konstanten

$I_e$	Trägheitsmoment des Motors
$T_{fre}$	Reibmoment des Motors
$I_{pw}$	Trägheitsmoment des Pumpenrades
$I_{tw}$	Trägheitsmoment des Turbinenrades
$\eta_{tc}$	Wirkungsgrad des Drehmomentwandlers
$i_{tc}$	Übersetzungsverhältnis für das Drehmoment im Drehmomentwandler
$I_{tr}$	Trägheitsmoment des Getriebes
$\eta_{tr}$	Wirkungsgrad des Getriebes
$i_{tr}$	Übersetzungsverhältnis des Getriebes
$T_{frgb}$	Reibmoment des Getriebes
$I_{fd}$	Trägheitsmoment des Differenzialgetriebes
$\eta_{fd}$	Wirkungsgrad des Differenzialgetriebes
$i_{fd}$	Übersetzungsverhältnis des Differenzialgetriebes
$I_{rot}$	Trägheitsmoment eines Rades
$a_r$	Rollwiderstandsbeiwert
$\rho_a$	Dichte der Luft
$m_A$	Fahrzeugmasse
$g$	Erdbeschleunigung
$c_d$	Luftwiderstandsbeiwert
$m$	Masse des Viertelfahrzeugmodells
$s_d$	Sollwert für den Antriebsschlupf
$K$	proportionale Verstärkung des Reglers
$T_i$	Integrationszeit des Reglers
$k_{aw}$	Anti-Windup Konstante
$k$	Verstärkung des Sliding-Mode Reglers
$kb$	Verstärkung des Reglers für den Bremsengriff
$\Phi$	Breite der Grenzschicht des Reglers
$\lambda$	Gewichtungsparameter des Reglers

## Variablen

$T_e$	Drehmoment des Motors
$T_d$	Motorschleppmoment
$T_{clin}$	Eingangsmoment der Kupplung
$\omega_e$	Winkelgeschwindigkeit des Motors
$T_{clout}$	Ausgangsmoment der Kupplung
$\omega_{clin}$	Eingangswinkelgeschwindigkeit der Kupplung
$\omega_{clout}$	Ausgangswinkelgeschwindigkeit der Kupplung
$T_{tcin}$	Eingangsmoment des Drehmomentwandlers
$T_{gbin}$	Eingangsmoment des Getriebes
$\omega_{tc}$	Eingangswinkelgeschwindigkeit des Drehmomentwandlers
$\omega_{tcin}$	Eingangswinkelgeschwindigkeit des Drehmomentwandlers vom Motor kommend
$T_{gbin}$	Eingangsmoment des Getriebes
$T_{fd}$	Eingangsmoment des Differenzialgetriebes
$\omega_{gbin}$	Eingangswinkelgeschwindigkeit des Getriebes
$\omega_{gbout}$	Ausgangswinkelgeschwindigkeit des Getriebes
$T_{fd}$	Eingangsmoment des Differenzialgetriebes
$T_{wl}$	Moment das auf das linke Rad wirkt
$T_{wr}$	Moment das auf das rechte Rad wirkt
$\omega_{wl}$	Winkelgeschwindigkeit des linken Rades
$\omega_{wr}$	Winkelgeschwindigkeit des rechten Rades
$\omega_{cw}$	Winkelgeschwindigkeit des Tellerrades
$T_{brakel}$	Bremsmoment das auf das linke Rad wirkt
$T_{braker}$	Bremsmoment das auf das rechte Rad wirkt
$T_{yl}$	resultierendes Reifenmoment, das auf das linke Rad wirkt
$T_{yr}$	resultierendes Reifenmoment, das auf das rechte Rad wirkt
$F_a$	Luftwiderstandskraft
$F_s$	Steigungswiderstandskraft
$F_r$	Rollwiderstandskraft
$\mu$	Reibungskoeffizient der Fahrbahn
$s_a$	Antriebsschlupf
$A_{proj}$	longitudinale Anströmfläche des Fahrzeugs
$\theta$	Steigungswinkel der Fahrbahn
$v_{veh}$	Geschwindigkeit des Fahrzeugs
$v_{wind}$	Windgeschwindigkeit
$r_{eff}$	effektiver Reifenradius
$F_z$	Reifenaufstandskraft
$v_x$	Fahrzeuglängsgeschwindigkeit bzw. Längsgeschwindigkeit des Reifens
$F_{res}$	resultierende übertragbare Reifenkraft
$s$	Schlupf

---

$F_x$	Reifenlängskraft
$\omega_w$	Winkelgeschwindigkeit eines Rades
$T_w$	Drehmoment, das auf ein Rad wirkt
$T_{brake}$	Bremsmoment das auf ein Rad wirkt
$T_y$	resultierendes Reifenmoment, das auf ein Rad wirkt
$T_{ASR}$	Drehmoment um welches das Motormoment reduziert wird
$T_{ASR_b}$	gefordertes Bremsmoment des Reglers
$w(t)$	Führungsgröße des Reglers
$y(t)$	Regelgröße des Reglers
$u(t)$	Stellgröße des Reglers
$e(t)$	Regeldifferenz des Reglers
$t$	Zeit
$\tilde{s}_a$	Regelfehler beim Sliding-Mode-Regler
$\sigma$	Sliding Surface
$V(\sigma)$	Ljapunovfunktion
$x_1, x_2$	formelle Zustandsvariablen
$\epsilon_1, \epsilon_2$	Zustandsvariablen für Trajektorienbetrachtung



# 1 Einleitung

## 1.1 Problemstellung

Die Modellbildung und Simulation von Fahrzeugen bzw. Fahrzeugkomponenten gewinnt immer mehr an Bedeutung. Durch die mathematische Beschreibung von Fahrzeugen ist es möglich, Fahrdynamikregelungen sowie Fahrerassistenzsysteme zu entwerfen und das Verhalten eines Fahrzeuges in verschiedenen Situationen zu simulieren und zu studieren. Der Einsatz dieser Methoden bringt zahlreiche Vorteile:

- Auf der Basis von Fahrzeugmodellen können viele Fahrzeugkomponenten ausgelegt werden.
- Fahrerassistenzsysteme können entwickelt und getestet werden.
- Durch Fahrzeugmodelle ist es möglich, Regelungen für verschiedenste Anwendungen im Fahrzeug zu entwerfen sowie anschließende Funktionstests durchzuführen.
- Es können beliebige vordefinierte Fahrmanöver unter den gewünschten Bedingungen simuliert werden.
- Diese Simulationen können beliebig oft und ohne Risiko durchgeführt werden [14].

Das ist vor allem für kritische Fahrmanöver von Bedeutung, da diese in der Praxis nicht immer leicht nachgebildet werden können und sich durch die Simulation die Gefahr von Personenschäden verringert.

Beim Anfahren und beim Beschleunigen kann es vor allem auf glatter Fahrbahn, in Steigungen und bei Kurvenfahrten zu kritischen Fahrsituationen aufgrund von durchdrehenden Rädern kommen. Im physikalischen Grenzbereich kann es vorkommen, dass das Fahrzeug zur Instabilität neigt, oder der Fahrer mit der vorherrschenden Situation überfordert ist und so durch eine Fehlreaktion einen Unfall verursacht. Das Fahrzeug wird instabil, wenn es die Traktion verliert und die Räder durchdrehen. In diesem Fall kann das Fahrverhalten des Fahrzeugs nicht mehr aktiv vom Fahrer beeinflusst werden. Um die Instabilität des Fahrzeugs bzw. Fehlreaktionen des Fahrers im Grenzbereich aufgrund von durchdrehenden Rädern zu verhindern, wird in diesen Fällen die Antriebs-schlupfregelung aktiv und hilft dabei, das Fahrzeug in einem stabilen Zustand zu halten [23].

Die Modellbildung und Simulation hat auch einen wirtschaftlichen Aspekt, indem die Zykluszeiten bei der Entwicklung von neuen Fahrzeugen dadurch deutlich verkürzt wer-

den können, was eine Reduktion der Entwicklungskosten zur Folge hat [14].

### 1.2 Ziel

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit der Modellbildung eines PKW-Antriebsstrangs, welcher die Längsdynamik eines Fahrzeugs abbildet. Zusätzlich beinhaltet sie den Entwurf einer Antriebsschlupfregelung (ASR) mit verschiedenen Reglertypen sowie die Simulation des erarbeiteten Modells unter dem Einsatz dieser Regler.

Mit der vom Institut für Fahrzeugtechnik an der TU Graz entwickelten Simulationsumgebung, die auf Matlab/Simulink basiert und MOVES<sup>2</sup> [21] genannt wird, ist es möglich, Fahrzeuge und deren Komponenten in verschiedenen Modellierungstiefen und in verschiedenen Konfigurationen abzubilden. Weiters ist auch ein Fahrermodell sowie die Umgebung des Fahrzeugs im Modell integriert. Damit können in einer definierten Umgebung beliebige Fahrmanöver mit einer gewünschten Fahrzeugkonfiguration durchgeführt werden.

Bislang lag der Schwerpunkt von MOVES<sup>2</sup> auf der Querdynamik von Fahrzeugen. Daher war es nicht notwendig, längsdynamische Komponenten wie z.B. den Antriebsstrang in das Modell zu implementieren. Es ist nur ein idealer Antriebsstrang realisiert, der die Gaspedalstellung direkt in ein Antriebsmoment umwandelt.

Durch das Vorhaben, verschiedene Fahrdynamikregelungssysteme sowie Fahrerassistenzsysteme in MOVES<sup>2</sup> zu integrieren, besteht die Notwendigkeit, die Längsdynamik des Fahrzeuges abzubilden. Durch den Einsatz solcher Systeme können vor allem die Sicherheit, aber auch der Fahrkomfort gesteigert werden. Um diese Systeme untersuchen zu können, wird als erster Schritt ein Antriebsstrang in die bereits vorhandene Simulationsumgebung integriert. Im zweiten Schritt wird eine ASR entworfen und ebenfalls in MOVES<sup>2</sup> implementiert.

Ziel dieser Arbeit ist es, das vorhandene Simulationsmodell um einen Antriebsstrang mit Automatikgetriebe zu erweitern. Zusätzlich soll in der Fahrdynamikregelung des Modells eine Antriebsschlupfregelung realisiert werden.

## 2 Modellbildung Antriebsstrang

Zum Antriebsstrang eines Fahrzeuges zählen der Motor, der die Leistung für den Vortrieb liefert, alle Elemente die dazu dienen, die vom Motor erzeugte Leistung zu den Rädern zu befördern, sowie die Räder, die den Kontakt mit der Fahrbahn herstellen. Nur durch die Zusammenarbeit aller im Antriebsstrang enthaltenen Komponenten kann sich das Fahrzeug in Bewegung setzen und die gewünschten Fahrmanöver durchführen [4]. Der Antriebsstrang eines Fahrzeuges besteht grundsätzlich aus den Elementen Motor, Kupplung, Getriebe, Kardanwelle, Differenzialgetriebe, Radantriebswelle und den Rädern. Er ist ein wesentlicher Bestandteil des Fahrzeuges und kann durch verschiedene Modelle beschrieben werden [17].

Die Art des verwendeten Modells hängt vom Verwendungszweck, das heißt, welche physikalischen Gegebenheiten damit untersucht werden sollen, ab [17]. In dieser Arbeit wird eine Antriebsschlupfregelung entworfen, welche durch Regelung des Schlupfs auf den optimalen Wert das Durchdrehen der angetriebenen Räder bei Beschleunigungsvorgängen verhindern soll. Daher wird das Antriebsstrangmodell im Hinblick auf diese Regelung erstellt. Dadurch sollen die wichtigsten physikalischen Zusammenhänge im Antriebsstrang abgebildet werden, um die Drehzahlen von Motor, Getriebe und Rädern sowie die wirkenden Drehmomente zu erhalten. Diese werden aus einer sogenannten Rückwärtssimulation ermittelt. Dabei wird ein gewünschtes Geschwindigkeitsprofil vorgegeben und daraus auf die benötigten Größen rückgerechnet.

Für die Modellbildung werden vorweg folgende Annahmen getroffen: Es ist nicht notwendig, hochdynamische Prozesse im Antriebsstrang zu berücksichtigen. Ebenso werden keine Schwingungen der Komponenten modelliert. Die Kardanwelle, welche Getriebe und Differenzialgetriebe verbindet, sowie die Radantriebswellen, die die angetriebenen Räder mit dem Differenzialgetriebe verbinden, werden als steif angenommen. Das bedeutet, dass durch diese Wellen keine Verluste im Antriebsstrang auftreten. Sie können daher bei der Modellbildung ausgeklammert werden. Die einzelnen Komponenten werden in den Modellen vorwiegend durch rotierende Massen abgebildet. Zahlreiche Zusammenhänge von Drehzahlen und Drehmomenten werden durch Kennlinien und Kennfelder beschrieben. In [17] sind noch weitere mögliche Modelle für den Antriebsstrang beschrieben. Dazu zählen Modelle mit einer Reibungskupplung sowie Modelle, in denen auch die Reibung der Komponenten durch eine viskose Dämpfung modelliert wird. Auch die Torsion von Kardanwelle und Radantriebswellen wird in den dort erläuterten Modellen berücksichtigt.

Die Modellbildung des Antriebsstranges in dieser Arbeit orientiert sich großteils an [17].

Eine weitere Möglichkeit zur Modellierung eines Antriebsstranges mit Automatikgetriebe findet man z.B. in [15] oder [19].

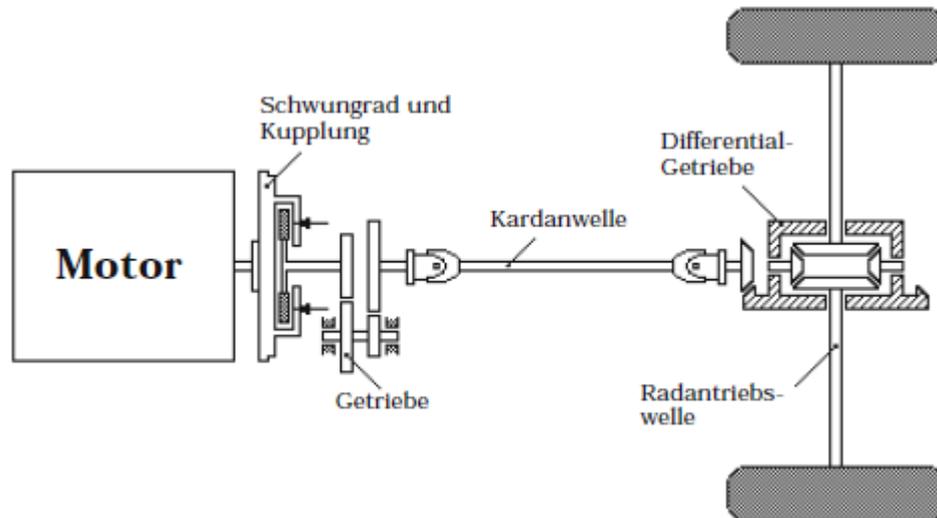


Abbildung 2.1: Antriebsstrang eines hinterachsgetriebenen Fahrzeugs [26]

Abb.(2.1) zeigt schematisch einen PKW Antriebsstrang mit Hinterradantrieb mit den wesentlichen Komponenten, die zuvor beschrieben wurden.

Nachfolgend werden die oben genannten Komponenten des Antriebsstranges einzeln behandelt und die zur Modellbildung verwendeten Differentialgleichungen und Zusammenhänge beschrieben. Die Differentialgleichungen werden aus dem 2. Newtonschen Axiom für Drehbewegungen abgeleitet. Die Differentialgleichung, die den Zusammenhang zwischen einer rotierenden Masse und den darauf wirkenden Drehmomenten beschreibt, wurde aus [24] entnommen und lautet

$$I \cdot \dot{\omega} = \sum T, \quad (2.1)$$

wobei  $I$  das Trägheitsmoment in  $[\text{kgm}^2]$ ,  $\omega$  die Winkelgeschwindigkeit in  $[\frac{1}{\text{s}}]$  und  $\sum T$  die Summe der auf die rotierende Masse wirkenden Drehmomente in  $[\text{Nm}]$  darstellt.

Die Hauptaussage dieser Gleichung ist, dass sich die Winkelgeschwindigkeit einer rotierenden Masse verändert, wenn ein Drehmoment auf diese Masse wirkt. Eine weitere Interpretation dieser Gleichung ist, dass ein Drehmoment entsteht, wenn sich die Rotationsgeschwindigkeit einer Masse verändert. Diese bildet die Grundlage für die Modellbildung des Antriebsstrangmodells, da das Drehmoment, das an die angetriebenen Räder abgegeben werden soll, berechnet wird.

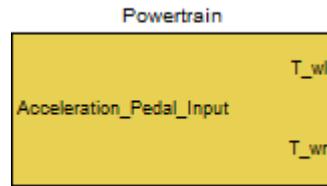


Abbildung 2.2: Ein- und Ausgangsgrößen des Antriebsstranges

Abb.(2.2) zeigt die Ein- und Ausgangsgrößen des Antriebsstrangmodells. Als Eingang fungiert das Gaspedal, dessen aktuelle Stellung über das Signal *Acceleration\_Pedal\_Input* in das Modell geführt wird. Es repräsentiert die Gaspedalstellung, mit der der Fahrer einen Drehmomentwunsch abgibt. Die Ausgänge des Modells sind die beiden Drehmomente  $T_{wl}$  und  $T_{wr}$ . Das Drehmoment  $T_{wl}$ , das auf das linke Rad wirkt, und das Drehmoment  $T_{wr}$ , das auf das rechte Rad wirkt, sind die Drehmomente an den angetriebenen Rädern, die zum Vortrieb des Fahrzeugs zur Verfügung stehen.

In den folgenden Kapiteln werden die erarbeiteten Modelle der einzelnen Komponenten des Antriebsstranges in der Reihenfolge des Drehmomentflusses beschrieben.

## 2.1 Motor

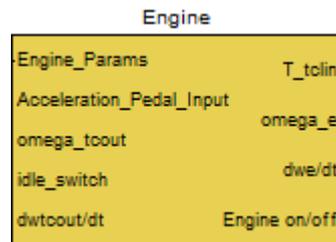


Abbildung 2.3: Motor in Simulink

In Abb.(2.3) ist der Motorblock in Simulink dargestellt. Zu den Eingangsgrößen des Motors zählen seine Parameter *Engine\_Params*. Diese sind das Trägheitsmoment des Motors  $I_e$ , die Leerlaufdrehzahl des Motors  $n_{idle}$  in  $[\frac{1}{\text{min}}]$  sowie das im Moment als konstant angenommene Reibmoment des Motors  $T_{fre}$ . Eine weitere Eingangsgröße stellt die Gaspedalstellung *Acceleration\_Pedal\_Input*, also der Fahrerwunsch, dar. Zusätzlich wird die Ausgangsdrehzahl des Drehmomentwandlers  $\omega_{tcout}$ , die der errechneten Motordrehzahl entspricht, sowie deren Ableitung  $\dot{\omega}_{tcout}$  für die Modellierung benötigt. Das Signal *idle\_switch* stellt ein Steuersignal für den Motor dar, um vom Leerlaufbetrieb wieder in den Standardbetrieb zu wechseln.

Die Ausgänge des Motorblocks sind das Drehmoment  $T_{clin}$ , das an die Kupplung weitergegeben wird, die Motordrehzahl  $\omega_e$  und deren Ableitung  $\dot{\omega}_e$ , sowie das Signal *Engine on/off*, welches angibt, ob der Motor ein- oder ausgeschaltet ist.

Tabelle 2.1: verwendete Symbole im Motormodell

Symbol	Beschreibung	Einheit	Wert
$I_e$	Trägheitsmoment des Motors	$[kgm^2]$	0,28
$n_{idle}$	Leerlaufdrehzahl des Motors	$[\frac{1}{min}]$	850
$T_{fre}$	Reibmoment des Motors	$[Nm]$	0
$\omega_{tcout}$	Ausgangsdrehzahl des Drehmomentwandlers	$[\frac{1}{s}]$	
$T_{clin}$	Drehmoment, das an die Kupplung weitergegeben wird	$[Nm]$	
$\omega_e$	Winkelgeschwindigkeit des Motors	$[\frac{1}{s}]$	
$T_e$	Drehmoment des Motors	$[Nm]$	
$T_d$	Motorschleppmoment	$[Nm]$	
$ap$	Gaspedalstellung	$[-]$	
$T_{emax}$	maximales Motormoment	$[Nm]$	

In Tab.(2.1) sind die verwendeten Parameter und Variablen für das Motormodell dargestellt. Ebenso sind die für die Simulation verwendeten Parameterwerte angegeben.

Die rotierenden Teile im Motor werden als eine rotierende Masse mit dem Massenträgheitsmoment  $I_e$  und der Winkelgeschwindigkeit  $\omega_e$  beschrieben. Auf diese rotierende Masse wirkt das durch die Verbrennung im Motor entstehende Moment  $T_e$ , das Motorschleppmoment  $T_d$ , das notwendig ist um den Motor in Drehung zu versetzen, ohne dass ein Drehmoment abgegeben wird, das interne Reibmoment des Motors  $T_{fre}$ , sowie das externe Lastmoment der Kupplung  $T_{clin}$  [17].

$$I_e \cdot \dot{\omega}_e = T_e + T_d - T_{fre} - T_{clin} \quad (2.2)$$

Glg.(2.2) beschreibt die rotierende Masse des Motors und die darauf wirkenden Drehmomente. Sie wurde aus [17] entnommen und um das Motorschleppmoment  $T_d$  erweitert. In dieser Gleichung sind  $I_e$  das Trägheitsmoment des Motors in  $[kgm^2]$ ,  $\omega_e$  die Winkelgeschwindigkeit des Motors in  $[\frac{1}{s}]$ ,  $T_e$  das vom Motor erzeugte Drehmoment in  $[Nm]$ ,  $T_d$  das Motorschleppmoment in  $[Nm]$ ,  $T_{fre}$  das Reibmoment des Motors  $[Nm]$  und  $T_{clin}$  das externe Lastmoment der Kupplung ebenfalls in  $[Nm]$ .

Bei der Berechnung des Drehmoments, das durch die Änderung der Rotationsgeschwindigkeit der Masse des Motors entsteht ( $I_e \cdot \dot{\omega}_e$ ), ergibt sich durch die Differenziation ein sehr verrauschtes Signal, das sich in weiterer Folge auf den gesamten Antriebsstrang auswirkt. Dieses Problem wurde durch den Einbau eines Tiefpassfilters behoben, was zu einer Glättung des Signals führt. Hochfrequente Änderungen des Signals, wie z.B.

sprunghafte Änderungen und kurzzeitig auftretende Spitzen, wie sie beim Differenzieren auftreten können, werden durch das Filter gedämpft. Bei dessen Auslegung wurde großes Augenmerk darauf gelegt, dass nicht zu viel Information verloren geht und es zu keiner Beeinträchtigung des Simulationsmodells kommt. Dies ist dadurch gewährleistet, indem das Filter nur auf dieses berechnete Drehmoment Einfluss hat und die weiteren Signale unverändert bleiben.

Das Reibmoment des Motors  $T_{fre}$  ist abhängig von der Motortemperatur und der Motordrehzahl. Um dieses Reibmoment bestimmen zu können, sind umfangreiche Messungen erforderlich. Da entsprechende Daten nicht zur Verfügung stehen, wird das Reibmoment als konstant angenommen [17]. Durch diese Annahme ist keine wahrheitsgetreue Abbildung des Reibmoments möglich. Für die grundlegende Betrachtung des Antriebsstrangs ist das konstante Reibmoment aber ausreichend. In einigen Modellen, wie z.B. in [17], wird es sogar gänzlich vernachlässigt.

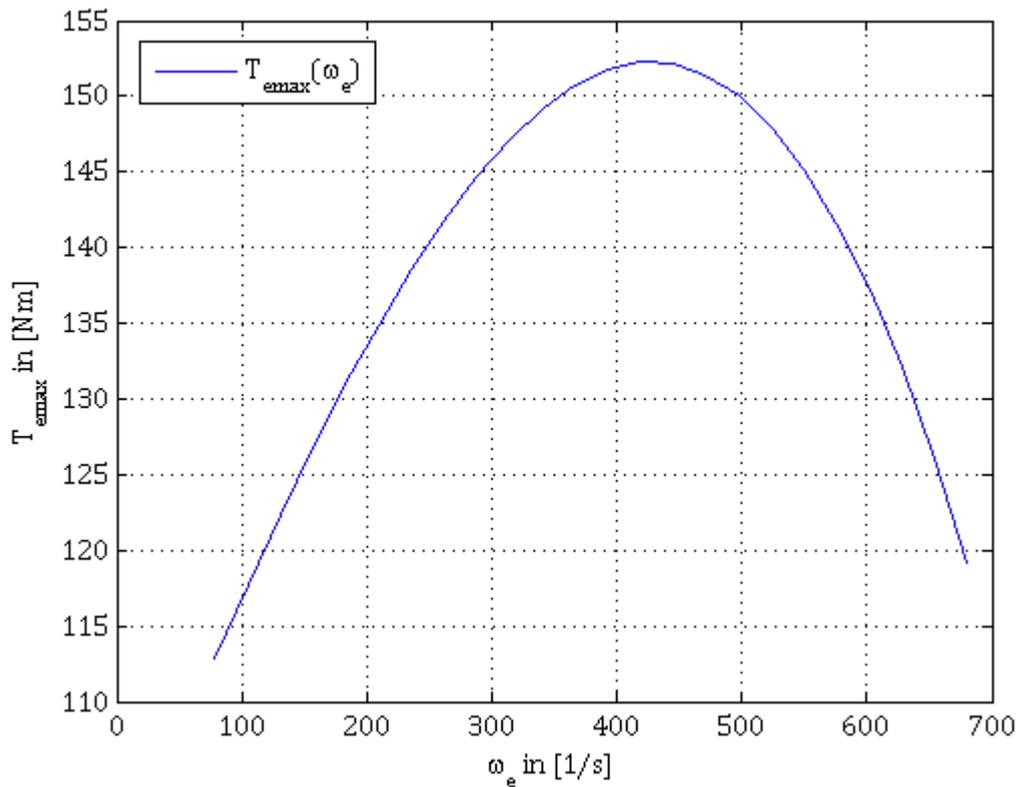


Abbildung 2.4: maximales Drehmoment in Abhängigkeit der Drehzahl [8]

Abb.(2.4) zeigt die verwendete Drehzahl-Drehmoment Kennlinie des Motors, das so-

nannte Muscheldiagramm. In Abhängigkeit der aktuellen Motordrehzahl und der vom Fahrer vorgegebenen Gaspedalstellung wird aus dieser Kennlinie das vom Motor abgegebene Drehmoment ermittelt. Die Kennlinie stellt den Verlauf des maximalen Drehmoments dar, das der Motor bei einer gegebenen Drehzahl leisten kann, demzufolge gelten diese Drehmomentwerte für eine Gaspedalstellung von 100%. Das tatsächlich vom Motor geleistete Drehmoment ergibt sich durch Multiplikation der Gaspedalstellung  $ap$  mit dem für die aktuelle Motordrehzahl  $\omega_e$  abgelesenen Wert des maximalen Drehmoments.

$$T_e = ap \cdot T_{emax} \quad (2.3)$$

Glg.(2.3) beschreibt die Berechnung des Motormoments, wobei  $T_{emax}$  das maximale Motormoment in [Nm] und  $ap$  die Gaspedalstellung in [-] darstellt.

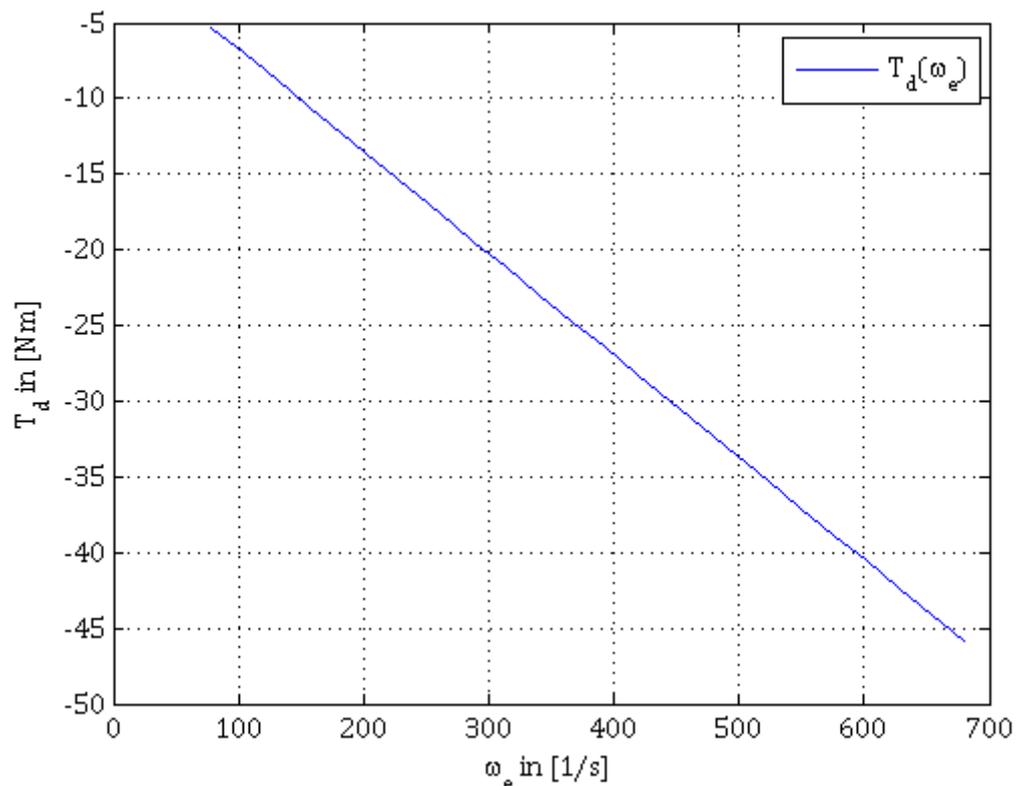


Abbildung 2.5: Motorschleppmoment in Abhängigkeit der Drehzahl

Abb.(2.5) zeigt die Kennlinie des Motorschleppmoments. Das Motorschleppmoment  $T_d$  ist in Abhängigkeit der Winkelgeschwindigkeit des Motors  $\omega_e$  aufgetragen. Um diese Kennlinie zu erhalten, wird für verschiedene Winkelgeschwindigkeiten des Motors der zugehörige Wert des Motorschleppmoments nach folgender Formel berechnet:

$$T_d = -0.3 \cdot \frac{\max(T_{emax})}{\omega_e(end)} \cdot \omega_e \quad (2.4)$$

Glg.(2.4) stammt aus [1] und zeigt die Berechnung für den Verlauf des Motorschleppmoments, wobei  $T_d$  das Motorschleppmoment in [Nm] und  $\max(T_{emax}(\omega_e))$  das maximale Drehmoment des Motors in [Nm] ist. Weiters ist  $\omega_e(end)$  die maximale Winkelgeschwindigkeit des Motors in [ $\frac{1}{s}$ ] und  $\omega_e$  die Winkelgeschwindigkeit des Motors ebenfalls in [ $\frac{1}{s}$ ]. Da für das Motorschleppmoment keine Messwerte vorliegen, wird das Motorschleppmoment in Abhängigkeit von der Motordrehzahl mit der Näherungsformel Glg.(2.4) berechnet.

Das Drehmoment, das zum Antrieb des Fahrzeuges beiträgt und an den Drehmomentwandler weitergegeben wird, berechnet sich aus dem durch die Verbrennung des Motors entstandenen Antriebsmoment  $T_e$ , verringert um das interne Reibmoment  $T_{fre}$ , das Motorschleppmoment  $T_d$  und das Moment, das durch die Trägheit der rotierenden Teile des Motors entsteht.

Aus regelungstechnischer Sicht ist es für den Entwurf und die Implementierung einer Antriebschlupfregelung ausreichend, den Motor nur durch diese Differenzialgleichung zu modellieren. Um die Funktion des Motors abzubilden reicht es aber nicht aus, nur diese Differenzialgleichung zu betrachten. Daneben sind einige Sonderfälle zu berücksichtigen. Einer dieser Spezialfälle ist jener, in dem die Motordrehzahl unter die Leerlaufdrehzahl des Motors sinkt. Bei ausgekuppeltem Motor muss verhindert werden, dass die Motordrehzahl zu gering wird und der Motor dadurch abstirbt. Für diesen Fall wird ein Leerlaufregler implementiert. Da es nicht notwendig ist, im Leerlauf auf eine exakte Drehzahl zu regeln und eine gewisse Regelabweichung in Kauf genommen werden kann, wird für diese Aufgabe ein einfacher P-Regler verwendet, der die Motordrehzahl ungefähr auf der gewünschten Leerlaufdrehzahl hält. Das Regelverhalten des P-Reglers ist ausreichend, um das Verhalten des Motors für das Modell mit hinreichender Genauigkeit darzustellen. Die Einstellung der Verstärkung wurde derart durchgeführt, dass die bei einem P-Regler immer vorhandene bleibende Regelabweichung, nicht zu groß wird und der Regler mit einer akzeptablen Geschwindigkeit reagiert.

Abb.(2.6) zeigt die Implementierung des Leerlaufreglers in Simulink. Die Regeldifferenz wird gebildet, indem die aktuelle Motordrehzahl von der gewünschten Leerlaufdrehzahl subtrahiert wird. Aufgrund dieser Regeldifferenz gibt der P-Regler als Stellgröße ein Drehmoment  $T_{idle}$  aus, das sich auf die Regelstrecke auswirkt und dadurch den Motor auf der geforderten Leerlaufdrehzahl hält. Wird der Motor ausgeschaltet, wird die Soll-drehzahl des Reglers auf null gesetzt, wodurch sichergestellt ist, dass der Regler nicht versucht, den Motor im abgeschalteten Zustand auf die Leerlaufdrehzahl zu regeln.

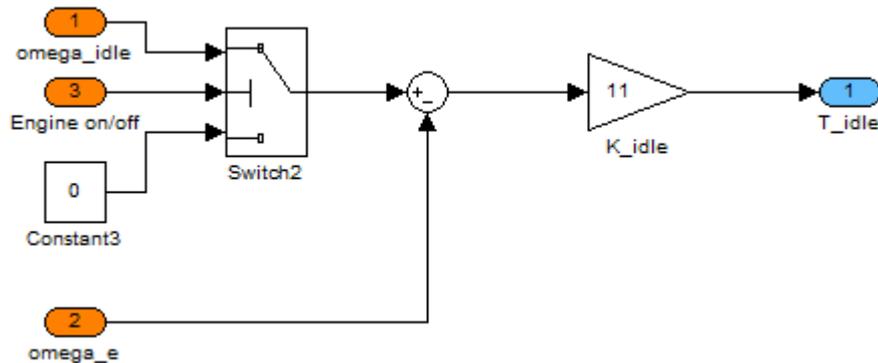


Abbildung 2.6: Schematische Darstellung des Leerlaufreglers

Weiters wurde ein Schalter hinzugefügt, welcher das Ein- und Ausschalten des Motors auch während der Fahrt erlaubt. Der Schalter wurde einerseits eingebaut, um das Modell des Motors möglichst realitätsnah darzustellen, denn das Ein- und Ausschalten ist eine grundlegende Funktion, die in der Differentialgleichung des Motormodells keine Berücksichtigung findet. Andererseits wurde damit die Grundlage geschaffen, in Zukunft Simulationen mit Modellen eines Hybridfahrzeuges durchzuführen, in welchen eine Zusammenarbeit von Verbrennungsmotor und Elektromotor unerlässlich ist. Im Hybridbetrieb kann bei Bedarf das Zuschalten des Verbrennungsmotors während der Fahrt notwendig sein, bzw. auch wieder das Abschalten, wenn seine Leistung nicht benötigt wird. Ein weiterer Anwendungsfall, der realisiert werden könnte, ist eine Start-Stopp-Automatik. Bei dieser Funktion schaltet sich der Motor automatisch aus, sobald das Fahrzeug zum Stillstand kommt und beim Anfahren wieder automatisch ein. Dadurch kann der Kraftstoffverbrauch des Fahrzeugs gesenkt werden. Das Einsparungspotential liegt derzeit bei ca. 2 bis 3 Prozent [6]. Viele Hersteller bieten bereits Fahrzeuge mit diesem System an.

Im Leerlaufbetrieb sowie bei abgeschaltetem Motor, ist die Umformung von Glg.(2.2) derart vorzunehmen, dass eine Berechnung der Motordrehzahl durchgeführt werden kann. Wenn sich der Motor im Leerlauf befindet, dann wird vom Leerlaufregler so viel Drehmoment gefordert, dass dieser in der Lage ist, die Leerlaufdrehzahl zu halten. Wird der Motor ausgeschaltet, ist das Antriebsmoment gleich Null und er läuft bis zum Stillstand aus. In diesem Fall wird die Kupplung im Drehmomentwandler geöffnet und der Motor dadurch vom restlichen Antriebsstrang entkoppelt. Auf das Fahrzeug wirken nur noch die Fahrwiderstände sowie die zusätzlichen Verluste im Antriebsstrang wie z.B. Reibung oder Torsion, die aber im Modell dieser Arbeit nicht berücksichtigt werden.

Würde der Motor nicht vom Antriebsstrang entkoppelt werden, dann wäre noch das Motorschleppmoment  $T_d$ , das Reibmoment des Motors  $T_{frp}$  und das durch die rotierende Masse des Motors erzeugte Drehmoment  $I_e \cdot \dot{\omega}_e$  auf den Antriebsstrang wirksam. Praktisch halten sich die angeführten Momente im Modell die Waage und daher würde auch ohne Abkoppelung des Motors nur ein sehr kleines Moment an den Antriebsstrang weitergegeben werden. Dieser Sachverhalt kann sich jedoch ändern, wenn andere Parameter

für das Modell verwendet werden.

Abhängig vom abgegebenen Drehmoment des Motors und der Motordrehzahl wird über ein Verbrauchskennfeld der spezifische Verbrauch des Fahrzeugs ermittelt. Dadurch kann unter anderem auf die Wirtschaftlichkeit des verwendeten Motors, bzw. auf die Effizienz des gesamten Antriebsstranges geschlossen werden. Durch die Verbrauchsanzeige ist auch die Möglichkeit gegeben, den Antriebsstrang speziell auf geringen Treibstoffverbrauch auszulegen. Zusätzlich können die Unterschiede beim Treibstoffverbrauch zwischen manuellem Schaltgetriebe und Automatikgetriebe untersucht werden. Die Daten für das Verbrauchskennfeld stammen aus [8].

## 2.2 Kupplung



Abbildung 2.7: Kupplung in Simulink

Tabelle 2.2: verwendete Variablen im Kupplungsmodell

Symbol	Beschreibung	Einheit
$T_{clin}$	Eingangsmoment der Kupplung	$[Nm]$
$\omega_{clin}$	Eingangswinkelgeschwindigkeit der Kupplung	$[\frac{1}{s}]$
$T_{clout}$	Ausgangsmoment der Kupplung	$[Nm]$
$\omega_{clout}$	Ausgangswinkelgeschwindigkeit der Kupplung	$[\frac{1}{s}]$

Der in Simulink implementierte Kupplungsblock ist in Abb.(2.7) dargestellt. Die Eingänge sind das Eingangsdrehmoment der Kupplung  $T_{clin}$  und die Eingangswinkelgeschwindigkeit  $\omega_{clin}$ .

Als Ausgänge dienen das Ausgangsdrehmoment  $T_{clout}$  sowie die Ausgangswinkelgeschwindigkeit  $\omega_{clout}$ .

In Tab.(2.2) werden die im Kupplungsmodell verwendeten Variablen dargestellt.

Da in der vorliegenden Arbeit ein Antriebsstrang mit Automatikgetriebe behandelt wird, ist keine Reibungskupplung erforderlich. Der Kupplungsblock wurde implementiert, um in Zukunft eine Realisierung eines manuellen Schaltgetriebes zu ermöglichen und damit

die Modularität des Antriebsstrangs zu gewährleisten. Die Zusammenhänge sind wie folgt:

$$\begin{aligned}T_{clout} &= T_{clin} \\ \omega_{clout} &= \omega_{clin}\end{aligned}$$

Wobei  $T_{clout}$  dem Ausgangsdrehmoment und  $T_{clin}$  dem Eingangsdrehmoment der Kupplung jeweils in [Nm] entspricht. Der Parameter  $\omega_{clout}$  entspricht hier der Ausgangswinkelgeschwindigkeit und  $\omega_{clin}$  der Eingangswinkelgeschwindigkeit der Kupplung jeweils in [ $\frac{1}{s}$ ].

Das bedeutet, dass die Signale einfach durch den Kupplungsblock durchgeführt werden. Die Kupplung wird im weiteren Verlauf vernachlässigt, da keine Veränderungen von Drehzahl oder Drehmoment auftreten.

Die Funktion der Reibungskupplung wird im Automatikgetriebe von einem Drehmomentwandler übernommen. Dieser ist im Block des Automatikgetriebes implementiert. Der Aufbau und die Funktion des Automatikgetriebes wird im folgenden Kapitel beschrieben.

### 2.3 Automatikgetriebe

Als Getriebevariante soll in dieser Arbeit ein Automatikgetriebe realisiert werden. Automatikgetriebe zeichnen sich im Gegensatz zu manuellen Getrieben durch folgende Punkte aus:

Im Automatikgetriebe existiert keine mechanische Reibungskupplung. Ihre Funktion wird von einem hydrodynamischen Drehmomentwandler übernommen, welche in Kap.(2.3.1) beschrieben ist. Durch Verwendung des Drehmomentwandlers ist das Anfahren ohne Kupplungsbetätigung möglich. Weiters erfolgt der Gangwechsel ohne Zugkraftunterbrechung, da durch den Einsatz von mehreren Schaltelementen, im Wesentlichen Kupplungen und Bremsen, keine Trennkupplung zwischen Motor und Getriebe geöffnet werden muss. Der letzte wesentliche Punkt ist, dass der Gangwechsel nicht vom Fahrer, sondern über eine festgelegte Schaltlogik automatisch vom Getriebe durchgeführt wird. Das Automatikgetriebe besteht demzufolge im Wesentlichen aus dem hydrodynamischen Drehmomentwandler, der als Anfahrerelement dient und die Funktion der Kupplung übernimmt, und einem Planetengetriebe, das mit der Schaltlogik und den Schaltelementen für das Wechseln der Gänge zuständig ist [4]. Diese beiden Elemente werden im Folgenden erläutert.

## 2.3.1 Drehmomentwandler



Abbildung 2.8: Drehmomentwandler in Simulink

Tabelle 2.3: verwendete Symbole im Modell des Drehmomentwandlers

Symbol	Beschreibung	Einheit	Wert
$I_{pw}$	Trägheitsmoment des Pumpenrades	$[kgm^2]$	0
$I_{tw}$	Trägheitsmoment des Turbinenrades	$[kgm^2]$	0
$\omega_{tcin}$	Eingangswinkelgeschwindigkeit des Drehmomentwandlers (vom Motor)	$[\frac{1}{s}]$	
$\omega_{tc}$	Eingangswinkelgeschwindigkeit des Drehmomentwandlers	$[\frac{1}{s}]$	
$\omega_{tcout}$	Ausgangswinkelgeschwindigkeit des Drehmomentwandlers	$[\frac{1}{s}]$	
$T_{gbin}$	Eingangsmoment des Getriebes	$[Nm]$	
$T_{tcin}$	Eingangsmoment des Drehmomentwandlers	$[Nm]$	
$i_{tc}$	Übersetzungsverhältnis des Drehmoments	$[-]$	
$\eta_{tc}$	Wirkungsgrad des Drehmomentwandlers	$[-]$	

Zu den Eingangsgrößen des Drehmomentwandlers zählen dessen Parameter *Torque – converter\_Params*, diese sind das Trägheitsmoment des Pumpenrades  $I_{pw}$  und das Trägheitsmoment des Turbinenrades  $I_{tw}$ . Auch das Signal *Engine on/off* das bereits in Kap.(2.1) beschrieben wurde, wird in den Drehmomentwandler geführt. Das Eingangsmoment des Drehmomentwandlers  $T_{tcin}$  entspricht dem vom Motor weitergegebenen Moment  $T_{clin}$ . Weitere Eingänge sind die berechnete Eingangswinkelgeschwindigkeit des Drehmomentwandlers  $\omega_{tc}$ , die der Ausgangswinkelgeschwindigkeit des Getriebes entspricht, sowie die Eingangswinkelgeschwindigkeit  $\omega_{tcin}$ , die der Winkelgeschwindigkeit

des Motors entspricht. Auch die Ableitungen der bereits beschriebenen Winkelgeschwindigkeiten  $\dot{\omega}_{tc}$  und  $\dot{\omega}_{tcin}$  werden in den Block geführt.

Die Ausgänge des Drehmomentwandlers sind das Eingangsdrehmoment des Getriebes  $T_{gbin}$  und die Ausgangswinkelgeschwindigkeit des Drehmomentwandlers  $\omega_{tcout}$  sowie deren Ableitung  $\dot{\omega}_{tcout}$ .

Tab.(2.3) enthält die für die Modellierung des Drehmomentwandlers benötigten Parameter mit den in der Simulation verwendeten Werten sowie die weiteren variablen Größen.

Der hydrodynamische Drehmomentwandler nach dem TriLok-Prinzip<sup>2</sup> besteht aus Pumpen- und Turbinenrad. Dazwischen liegt das Leitrad. Weiters ist eine Überbrückungskupplung integriert. Im hydrodynamischen Wandlerbetrieb findet eine Drehmomentwandlung zwischen Ein- und Ausgang des Drehmomentwandlers statt. Diese Wandlung ist nur möglich, wenn ein Drehzahlunterschied zwischen Pumpenrad und Turbinenrad besteht. Wird der Drehzahlunterschied sehr klein, würde sich die Momentrichtung des Leitrades umkehren. Um dies zu verhindern, ist ein Freilauf eingebaut, der diese Richtungsänderung verhindert. Dadurch beträgt das Drehmomentverhältnis  $i_{tc}$  zwischen Eingang und Ausgang des Drehmomentwandlers minimal 1. Dieser Betriebszustand wird hydrodynamischer Kupplungsbetrieb genannt. Durch die Verwendung einer Überbrückungskupplung ist es möglich, eine mechanische Verbindung zwischen Pumpen- und Turbinenrad herzustellen. Daher ist keine Drehzahldifferenz zwischen diesen beiden Bauteilen vorhanden. Mit dieser Maßnahme ist es möglich, die Effizienz des Drehmomentwandlers beachtlich zu steigern [4].

Der hydrodynamische Drehmomentwandler wird durch die rotierenden Massen von Pumpenrad  $I_{pw}$  und Turbinenrad  $I_{tw}$  modelliert. Das Eingangsdrehmoment  $T_{tcin}$ , das vom Motor geliefert wird, wird mit dem aus der Wandlerkennlinie ermittelten Wert  $i_{tc}$  multipliziert und verringert sich um den Wirkungsgrad des Drehmomentwandlers  $\eta_{tc}$ . Die Drehzahl der Kardanwelle bleibt im Drehmomentwandler unverändert.

$$I_{pw} \cdot \dot{\omega}_{tcin} + I_{tw} \cdot \dot{\omega}_{tc} = T_{tcin} \cdot i_{tc} \cdot \eta_{tc} - T_{gbin} \quad (2.5)$$

$$\omega_{tcin} = \omega_{tcout} \quad (2.6)$$

In Glg.(2.5) werden die Zusammenhänge zwischen den rotierenden Massen und den wirkenden Drehmomenten beschrieben. Sie wurde aus [29] abgeleitet und um den Wirkungsgrad  $\eta_{tc}$  erweitert. Dabei sind  $I_{pw}$  und  $I_{tw}$  die Trägheitsmomente von Pumpenrad und Turbinenrad in  $[\text{kgm}^2]$ ,  $\omega_{tcin}$  und  $\omega_{tc}$  die oben beschriebenen Winkelgeschwindigkeiten in  $[\frac{1}{s}]$ . Die weiteren Größen sind das Eingangsdrehmoment  $T_{tcin}$  und das Ausgangsdrehmoment  $T_{gbin}$  des Drehmomentwandlers jeweils in  $[\text{Nm}]$ , sowie der Wirkungsgrad  $\eta_{tc}$  und das Drehmomentverhältnis  $i_{tc}$  in  $[-]$ .

In Glg.(2.6) sind die Drehzahlverhältnisse im Drehmomentwandler dargestellt, wobei  $\omega_{tcin}$  die Eingangsdrehzahl und  $\omega_{tcout}$  die Ausgangsdrehzahl des Drehmomentwandlers

---

<sup>2</sup>Handbuch Kraftfahrzeugtechnik, Kap.5.4.2.2

in  $[\frac{1}{s}]$  darstellt.

Im Modell des Drehmomentwandlers wurden die thermischen Eigenschaften nicht berücksichtigt. Deshalb ist der Wirkungsgrad nicht von der Temperatur abhängig. Auch auf die Reibung, die im Betrieb entsteht, wurde hier nicht eingegangen.

Die Trägheitsmomente von Pumpenrad  $I_{pw}$  und Turbinenrad  $I_{tw}$  werden im Modell vorläufig auf null gesetzt, da die Trägheitsmomente des Motors bzw. des Getriebes gegenüber diesen dominant sind. Aus diesem Grund können sie für die erste Näherung vernachlässigt werden.

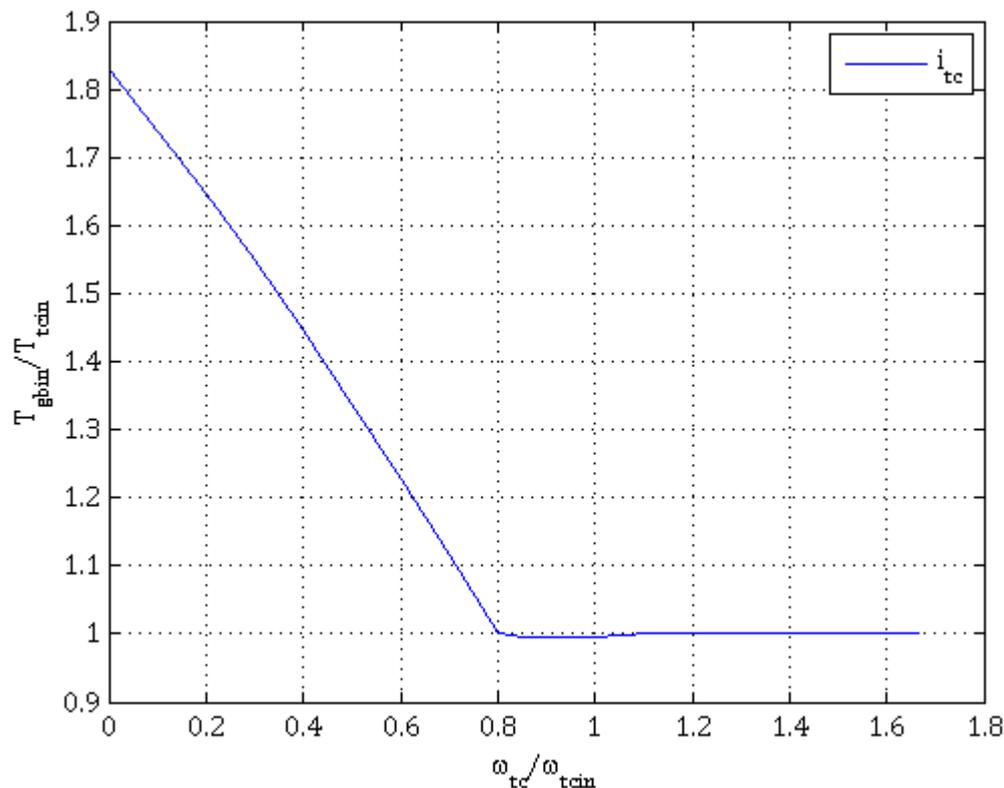


Abbildung 2.9: Übersetzungsverhältnis des Drehmoments in Abhängigkeit des Drehzahlverhältnisses zwischen Pumpen- und Turbinenrad[13]

Abb.(2.9) zeigt die Wandlerkennlinie des Drehmomentwandlers. Durch diese Kennlinie wird das Drehmomentverhältnis zwischen Ausgang und Eingang des Drehmomentwandlers charakterisiert. Die Verstärkung des Drehmoments ist abhängig vom Verhältnis der Drehzahlen von Pumpenrad und Turbinenrad. Dabei ist erkennbar, dass bei einem geringen Drehzahlverhältnis, wie beispielsweise beim Anfahren, das Drehmomentverhältnis

sehr hoch ist. Das bedeutet, dass es hier zu einer großen Drehmomentverstärkung kommt. Damit steht schon beim Anfahren ein hohes Drehmoment zur Verfügung. Im Fahrbetrieb sind die Drehzahlen von Pumpenrad und Turbinenrad annähernd gleich groß. Hier findet keine Drehmomentverstärkung statt [13].

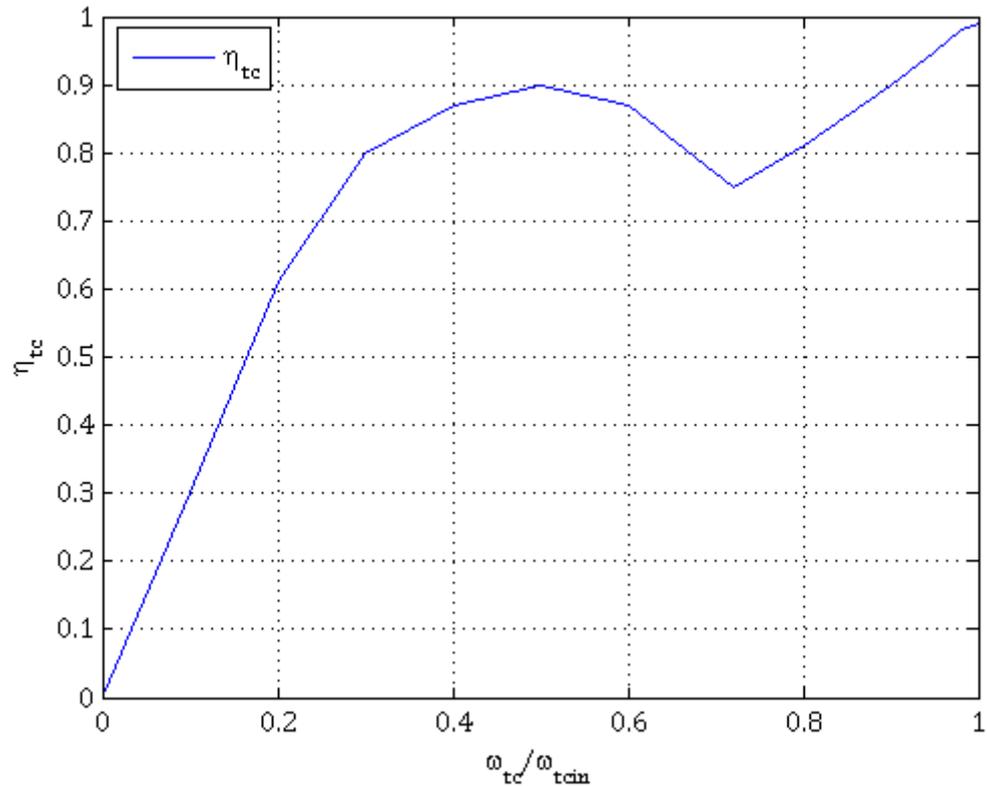


Abbildung 2.10: Wirkungsgrad des Drehmomentwandlers [13]

Abb.(2.10) zeigt den Verlauf des Wirkungsgrades abhängig vom Verhältnis der Drehzahlen von Pumpenrad und Turbinenrad. Diese Kennlinie kann beim Drehmomentwandler in zwei Teilbereiche unterteilt werden, nämlich in den Bereich von Drehzahlverhältnis 0 bis ca. 0,7, welcher Wandlungsbereich genannt wird und den Abschnitt bei einem Drehzahlverhältnis zwischen 0,7 und 1, welcher als Kupplungsbereich bezeichnet wird [13]. Es ist zu erkennen, dass der Wirkungsgrad des Drehmomentwandlers beim Anfahren sehr schlecht ist, dann aber stark ansteigt. Zum Kupplungspunkt, der ungefähr bei einem Drehzahlverhältnis von 0,7 liegt, fällt er noch einmal ab. Im Kupplungsbereich steigt der Wirkungsgrad stark an und nähert sich bei Drehzahlgleichheit dem Wert 1. Das bedeutet, dass der Drehmomentwandler beim Start-Stopp Betrieb einen sehr schlechten Wirkungsgrad aufweist, während er bei stationärer Fahrt nahezu verlustfrei arbeitet.

## 2.3.2 Getriebe



Abbildung 2.11: Getriebe in Simulink

Tabelle 2.4: verwendete Symbole im Getriebemodell

Symbol	Beschreibung	Einheit	Wert
$I_{tr}$	Trägheitsmoment des Getriebes	$[kgm^2]$	0,00808
$\omega_{gbin}$	Eingangswinkelgeschwindigkeit des Getriebes	$[\frac{1}{s}]$	
$\omega_{gbout}$	Ausgangswinkelgeschwindigkeit des Getriebes	$[\frac{1}{s}]$	
$T_{frgb}$	Reibmoment des Getriebes	$[Nm]$	0
$T_{gbin}$	Eingangsmoment des Getriebes	$[Nm]$	
$T_{fdin}$	Eingangsmoment des Differentialgetriebes	$[Nm]$	
$i_{tr}$	Übersetzungsverhältnis des Getriebes	$[-]$	
$\eta_{tr}$	Wirkungsgrad des Getriebes	$[-]$	1

In Abb.(2.11) ist der Block des Getriebemodells dargestellt. Die beiden Eingangssignale Gaspedalstellung (*Acceleration\_Pedal\_Input*) und *Engine on/off* wurden bereits in Kap.(2.1) beschrieben. Hinzu kommen noch die Parameter des Getriebes *gearbox\_params*. Dazu zählt das Trägheitsmoment des Getriebes im jeweiligen Gang  $I_{tr}$ , das Übersetzungsverhältnis des jeweiligen Ganges  $i_{tr}$ , der Wirkungsgrad des jeweiligen Ganges  $\eta_{tr}$  und das für diese Arbeit als konstant angenommene Reibmoment  $T_{frgb}$ . Weitere Eingänge sind das Eingangsmoment  $T_{gbin}$ , und die Eingangswinkelgeschwindigkeit  $\omega_{gbin}$  sowie deren Ableitung  $\dot{\omega}_{gbin}$ . Ein weiteres Eingangssignal ist der Bus *Vehicle\_Motion*. Aus diesem Bus werden die Signale für die Fahrzeuggeschwindigkeit sowie die Beschleunigung entnommen.

Als Ausgänge werden das Eingangsdrehmoment des Differentialgetriebes  $T_{fdin}$ , die Ausgangswinkelgeschwindigkeit des Getriebes  $\omega_{gbout}$ , die der Eingangswinkelgeschwindigkeit des Drehmomentwandlers entspricht, und deren Ableitung  $\dot{\omega}_{gbout}$ , sowie das bereits in Kap.(2.1) beschriebene Signal *idle\_switch* verwendet.

In Tab.(2.4) sind die im Getriebemodell verwendeten Größen beschrieben.

Das Getriebe ermöglicht durch seine verschiedenen Übersetzungen, dass für verschiedene Fahrzustände die passende Drehzahl und das passende Drehmoment zur Verfügung gestellt werden. Erst durch das Getriebe ist es möglich, rückwärts zu fahren und es sind Übersetzungen zum Anfahren, zur Bewältigung von Steigungen, zum Beschleunigen und für wirtschaftliches Fahren vorhanden [4]. Allerdings ist das Rückwärtsfahren sowie das Befahren von Steigungen in MOVES<sup>2</sup> nicht vorgesehen und daher auch nicht implementiert.

Das implementierte Getriebe wurde als 6-Gang Getriebe modelliert.

Wie in den bereits behandelten Komponenten, befinden sich auch im Getriebe rotierende Massen. Das Drehmoment  $T_{gbin}$ , das vom Drehmomentwandler an das Getriebe weitergeleitet wird, wird um das konstante Reibmoment  $T_{frgb}$  reduziert. Das sich daraus ergebende Drehmoment multipliziert man mit der Übersetzung des Getriebes  $i_{tr}$  sowie mit dem Wirkungsgrad des Getriebes  $\eta_{tr}$ . Es kann für jeden Gang sowohl ein entsprechendes Trägheitsmoment, als auch ein entsprechender Wirkungsgrad angegeben werden.

Auch die Drehzahl ändert sich entsprechend dem Übersetzungsverhältnis des Getriebes.

$$I_{tr} \cdot \dot{\omega}_{gbin} \cdot i_{tr} = (T_{gbin} - T_{frgb}) \cdot i_{tr} \cdot \eta_{tr} - T_{fdin} \quad (2.7)$$

$$\omega_{gbout} = \omega_{gbin} \cdot i_{tr} \quad (2.8)$$

Glg.(2.7) beschreibt die Zusammenhänge im Getriebe. Wobei  $I_{tr}$  das Trägheitsmoment des Getriebes im jeweiligen Gang in  $[\text{kgm}^2]$ ,  $\omega_{gbin}$  die Eingangswinkelgeschwindigkeit des Getriebes in  $[\frac{1}{\text{s}}]$ ,  $i_{tr}$  das Übersetzungsverhältnis in  $[-]$ ,  $\eta_{tr}$  der Wirkungsgrad in  $[-]$ ,  $T_{gbin}$  das Eingangsdrehmoment in  $[\text{Nm}]$ ,  $T_{frgb}$  das als konstant angenommene Reibmoment in  $[\text{Nm}]$  und  $T_{fdin}$  das Eingangsmoment des Differenzialgetriebes in  $[\text{Nm}]$  ist.

In Glg.(2.8) werden die Drehzahlverhältnisse im Getriebe dargestellt. Neben den bereits erwähnten Größen  $\omega_{gbin}$  und  $i_{tr}$  beinhaltet diese Gleichung noch die Ausgangswinkelgeschwindigkeit des Getriebes in  $[\frac{1}{\text{s}}]$ .

Die verwendeten Gleichungen wurden aus [17] entnommen und um das Reibmoment  $T_{frgb}$  und den Wirkungsgrad  $\eta_{tr}$  erweitert.

Bei der Modellierung des Getriebes wurde das Reibmoment  $T_{frgb}$  als konstant angenommen. Für detailliertere Modelle kann es z.B. durch eine viskose Dämpfung, das bedeutet proportional zur Geschwindigkeit, modelliert werden. Auch thermische Einflüsse werden hier nicht berücksichtigt. Da der Wirkungsgrad im gesamten Betriebsbereich konstant ist, arbeitet das implementierte Getriebe bei allen Betriebstemperaturen und bei allen auftretenden Drehzahlen identisch.

Auch eine Schaltlogik ist im Modell des Getriebes implementiert. Es ist eine Schalttafel für „upshift“ und eine Schalttafel für „downshift“ vorhanden. Die Eingänge dieser

Schalttabellen sind die Gaspedalstellung sowie die aktuelle Geschwindigkeit des Fahrzeugs. Aus diesen Eingangsdaten wird aus einer Look-up Table der entsprechende Gang für diesen Fahrzustand ausgegeben. Dies geschieht parallel für „upshift“ und „downshift“. Daher ist noch eine weitere Logik implementiert, die entscheidet, ob sich das Fahrzeug aktuell im „upshift“- oder im „downshift“-Modus befindet. Die Eingangsparameter für diese Logik sind die Gaspedalstellung sowie die Beschleunigung des Fahrzeugs.

Sie ist auch dafür zuständig, dass es dem Getriebe nicht möglich ist, Gänge zu überspringen, sowie eine Schaltverzögerung zwischen den Schaltvorgängen zu realisieren. Eine Ausnahme bildet hier die Kickdown Funktion. Bei einem Kickdown (Durchtreten des Gaspedals bis zum Anschlag) wird eine hohe Beschleunigung vom Fahrzeug gefordert. In diesem Fall ist es dem Getriebe erlaubt, beim Hinunterschalten Gänge zu überspringen [3]. Im Modell ist kein eigentlicher Kickdown-Schalter implementiert. Es ist jedoch möglich, sehr schnell mehrere Gänge nacheinander herunterzuschalten, wenn dies vom Fahrer über eine entsprechende Gaspedalstellung gefordert wird. Durch die Einstellung der Schaltverzögerung kann das Verhalten des Getriebes angepasst werden, um die gewünschte Schaltcharakteristik zu erhalten.

Die Schalttabellen wurden aus [10] entnommen und für das Modell geringfügig modifiziert. Diese sind in Abb.(2.12) und Abb.(2.13) grafisch dargestellt.

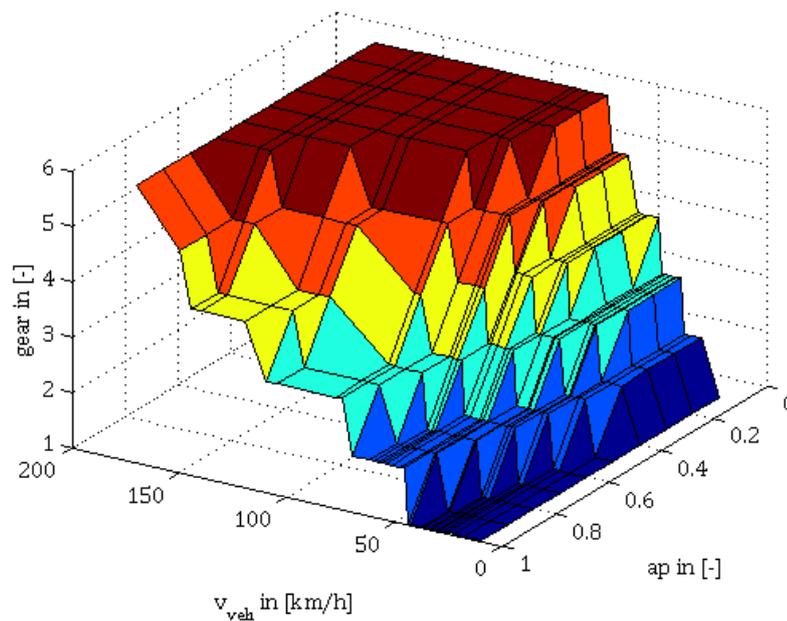


Abbildung 2.12: Schaltlogik für „upshift“

Abb.(2.12) zeigt die Wahl des Ganges beim Hochschalten in Abhängigkeit der Fahrzeuggeschwindigkeit  $v_{veh}$  und der Gaspedalstellung  $ap$ .

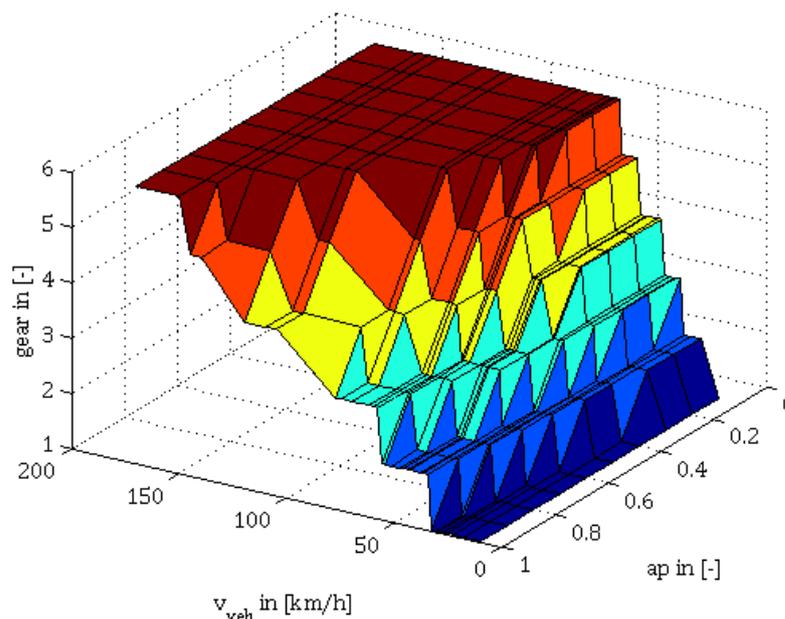


Abbildung 2.13: Schaltlogik für „downshift“

Abb.(2.13) zeigt die Wahl des Ganges beim Herunterschalten in Abhängigkeit der Fahrzeuggeschwindigkeit  $v_{veh}$  und der Gaspedalstellung  $ap$ .

Da die Schaltvorgänge im Getriebemodell ideal durchgeführt werden, kommt es zu sprunghaften Änderungen von Drehzahl und Drehmoment. Aufgrund der Tatsache, dass in den Differenzialgleichungen die Ableitungen der Winkelgeschwindigkeiten  $\dot{\omega}$  vorkommen, treten bei den Drehmomenten beim Schaltvorgang kurzzeitig hohe Spitzen auf. Deshalb werden zusätzlich zu den Winkelgeschwindigkeiten auch deren Ableitungen mitgeführt. Das hat den Vorteil, dass ein Signal nur einmal differenziert werden muss und sich die Spitzen nicht durch mehrmalige Differenziation weiter vergrößern. Aufgrund dessen werden immer die Ableitungen der Winkelgeschwindigkeiten mitgeführt, wie in den Abbildungen (2.3), (2.8), (2.11) und (2.14) erkennbar ist.

Bei Durchführung der Simulation zeigt sich, dass bei gewissen Fahrmanövern ungewollte Schaltvorgänge auftreten können. Das ist dadurch begründet, dass die erforderliche Gaspedalstellung durch Vorgabe eines Geschwindigkeitsprofils durch einen PI-Regler ermittelt wird. Da ein einfacher PI-Regler den Fahrer nicht optimal repräsentieren kann, treten öfters sprunghafte oder mit Schwingungen behaftete Gaspedalstellungen auf. Deshalb springt die Logik in der Look-up Table für die Gangwahl zwischen verschiedenen Bereichen hin und her und es kommt zu unerwünschten Schaltvorgängen.

Das Getriebe ist über die Kardanwelle, mit welcher die Drehmomentübertragung ermöglicht wird, mit dem Differenzialgetriebe verbunden, welches im nächsten Kapitel näher erklärt wird.

## 2.4 Differenzialgetriebe

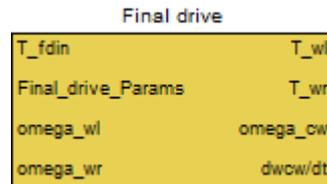


Abbildung 2.14: Differenzialgetriebe in Simulink

Tabelle 2.5: verwendete Symbole im Modell des Differenzialgetriebes

Symbol	Beschreibung	Einheit	Wert
$I_{fd}$	Trägheitsmoment des Pumpenrades	$[kgm^2]$	0,01
$\omega_{cw}$	Winkelgeschwindigkeit des Tellerrades	$[\frac{1}{s}]$	
$\omega_{wl}$	Winkelgeschwindigkeit des linken Rades	$[\frac{1}{s}]$	
$\omega_{wr}$	Winkelgeschwindigkeit des rechten Rades	$[\frac{1}{s}]$	
$T_{fdin}$	Eingangsmoment des Differenzialgetriebes	$[Nm]$	
$T_{wl}$	Moment, das auf das linke Rad wirkt	$[Nm]$	
$T_{wr}$	Moment, das auf das rechte Rad wirkt	$[Nm]$	
$i_{fd}$	Übersetzungsverhältnis des Differenzialgetriebes	$[-]$	3,563
$\eta_{fd}$	Wirkungsgrad des Differenzialgetriebes	$[-]$	0,98

Abb.(2.14) zeigt den in Simulink implementierten Block für das Differenzialgetriebe. Als Eingänge dienen hier zum einen die Parameter des Differenzialgetriebes *Final\_drive\_Params*, bestehend aus dem Trägheitsmoment des Differenzialgetriebes  $I_{fd}$  und dem Übersetzungsverhältnis  $i_{fd}$ . Zum anderen werden das Eingangsmoment des Differenzialgetriebes  $T_{fdin}$  und die Winkelgeschwindigkeiten der beiden angetriebenen Räder  $\omega_{wl}$  und  $\omega_{wr}$  als Eingangsgrößen verwendet.

Ausgangsgrößen sind die auf die beiden angetriebenen Räder wirkenden Drehmomente  $T_{wl}$  und  $T_{wr}$  sowie die Winkelgeschwindigkeit des Tellerrades  $\omega_{cw}$  und deren Ableitung  $\dot{\omega}_{cw}$ .

Die im Modell des Differenzialgetriebes verwendeten Parameter sind in Tab.(2.5) aufgelistet.

Das Differenzialgetriebe verteilt das zur Verfügung stehende Drehmoment im Verhältnis 50:50 auf die Antriebsräder. Seine Hauptaufgabe ist es, die Drehzahldifferenzen zwischen den angetriebenen Rädern auszugleichen. Solche Drehzahldifferenzen entstehen zum Beispiel bei Kurvenfahrt, durch unterschiedlichen Reifenluftdruck oder durch das Fahren auf einer Oberfläche mit unterschiedlichem Reibungskoeffizienten. Ohne Differenzialgetriebe würde in derartigen Fällen ein Rad zum Schlupfen gezwungen werden [4].

Das Differenzialgetriebe wird durch eine rotierende Masse modelliert. Es findet eine Übersetzung von Drehzahl und Drehmoment statt, die durch das Übersetzungsverhältnis  $i_{fd}$  charakterisiert ist. Das Drehmoment wird mit dem Übersetzungsverhältnis multipliziert, woraus folgt, dass es zu einer Verstärkung des Drehmoments kommt. Um auch die durch Reibung oder thermische Einflüsse entstehenden Verluste des Differenzialgetriebes zu berücksichtigen, wurde der Wirkungsgrad  $\eta_{fd}$  eingeführt, der über den gesamten Drehzahlbereich als konstant angenommen wird. Die Gleichungen (2.9), (2.10) und (2.11) beschreiben das Verhalten des Differenzialgetriebes.

$$I_{fd} \cdot \dot{\omega}_{wl} = \frac{T_{fdin}}{2} \cdot i_{fd} \cdot \eta_{fd} - T_{wl} \quad (2.9)$$

$$I_{fd} \cdot \dot{\omega}_{wr} = \frac{T_{fdin}}{2} \cdot i_{fd} \cdot \eta_{fd} - T_{wr} \quad (2.10)$$

$$\omega_{cw} = \frac{\omega_{wl} + \omega_{wr}}{2} \cdot i_{fd} \quad (2.11)$$

Darin beschreibt  $I_{fd}$  das Trägheitsmoment des Differenzialgetriebes in  $[\text{kgm}^2]$ ,  $T_{fdin}$  das Eingangsdrehmoment in  $[\text{Nm}]$  und  $T_{wl}$  bzw.  $T_{wr}$  das Drehmoment in  $[\text{Nm}]$ , das auf das linke bzw. rechte Rad wirkt.  $\omega_{wl}$  bzw.  $\omega_{wr}$  beschreibt die Winkelgeschwindigkeit des linken, bzw. des rechten Rades in  $[\frac{1}{s}]$ ,  $\omega_{cw}$  die Winkelgeschwindigkeit des Tellerrades ebenfalls in  $[\frac{1}{s}]$ . Weitere Parameter des Differenzialgetriebes sind das Übersetzungsverhältnis  $i_{fd}$  in  $[-]$  und der Wirkungsgrad  $\eta_{fd}$  in  $[-]$ .

Die Glg.(2.9) sowie (2.10) stammen aus [17] und wurden für das linke und für das rechte Rad adaptiert und um den Wirkungsgrad  $\eta_{fd}$  erweitert.

Glg.(2.11) wurde aus [26] entnommen und beschreibt die Drehzahlverhältnisse im Differenzialgetriebe.

Bei der Modellierung des Differenzialgetriebes wurde die Reibung zur Gänze vernachlässigt. Eine Möglichkeit, die Reibung im Differenzialgetriebe im Modell abzubilden, wäre, diese über eine viskose Dämpfung, welche die entstehenden Reibungskräfte in Abhängigkeit der Geschwindigkeit darstellt, zu modellieren, was jedoch in der vorliegenden Arbeit nicht erforderlich war, da das Modell einfach gehalten werden sollte. Weiters wurden auch die thermischen Einflüsse, die sich auf den Betrieb auswirken, nicht berücksichtigt. Auftretende Verluste werden daher ausschließlich durch den Wirkungsgrad  $\eta_{fd}$  abgebildet. In [17] ist auch ein Modell vorhanden, in dem die hier vernachlässigte Reibung

berücksichtigt wird.

Durch die Radantriebswellen ist das Differentialgetriebe mit den angetriebenen Rädern verbunden. Sie stellen den Kontakt zwischen Fahrzeug und Fahrbahn her und ermöglichen so die Kraftübertragung. Das Reifenmodell zur Abbildung der Räder im Simulationsmodell wird im folgenden Kapitel erläutert.

## 2.5 Rad

Tabelle 2.6: verwendete Symbole im Modell die angetriebenen Räder

Symbol	Beschreibung	Einheit	Wert
$I_{rot}$	Trägheitsmoment des Rades	$[kgm^2]$	2
$\omega_w$	Winkelgeschwindigkeit des Rades	$[\frac{1}{s}]$	
$T_w$	Antriebsmoment des Rades	$[Nm]$	
$T_{brake}$	Bremsmoment des Rades	$[Nm]$	
$T_y$	resultierendes Reifenmoment	$[Nm]$	
$F_z$	Reifenaufstandskraft	$[N]$	
$F_{res}$	resultierende Reifenkraft	$[N]$	
$v_x$	Fahrzeuglängsgeschwindigkeit	$[\frac{m}{s}]$	
$r_{eff}$	effektiver Reifenradius	$[m]$	
$a_r$	Rollwiderstandsbeiwert	$[-]$	
$\beta$	Schlupfwinkel	$[rad]$	
$F_a$	Luftwiderstandskraft	$[N]$	
$F_s$	Steigungswiderstandskraft	$[N]$	
$F_r$	Rollwiderstandskraft	$[N]$	
$A_{proj}$	longitudinale Anströmfläche	$[m^2]$	2,1
$c_d$	Luftwiderstandsbeiwert	$[-]$	0,3
$\rho_a$	Luftdichte	$[\frac{kg}{m^3}]$	
$v_{veh}$	Fahrzeugeschwindigkeit	$[\frac{m}{s}]$	
$v_{wind}$	Windgeschwindigkeit	$[\frac{m}{s}]$	
$m_A$	Fahrzeugmasse	$[kg]$	1320
$g$	Erdbeschleunigung	$[\frac{m}{s^2}]$	9,81
$\theta$	Steigungswinkel der Fahrbahn	$[rad]$	0

Tab.(2.6) zeigt die im Modell des Rades vorkommenden Größen. In den folgenden Ausführungen ist oft im Index ein zusätzliches l oder r angefügt. Diese stehen für links bzw. rechts.

Das Reifenmodell ist bereits in MOVES<sup>2</sup> integriert und nicht Bestandteil dieser Arbeit.

Für das gesamte Modell des Antriebsstranges und auch für die Regelung ist eine Betrachtung des Reifenmodells jedoch unerlässlich. Auch die Kräfte, die von außen auf das Fahrzeug wirken, werden im Modell für das Rad berücksichtigt. Diese sind die Luftwiderstandskraft  $F_a$ , die Steigungswiderstandskraft  $F_s$  und die Rollwiderstandskraft  $F_r$  [20]. In MOVES<sup>2</sup> ist das Befahren von Steigungen nicht vorgesehen. Deswegen ist der Steigungswiderstand nicht implementiert und muss im Modell nicht berücksichtigt werden.

Aus MOVES<sup>2</sup> wurden die folgenden Differenzialgleichungen entnommen, die das verwendete Reifenmodell beschreiben:

$$I_{rot} \cdot \dot{\omega}_{wl} = T_{wl} + T_{brakel} + T_{yl} \quad (2.12)$$

$$I_{rot} \cdot \dot{\omega}_{wr} = T_{wr} + T_{braker} + T_{yr} \quad (2.13)$$

In diesen Gleichungen stellt  $I_{rot}$  das Trägheitsmoment eines Rades in  $[\text{kgm}^2]$ ,  $\omega_{wl}$  die Winkelgeschwindigkeit des linken Rades in  $[\frac{1}{s}]$ ,  $T_{wl}$  das Drehmoment in  $[\text{Nm}]$ , das vom Antriebsstrang auf das linke Rad wirkt,  $T_{brakel}$  das auf das linke Rad wirkende Bremsmoment in  $[\text{Nm}]$  und  $T_y$  das durch die äußeren Einflüsse auf das linke Rad wirkende Drehmoment in  $[\text{Nm}]$  dar.

Alle mit  $r$  indexierten Größen in Glg.(2.13) beschreiben die soeben erklärten Parameter für die rechte Fahrzeugseite.

Die in den Glg.(2.12) und (2.13) enthaltenen resultierenden Reifenmomente für das linke Rad  $T_{yl}$  und für das rechte Rad  $T_{yr}$  berechnen sich wie folgt:

$$T_y = -r_{eff} \cdot F_{res} \cdot \cos \beta - a_r \cdot F_z \cdot \text{sign}(v_x) \quad (2.14)$$

Darin stellt  $T_y$  das resultierende Reifenmoment in  $[\text{Nm}]$ ,  $r_{eff}$  den effektiven Reifenradius in  $[\text{m}]$ ,  $F_{res}$  die resultierende übertragbare Reifenkraft in  $[\text{N}]$  und  $\beta$  den gesamten Schlupfwinkel in  $[\text{rad}]$  dar. Weiters beschreibt  $a_r$  den Rollwiderstandsbeiwert in  $[-]$ ,  $F_z$  die Reifenaufstandskraft in  $[\text{N}]$  und  $v_x$  die Fahrzeuglängsgeschwindigkeit in  $[\frac{\text{m}}{\text{s}}]$ . Da im ersten Zeitschritt noch nicht alle benötigten Größen zur Berechnung der Kräfte zur Verfügung stehen, müssen Initialisierungswerte angegeben werden, um Probleme bei der Simulation zu vermeiden.

Alle in Glg.(2.14) verwendeten Größen werden von MOVES<sup>2</sup> zur Verfügung gestellt. Diese Gleichung wurde aus [18] entnommen und beschreibt die Berechnung des resultierenden Reifenmoments.

Auf das Fahrzeug wirken von außen 4 Fahrwiderstände, nämlich der Beschleunigungswiderstand, der Rollwiderstand, der Luftwiderstand und der Steigungswiderstand [20]. Auf Grund dieser Widerstände wirken Kräfte auf das Fahrzeug, die das Fahrverhalten

beeinflussen, und welche mit den folgenden Gleichungen beschrieben werden können:

$$F_a = \frac{1}{2} \cdot A_{proj} \cdot c_d \cdot \rho_a \cdot (v_{veh} - v_{wind})^2 \quad (2.15)$$

$$F_s = m_A \cdot g \cdot \sin \theta \quad (2.16)$$

$$F_r = a_r \cdot m_A \cdot g \quad (2.17)$$

Mit Glg.(2.15) wird der Luftwiderstand des Fahrzeugs berücksichtigt. Wobei  $F_a$  die Luftwiderstandskraft in [N],  $A_{proj}$  die longitudinale Anströmfläche des Fahrzeugs in [m<sup>2</sup>],  $c_d$  den Luftwiderstandsbeiwert in [-],  $\rho_a$  die Dichte der Luft in [ $\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ ],  $v_{veh}$  die Geschwindigkeit des Fahrzeugs in [ $\frac{\text{m}}{\text{s}}$ ] und  $v_{wind}$  die Windgeschwindigkeit in [ $\frac{\text{m}}{\text{s}}$ ] darstellt. Die Differenz aus der Geschwindigkeit des Fahrzeugs  $v_{veh}$  und der Windgeschwindigkeit  $v_{wind}$  kann als Relativgeschwindigkeit bezeichnet werden.

Glg.(2.16) beschreibt den Einfluss der Steigung der Fahrbahn auf das Fahrzeug. In dieser Gleichung ist  $F_s$  die Steigungswiderstandskraft in [N],  $m_A$  die Fahrzeugmasse in [kg],  $g$  die Erdbeschleunigung in [ $\frac{\text{m}}{\text{s}^2}$ ] und  $\theta$  der Steigungswinkel der Fahrbahn in [rad]. Wie bereits in Kap.(2.3.2) erwähnt, ist derzeit das Befahren von Steigungen in MOVES<sup>2</sup> nicht implementiert.

Glg.(2.17) berücksichtigt die durch Reibung entstehende Widerstandskraft. Hier ist  $F_r$  die Rollwiderstandskraft in [N],  $a_r$  der Rollwiderstandsbeiwert in [-],  $m_A$  die Fahrzeugmasse in [kg] und  $g$  die Erdbeschleunigung in [ $\frac{\text{m}}{\text{s}^2}$ ].

Die durch diese Kräfte hervorgerufenen Drehmomente ergeben sich aus:

$$T = F \cdot r_{eff}, \quad (2.18)$$

wobei  $T$  das erzeugte Drehmoment in [Nm],  $F$  die auf das Rad wirkende Kraft in [N] und  $r_{eff}$  der effektive Radius des Reifens in [m] ist. Diese Gleichung wurde aus [18] abgeleitet.

Die Gleichungen für die Fahrwiderstände wurden aus [20] entnommen und an die Notation der in MOVES<sup>2</sup> verwendeten Größen angepasst. Sie werden im Simulationsmodell nicht im Antriebsstrang berücksichtigt und kommen daher in den Gleichungen für das hier hergeleitete Modell nicht vor. Die Fahrwiderstände wirken im Modell auf das Chassis und sind daher im resultierenden Reifenmoment  $T_y$  enthalten.

Da das Reifenmodell und die Fahrwiderstände nicht explizit Gegenstand dieser Arbeit sind, wird hier nicht näher darauf eingegangen. Für nähere Informationen wird auf [20] verwiesen.

Mit dem Reifenmodell ist die Modellbildung des Antriebsstrangs abgeschlossen und die ermittelten Gleichungen und Zusammenhänge der einzelnen Komponenten können in einem Gesamtmodell für den Antriebsstrang zusammengefasst werden, was im folgenden Kapitel durchgeführt wird.

## 2.6 Gesamtmodell

Mit den in den Kapiteln (2.1) bis (2.5) erarbeiteten Gleichungen ergibt sich folgendes Gesamtmodell:

$$I_e \cdot \dot{\omega}_e = T_e + T_d - T_{fre} - T_{clin} \quad (2.19)$$

$$\omega_{tcout} = \omega_e \quad (2.20)$$

$$I_{pw} \cdot \dot{\omega}_{tcin} + I_{tw} \cdot \dot{\omega}_{tc} = T_{tcin} \cdot i_{tc} \cdot \eta_{tc} - T_{gbin} \quad (2.21)$$

$$\omega_{tcin} = \omega_{tcout} \quad (2.22)$$

$$I_{tr} \cdot \dot{\omega}_{gbout} = (T_{gbin} - T_{frgb}) \cdot i_{tr} \cdot \eta_{tr} - T_{fdin} \quad (2.23)$$

$$\omega_{gbout} = \omega_{gbin} \cdot i_{tr} \quad (2.24)$$

$$\omega_{tcin} = \omega_{gbout} \quad (2.25)$$

$$I_{fd} \cdot \dot{\omega}_{wl} = \frac{T_{fdin}}{2} \cdot i_{fd} \cdot \eta_{fd} - T_{wl} \quad (2.26)$$

$$I_{fd} \cdot \dot{\omega}_{wr} = \frac{T_{fdin}}{2} \cdot i_{fd} \cdot \eta_{fd} - T_{wr} \quad (2.27)$$

$$\omega_{cw} = \frac{\omega_{wl} + \omega_{wr}}{2} \cdot i_{fd} \quad (2.28)$$

$$\omega_{gbin} = \omega_{cw} \quad (2.29)$$

$$I_{rot} \cdot \dot{\omega}_{wl} = T_{wl} + T_{brakel} + T_{yl} \quad (2.30)$$

$$I_{rot} \cdot \dot{\omega}_{wr} = T_{wr} + T_{braker} + T_{yr} \quad (2.31)$$

$$F_a = \frac{1}{2} \cdot A_{proj} \cdot c_d \cdot \rho_a \cdot (v_{veh} - v_{wind})^2 \quad (2.32)$$

$$F_s = m_A \cdot g \cdot \sin \theta \quad (2.33)$$

$$F_r = a_r \cdot m_A \cdot g \quad (2.34)$$

Glg.(2.20) hat nur im normalen Fahrbetrieb Gültigkeit. Befindet sich der Motor im Leerlauf oder wird er ausgeschaltet, beschreibt diese Gleichung nicht mehr die tatsächlichen Zusammenhänge im Antriebsstrang. Tritt einer der beiden erwähnten Fälle ein, dann ist der Motor vom restlichen Antriebsstrang entkoppelt und weist daher eine andere Drehzahl auf. Dies wird durch eine Umschaltung im Motormodell berücksichtigt.

In MOVES<sup>2</sup> ist das Befahren von Steigungen nicht vorgesehen und nicht implementiert. Das bedeutet, dass Glg.(2.16) sowohl für das Modell als auch für die Regelung nicht berücksichtigt werden muss.

Nach dem Zusammenfassen einiger Gleichungen und den bereits erwähnten Vernachläss-

sigungen ergibt sich das endgültige Modell des Antriebsstranges wie folgt:

$$I_e \cdot \dot{\omega}_e = T_e + T_d - T_{fre} - T_{clin} \quad (2.35)$$

$$I_{pw} \cdot \dot{\omega}_{tcin} + I_{tw} \cdot \dot{\omega}_{tc} = T_{tcin} \cdot i_{tc} \cdot \eta_{tc} - T_{gbin} \quad (2.36)$$

$$I_{tr} \cdot \dot{\omega}_{gbout} = (T_{gbin} - T_{frgb}) \cdot i_{tr} \cdot \eta_{tr} - T_{fdin} \quad (2.37)$$

$$\omega_{gbout} = \omega_{gbin} \cdot i_{tr} \quad (2.38)$$

$$I_{fd} \cdot \dot{\omega}_{wl} = \frac{T_{fdin}}{2} \cdot i_{fd} \cdot \eta_{fd} - T_{wl} \quad (2.39)$$

$$I_{fd} \cdot \dot{\omega}_{wr} = \frac{T_{fdin}}{2} \cdot i_{fd} \cdot \eta_{fd} - T_{wr} \quad (2.40)$$

$$\omega_{gbin} = \frac{\omega_{wl} + \omega_{wr}}{2} \cdot i_{fd} \quad (2.41)$$

$$I_{rot} \cdot \dot{\omega}_{wl} = T_{wl} + T_{brakel} + T_{yl} \quad (2.42)$$

$$I_{rot} \cdot \dot{\omega}_{wr} = T_{wr} + T_{braker} + T_{yr} \quad (2.43)$$

## 2.7 Ausblick

Da es sich, wie zu Beginn des Kapitels bereits erläutert, um ein sehr einfaches Modell des Antriebsstrangs handelt, wurden einige Annahmen getroffen und Vereinfachungen vorgenommen. Bei der Erstellung des Modells wurden jedoch Vorbereitungen getroffen, um Erweiterungen hinzuzufügen und einige vernachlässigte Sachverhalte im Modell zu berücksichtigen.

Das Motormodell wurde sehr einfach gehalten und kann bei Bedarf noch detaillierter ausgestaltet werden. Ein Reibungsmodell und die Berücksichtigung von Schwingungen in diesem Modell würden den nächsten wichtigen Schritt darstellen. Vor allem die Abhängigkeit der Reibung von Drehzahl und Betriebstemperatur sollte in einem erweiterten Modell implementiert werden. Weiters wäre es vorteilhaft, bessere Kennlinien für die Charakterisierung des Motors zu finden, da der aktuelle Motor sehr schwach ist und damit keine adäquaten Fahrleistungen erreichbar sind. Im Zuge dieser Arbeit wurde noch ein zweiter Motor implementiert (Kennfeld für Antriebsmoment und Kennlinie für das Motorschleppmoment). Da für diesen Motor aber keine Verbrauchswerte vorliegen, wurde im Modell der ursprüngliche Motor verwendet, damit die Verbrauchsangaben zum verwendeten Motor passen. Gerade in der heutigen Zeit, in der durch die Problematik von Umweltverschmutzung und Klimawandel der Schadstoffausstoß von Kraftfahrzeugen immer stärker an Bedeutung gewinnt, ist auch eine Implementierung eines Emissionsmodells des Motors anzudenken. Dadurch würden auch Simulationen im Hinblick auf den Schadstoffausstoß eines Fahrzeuges durchgeführt werden können.

Im Kupplungsblock wurde nur eine Signaldurchführung realisiert, da bei einem Fahrzeug mit Automatikgetriebe keine mechanische Reibungskupplung vorhanden ist. Dieser

Block wurde implementiert, um die Modularität des Modells zu gewährleisten. Dadurch wurde die Grundlage geschaffen, zukünftig auch Fahrzeuge mit mechanischer Reibungskupplung zu modellieren. Das entsprechende Kupplungsmodell müsste dann in den bereits vorhandenen Block eingefügt werden.

Für das Getriebe gilt, wie für den Motor auch, dass die Reibung als konstantes Drehmoment modelliert wurde. Eine Erweiterung des Modells um die Drehzahl- und Temperaturabhängigkeit der Reibungsverluste sollte Gegenstand eines Ausbaus dieses Modells sein. Weiters kann eine der Realität entsprechende Kickdown-Funktion implementiert werden, um die Funktion des Automatikgetriebes noch realitätsnäher abzubilden. Mögliche Erweiterungen für dieses Modell wären auch die Implementierung eines automatisierten Schaltgetriebes oder eines Doppelkupplungsgetriebes.

Bei der Modellierung des Differenzialgetriebes wurden sowohl die auftretende Reibung als auch thermische Einflüsse gänzlich vernachlässigt. In einem Modell mit höherem Detaillierungsgrad sollten diese jedenfalls berücksichtigt werden. Weiters wurde das Differenzialgetriebe nur durch eine rotierende Masse dargestellt, während es für genauere Betrachtungen z.B. denkbar wäre, diese rotierende Masse aufzuteilen und die Rotation von Tellerrad und Kegelrad getrennt zu modellieren.

Die Kardanwelle und die Radantriebswellen wurden im erarbeiteten Modell als steif angenommen und daher nicht berücksichtigt, wodurch kein Drehmomentverlust an diesen Wellen erfolgt. Eine Erweiterung des vorhandenen Modells sollte die Massenträgheiten sowie die Torsion berücksichtigen.

Ein sehr wichtiger Punkt für weiterführende Arbeiten ist die Beschaffung von konsistenten Parametern für das gesamte Antriebsstrangmodell, da zum gegenwärtigen Zeitpunkt für die einzelnen Komponenten des Antriebsstranges Parameter aus verschiedenen Fahrzeugen in Verwendung sind. Auch die Kennfelder, die gewisse Funktionen bzw. das Verhalten von einigen Komponenten beschreiben, sind nicht aus einem zusammenhängenden System entnommen, woraufhin kein optimales Zusammenspiel zwischen den verschiedenen Komponenten gegeben ist. Ein Parametersatz, der aus einem einzigen Fahrzeug stammt, wäre ein wichtiger Schritt zur Verbesserung des vorhandenen Modells.

Für die Erweiterung von MOVES<sup>2</sup> können die bestehenden Modelle der einzelnen Komponenten erweitert, oder gegen neue ausgetauscht werden. So lässt sich beispielsweise ein Automatikgetriebe durch ein manuelles Schaltgetriebe ersetzen. Um die gewünschte Konfiguration zu simulieren, müssen auf Grund der Modularität nur die entsprechenden Modelle in die Blöcke geladen werden.

Nach der Fertigstellung des Antriebsstrangmodells kann zum Reglerentwurf für die Antriebschlupfregelung übergegangen werden.

# 3 Reglerentwurf Antriebsschlupfregelung

## 3.1 Einsatz und Funktionsweise

Wie bereits in Kap.(1.1) erläutert, kann es zu kritischen Fahrsituationen kommen, wenn die angetriebenen Räder durchdrehen. Zur Vermeidung derartiger Situationen, wird eine Antriebsschlupfregelung (ASR) implementiert, welche mehrere Aufgaben zu erfüllen hat. Im Antriebsfall soll sie ein Durchdrehen der Räder verhindern und dadurch das Fahrzeug immer in einem stabilen und lenkfähigen Zustand halten. Zusätzlich soll das Fahrzeug so geregelt werden, dass es sich immer im optimalen Bereich des Schlupfs befindet und deshalb ein verbessertes Traktionsverhalten aufweist [23].

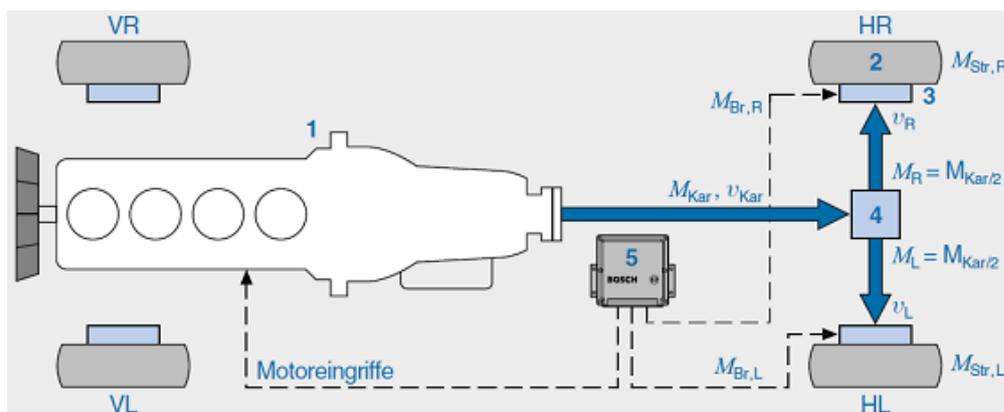


Abbildung 3.1: Konzept eines hinterradgetriebenen Fahrzeugs mit ASR, [23]

In Abb.(3.1) ist das Antriebskonzept für ein hinterachsgetriebenes Fahrzeug mit ASR dargestellt. Zusätzlich sind die Eingriffsmöglichkeiten der ASR abgebildet.

Der Antriebsschlupf kann über die Raddrehzahlen, die von jedem Rad vorliegen, berechnet werden. Durch eine Änderung der Momente, die auf ein Rad wirken, kann die Raddrehzahl, dadurch auch der Schlupf, beeinflusst werden. Dies kann durch Änderung des Bremsmoments oder durch Änderung des Antriebsmoments geschehen. Das Antriebsmoment des Motors kann durch die Drosselklappenstellung bzw. die Gaspedalstellung beeinflusst werden. Weitere Eingriffsmöglichkeiten sind die Zündwinkelverstellung und die Ausblendung einzelner Einspritzimpulse. Das Bremsmoment wird durch symmetrische (gleich an beiden angetriebenen Rädern) oder unsymmetrische (am einzelnen Rad)

Bremseingriffe an der angetriebenen Achse gesteuert. Somit sind das Antriebsmoment des Motors sowie das Bremsmoment die Stellgrößen der ASR [23].

Die ASR setzt sich aus zwei verschiedenen Reglern, nämlich aus dem Kardanregler und aus dem Quersperrenregler zusammen, die je nach Bedarf bei unterschiedlichen Regelsituationen zum Einsatz kommen.

Der Kardanregler wird aktiv, wenn sich beide Räder auf einem Fahrbahnbelag mit niedrigem Reibungskoeffizienten  $\mu$  befinden. Er beeinflusst das Motormoment, in dem die Momentanforderung des Fahrers über das Gaspedal durch das Steuergerät verringert wird. Dadurch reduziert sich auch die Motordrehzahl und in weiterer Folge die Raddrehzahl. Die zweite Eingriffsmöglichkeit des Kardanreglers ist ein symmetrischer Bremsingriff an den angetriebenen Rädern. Dabei werden beide angetriebenen Räder gleichzeitig mit einem gleich großen Bremsmoment gebremst. Auch mit dieser Maßnahme können die Raddrehzahlen und damit auch der Schlupf und die Motordrehzahl verringert werden.

Der zweite Regler, der der ASR zur Verfügung steht, ist der sogenannte Quersperrenregler. Er kommt bei  $\mu$ -Split Bedingungen zum Einsatz, das heißt, wenn sich eines der beiden angetriebenen Räder auf einem Untergrund mit niedrigem Reibungskoeffizienten und das andere Rad auf einem Untergrund mit höherem Reibungskoeffizienten befindet. Der Regler reduziert durch einen unsymmetrischen Bremsingriff so lange die Raddrehzahl des sich drehenden Rades, bis die Raddrehzahlen der beiden Räder ungefähr gleich groß sind. Der Quersperrenregler wird auch als Differenzdrehzahlregler bezeichnet, da er die Differenzdrehzahl zwischen den beiden angetriebenen Rädern regelt. Erst wenn die Differenzdrehzahl ungefähr Null ist, kann gegebenenfalls noch der Kardanregler eingreifen [23].

Im folgenden Kapitel werden die Regelungsverfahren gewählt, sowie die Zusammenhänge zwischen dem Reibungskoeffizient der Fahrbahn und dem Schlupf erläutert. Anschließend wird ein Modell für den Reglerentwurf erarbeitet und gezeigt, wie der Regler in der Simulationsumgebung implementiert wird.

## 3.2 Reglerentwurf ASR

In dieser Arbeit sollen zwei verschiedene Regler entworfen werden. Zum einen ein PI-Regler und zum anderen ein Sliding-Mode-Regler. Der PI-Regler wurde wegen seiner Einfachheit und seiner weiten Verbreitung in den verschiedensten Anwendungen gewählt. Aufgrund der Tatsache, dass die Dynamik des Fahrzeuges starke Nichtlinearitäten aufweist, ist ein PI-Regler nur bedingt für die ASR geeignet. Um seine Einsatzfähigkeit zu verbessern, müsste eine Parameteranpassung an den jeweiligen Betriebszustand durchgeführt werden. Der Sliding-Mode-Regler ist ein Vertreter der strukturvariablen Regelung und kommt zum Einsatz, da er ein robustes Regelungsverfahren darstellt, welches gegen äußere Störeinflüsse sowie gegen Parameterschwankungen weitestgehend resistent

ist. Diese liegen auf jeden Fall vor, da bei der Regelung eines Fahrzeugs viele unbekannte Größen, wie z.B. die Windgeschwindigkeit, die Zuladung des Fahrzeugs oder der Reibungskoeffizient der Fahrbahn auftreten. Sie können sich ständig verändern und beeinflussen dadurch das Verhalten des Reglers [7]. Eine weitere Möglichkeit, um eine Antriebsschlupfregelung zu realisieren, ist eine Fuzzy-Regelung. Diese wird jedoch in dieser Arbeit nicht behandelt. Fuzzy-Regler für eine Antriebsschlupfregelung können aus [22] entnommen werden.

Tabelle 3.1: Symbole im Viertelfahrzeugmodell

Symbol	Beschreibung	Einheit
$I_{rot}$	Trägheitsmoment des Rades	$[kgm^2]$
$\omega_w$	Winkelgeschwindigkeit des Rades	$[\frac{1}{s}]$
$T_w$	Antriebsmoment des Rades	$[Nm]$
$T_{brake}$	Bremsmoment des Rades	$[Nm]$
$T_y$	resultierendes Reifenmoment	$[Nm]$
$F_x$	Reifenlängskraft	$[N]$
$m$	Masse des Viertelfahrzeugs	$[kg]$
$v_x$	Reifenlängsgeschwindigkeit	$[\frac{m}{s}]$
$r_{eff}$	effektiver Reifenradius	$[m]$
$s_a$	Antriebsschlupf	$[-]$
$T_{ASR}$	zu reduzierendes Motormoment	$[Nm]$
$T_{ASR_b}$	gefordertes Bremsmoment	$[Nm]$
$\mu$	Reibungskoeffizient der Fahrbahn	$[-]$

Die für die Erläuterung der Antriebsschlupfregelung und des Viertelfahrzeugmodells benötigten Parameter sind in Tab.(3.1 dargestellt.

Die Regler werden hier jeweils schrittweise entwickelt. Im ersten Schritt wird ein Regler entworfen, der den Schlupf nur durch Reduktion des Motormoments regelt. Im zweiten Schritt kann der Regler zusätzlich zur Motormomentreduktion auch durch symmetrische Bremsengriffe den Schlupf beeinflussen. Damit ist die Funktion des Kardanreglers beschrieben. Als letzter Schritt wäre zusätzlich zum Kardanregler die Implementierung des Quersperrenreglers angedacht gewesen. Dieser ermöglicht durch unsymmetrische Bremsengriffe die Regelung des Schlupfs bei  $\mu$ -Split Bedingungen. Da sich bereits bei der Simulation mit dem Kardanregler gezeigt hat, dass sich die Winkelgeschwindigkeiten und damit auch der Schlupf an den beiden angetriebenen Rädern bei symmetrischen Bedingungen nicht identisch verhalten, sondern unterschiedliche Werte annehmen, wurde der Quersperrenregler nicht implementiert. Aufgrund dieses undefinierten Verhaltens des Fahrzeugs ist es nicht sinnvoll, diesen Regler einzusetzen, da die Regelergebnisse nicht aussagekräftig wären.

Abb.(3.2) zeigt eine typische  $\mu$ -s-Kennlinie für verschiedene Fahrbahnbeläge. Der Ver-

lauf des Reibungskoeffizienten  $\mu$  der Fahrbahn wird über den Schlupf  $s$  für trockenen Asphalt, trockenen Beton, Schnee und Eis dargestellt. Dabei entspricht ein Schlupf von 1 einem vollständig durchdrehenden Rad und ein Schlupf von 0 einem frei rollenden Rad. In der Darstellung ist ersichtlich, dass der maximale Wert des Reibungskoeffizienten  $\mu$  durch die Fahrbahnbeschaffenheit, aber auch vom Schlupf  $s$  determiniert wird. Daher ist der Wert des Schlupfs, bei dem der Reibungskoeffizient der Fahrbahn sein Maximum erreicht, für jeden Fahrbahnbelag unterschiedlich. Aus den Kennlinien ist ersichtlich, dass der Schlupfwert für den maximalen Reibungskoeffizienten umso größer wird, je griffiger die Fahrbahn ist. Das Ziel der ASR ist es, den Schlupf auf seinen optimalen Wert zu regeln. Das ist jener Wert, bei dem die größte Kraft von den Reifen auf die Fahrbahn übertragen werden kann, also der Wert, bei dem die  $\mu$ - $s$ -Kennlinie ihr Maximum aufweist. Das dadurch auftretende Problem ist, dass der unbekannte Reibungskoeffizient  $\mu$  der Fahrbahn, welcher nicht gemessen werden kann daher geschätzt werden muss. Die Schätzung des Reibungskoeffizienten ist nicht Bestandteil dieser Arbeit. Daher wird der Reibungskoeffizient als bekannt angenommen und kann im Simulationsprogramm eingestellt werden. Der Einfluss des Reibungskoeffizienten ist im Modell in der Reifendängkraft  $F_x$  berücksichtigt. Diese ist abhängig vom Reibungskoeffizienten  $\mu$  und dem Schlupf  $s$ . Der optimale Sollschlupf hängt daher von den Fahrbahnverhältnissen ab und müsste an den Reibungskoeffizienten  $\mu$  angepasst werden. In dieser Arbeit wird der Sollschlupf jedoch unabhängig vom Fahrbahnzustand mit 0,1 angenommen. Eine einfache Methode zur Sollschlupfermittlung in Abhängigkeit des Reibungskoeffizienten ist in [30] beschrieben.

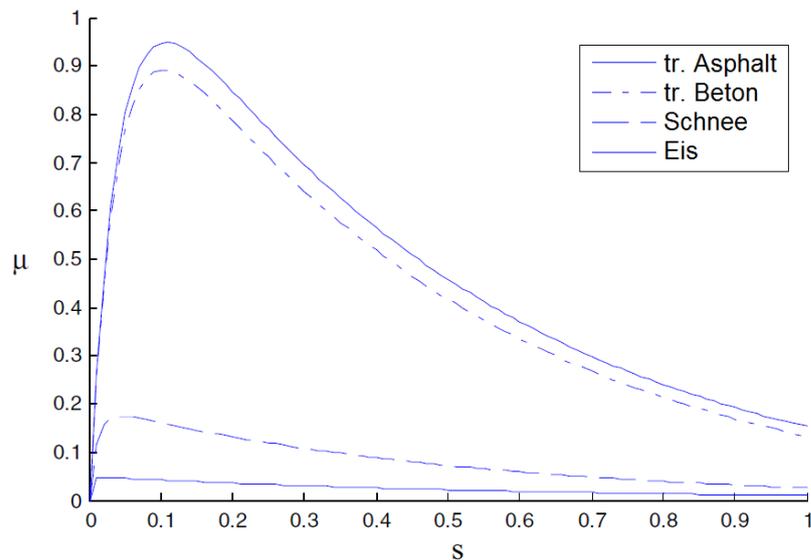


Abbildung 3.2:  $\mu$ - $s$ -Kennlinie, [11]

## 3.2.1 Modell für den Reglerentwurf

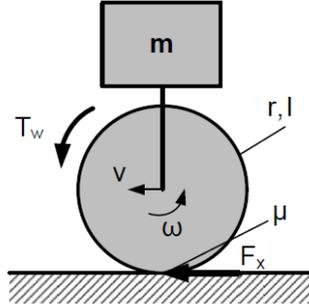


Abbildung 3.3: Viertelfahrzeugmodell für den Reglerentwurf, [25]

Abb.(3.3) zeigt das Viertelfahrzeugmodell, das zum Entwurf des Sliding-Mode-Reglers verwendet wird.

Für den Reglerentwurf wird das sogenannte Viertelfahrzeugmodell verwendet, in welchem ein Viertel der Fahrzeugmasse sowie ein Rad betrachtet wird. Das in Kap.(2.6) beschriebene Modell kann durch eine einzige Gleichung ausgedrückt werden, in der die Zusammenhänge an einem rotierenden Rad dargestellt werden. Das für die folgenden Betrachtungen verwendete Modell lautet:

$$I_{rot} \cdot \dot{\omega}_w = T_w + T_{brake} + T_y \quad (3.1)$$

$$m \cdot \dot{v}_x = -F_x \quad (3.2)$$

$$s_a = \frac{\omega_w \cdot r_{eff} - v_x}{\omega_w \cdot r_{eff}} \quad (3.3)$$

Glg.(3.1) entspricht Glg.(2.43) und wurde bereits in Kap.(2.6) erläutert.

Glg.(3.2) ist die Bewegungsgleichung des Fahrzeugaufbaus, wobei  $m$  ein Viertel der Fahrzeugmasse  $m_A$  in [kg],  $v_x$  die Längsgeschwindigkeit des Reifens in  $[\frac{m}{s}]$  und  $F_x$  die Längskraft, die auf den Reifen wirkt in [N] darstellt. Sie wurde aus [5] entnommen. Die Längsgeschwindigkeit des Reifens  $v_x$  wird über die Raddrehzahlen der nicht angetriebenen Räder ermittelt und entspricht der Geschwindigkeit des Fahrzeugs [30].

Mit Glg.(3.3) wird der Antriebsschlupf des Rades berechnet. Darin ist  $s_a$  der Antriebsschlupf des Rades in  $[-]$ ,  $\omega_w$  die Winkelgeschwindigkeit des Rades in  $[\frac{1}{s}]$ ,  $r_{eff}$  der effektive Reifenradius in [m] und  $v_x$  die Längsgeschwindigkeit des Reifens in  $[\frac{m}{s}]$ . Diese Gleichung wurde aus [12] entnommen.

Das Modell setzt sich nur noch aus einer Differenzialgleichung für die rotatorische Bewegung des Rades, einer Differenzialgleichung für die translatorische Bewegung des Rades und der Gleichung zur Berechnung des Antriebsschlupfs zusammen. Die Kräfte, die auf den Aufbau des Fahrzeugs wirken, sind bereits in Glg.(3.1) berücksichtigt. Alle in

Kap.(2.6) erwähnten Einflüsse auf das Fahrzeug sind in den Größen der ersten beiden Gleichungen enthalten.

Für den Reglerentwurf des Sliding-Mode-Reglers ist es notwendig, die Differenzialgleichung für den Antriebsschlupf zu kennen. Diese ergibt sich durch Differenzieren von Glg.(3.3):

$$\dot{s}_a = -\frac{1}{\omega_w \cdot r_{eff}} \cdot \dot{v}_x + \frac{v_x}{r_{eff} \cdot \omega_w^2} \cdot \dot{\omega}_w \quad (3.4)$$

Werden  $\dot{\omega}_w$  aus Glg.(3.1),  $\dot{v}_x$  aus Glg.(3.2) und  $v_{veh}$  aus Glg.(3.3) ausgedrückt und anschließend in Glg.(3.4) eingesetzt, so resultiert daraus die Differenzialgleichung des Antriebsschlupfs, die zum Entwurf des Sliding-Mode-Reglers notwendig ist:

$$\dot{s}_a = \frac{F_x}{\omega_w \cdot r_{eff} \cdot m} - \frac{(s_a - 1) \cdot (T_w + T_{brake} + T_y)}{I_{rot} \cdot \omega_w} \quad (3.5)$$

#### 3.2.2 Integration des Reglers in Simulink

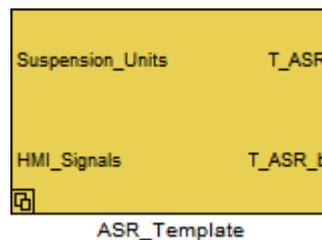


Abbildung 3.4: Antriebsschlupfregler in Simulink

Abb.(3.4) zeigt den Block für den Antriebsschlupfregler, wie er in MOVES<sup>2</sup> integriert wurde. Als Eingänge werden die beiden Busse *Suspension\_Units* und *HMI\_Signals* verwendet. Aus dem Bus *Suspension\_Units* werden die Antriebsschlupfwerte  $s_a$  für die angetriebenen Räder, die Winkelgeschwindigkeiten  $\omega_w$  der angetriebenen Räder, der effektive Reifenradius  $r_{eff}$ , die auf das Fahrzeug wirkende Längskraft  $F_x$  und das resultierende Reifenmoment  $T_y$  entnommen. Der Bus *HMI\_Signals* stellt unter anderen die benötigten Signale des Antriebsmoments  $T_w$  und des Bremsmoments  $T_{brake}$  zur Verfügung. Die Ausgänge des Blocks sind die beiden Stellgrößen des Reglers.  $T_{ASR}$  ist das Moment, um welches das Motormoment reduziert werden muss und  $T_{ASR_b}$  ist das vom Regler geforderte Bremsmoment für die angetriebenen Räder.

Auch bei der Implementierung des Reglers wurde besonderes Augenmerk auf die Modularität gelegt. Deshalb sind bei diesem Block alle Ein- und Ausgänge vorhanden, die für die verschiedenen Reglertypen benötigt werden. Aus diesem Grund kann der erstellte Reglerblock für alle entworfenen Regler verwendet werden, während nur der Inhalt des

Blocks, also der gewünschte Regler, ausgetauscht wird.

Um die Funktionalität des Simulationsprogramms zu gewährleisten, war eine Adaptierung des Motormodells notwendig. Die Komponenten des Antriebsstrangs wurden als ideale Bauteile modelliert, was zur Folge hatte, dass bei der Simulation mit dem Sliding-Mode-Regler Probleme auftraten, da im System zu wenig Dämpfung vorhanden war und es dadurch eine zu hohe Steifigkeit hatte. Um dem Abhilfe zu schaffen, wurde im Motormodell ein Verzögerungsglied erster Ordnung eingebaut, welches eine Verzögerung und eine Dämpfung von sprunghaften bzw. sich sehr schnell ändernden Signalen bewirkt. Dadurch werden die Signalspitzen, die durch die ideal modellierten Bauteile auftreten, geglättet und somit ein Verlauf erreicht, der realitätsnäher ist, da alle realen Komponenten eine Verzögerung aufweisen und nicht beliebig schnell reagieren können.

Zusätzlich musste eine Schnittstelle zwischen Regler und Antriebsstrangmodell geschaffen werden. Deshalb wurde für den Motorblock ein zusätzliches Eingangssignal  $T_{ASR}$  eingefügt, welches das Moment beschreibt, um welches das Motormoment reduziert werden muss, damit der gewünschten Schlupfollwert erreicht wird. Dadurch ändert sich die Differenzialgleichung für das Motormodell (Glg.(2.2)) wie folgt:

$$I_e \cdot \dot{\omega}_e = T_e + T_d - T_{fre} - T_{clin} + T_{ASR} \quad (3.6)$$

Wenn der Antriebsschlupfregler nicht eingreifen muss, dann ist  $T_{ASR}$  gleich Null und Glg.(3.6) entspricht wieder Glg.(2.2).

Mit den in diesem Kapitel gewonnenen Erkenntnissen und getroffenen Vorbereitungen wird im folgenden Kapitel der Reglerentwurf eines PI-Reglers durchgeführt.

### 3.3 Reglerentwurf PI-Regler

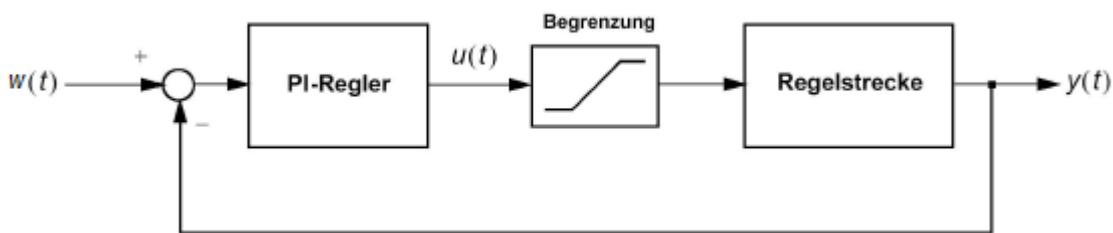


Abbildung 3.5: Regelkreis mit Begrenzung und PI-Regler, [9]

Tab.(3.2) zeigt die für den Reglerentwurf des PI-Reglers relevanten Größen und Parameter.

Tabelle 3.2: Reglerparameter des PI-Reglers

Symbol	Beschreibung	Einheit
$K$	Proportionalverstärkung	$[Nm]$
$T_i$	Integrationszeit	$[s]$
$s_d$	Schlupfsollwert	$[-]$
$e(t)$	Regeldifferenz	$[-]$
$w(t)$	Sollwert	$[-]$
$y(t)$	Regelgröße	$[-]$
$u(t)$	Stellgröße	$[Nm]$
$k_{aw}$	Anti-Windup Konstante	$[-]$

Abb.(3.5) zeigt einen allgemeinen Regelkreis mit einem PI-Regler, Stellgrößenbeschränkung und der Regelstrecke, der dieselbe Struktur wie der zur Antriebsschlupfregelung verwendete Regelkreis aufweist. Umgelegt auf die Antriebsschlupfregelung ergeben sich folgende Zusammenhänge:

$$\begin{aligned}
 w(t) &= s_d \\
 y(t) &= s_a(t) \\
 u(t) &= T_{ASR}(t) \\
 e(t) &= s_d - s_a(t)
 \end{aligned}$$

Die Stellgröße  $u(t)$  berechnet sich beim PI-Regler wie folgt [9]:

$$u(t) = K \cdot e(t) + \frac{1}{T_i} \int_0^t e(\tau) d\tau \quad (3.7)$$

Wobei  $u(t)$  die Stellgröße des Reglers und  $e(t)$  die Regelabweichung darstellen. Die Reglerparameter sind die proportionale Verstärkung  $K$  und die Integrationszeit  $T_i$ . Der Regelfehler  $e(t)$  berechnet sich aus [9]:

$$e(t) = w(t) - y(t) \quad (3.8)$$

Der PI-Regler besteht aus einem Proportionalteil und einem Integrieranteil, wobei der Proportionalteil  $K \cdot e(t)$  eine Verstärkung errechnet, die proportional dem Regelfehler ist. Ist der Regelfehler gleich Null, so wird keine Stellgröße ausgegeben. Mit dem Proportionalitätsfaktor  $K$  kann somit eingestellt werden, in welcher Art und Weise der Regler auf die Regeldifferenz reagiert. Mit dem Reglerparameter  $K$  wird auch die Reaktionszeit und das Schwingungsverhalten des Regelkreises eingestellt. Je größer  $K$  gewählt wird, desto schneller erreicht der Regler den vorgegebenen Sollwert. Durch das Ansteigen von  $K$  vergrößert sich aber auch das Überschwingen und der Einschwingvorgang wird verlängert. Bei großen Werten von  $K$  neigt der Regelkreis zur Instabilität. Ein bedeutsamer Nachteil des P-Reglers ist, dass in jedem Fall eine bleibende Regelabweichung vorhanden

ist, was bedeutet, dass der P-Regler nie genau den vorgegebenen Wert und damit keine stationäre Genauigkeit erreichen kann. Der bleibende Regelfehler nimmt mit größer werdendem  $K$  ab [28].

Der Integralanteil  $\frac{1}{T_i} \cdot \int_0^t e(\tau) d\tau$  hat hauptsächlich die Aufgabe, es dem Regler zu ermöglichen, den stationären Zustand, also den vorgegebenen Sollwert, zu erreichen. Solange ein positiver Regelfehler vorhanden ist, steigt die Stellgröße an. Ist der Regelfehler negativ, verkleinert sich die Stellgröße. Der Reglerparameter, mit dem das Verhalten des I-Anteiles bestimmt wird, ist die Integrationszeit  $T_i$ . Verschiedene Werte für  $T_i$  beeinflussen das Verhalten des Regelkreises in folgender Weise: je kleiner  $T_i$  gewählt wird, desto schneller reagiert der Regler. Das hat allerdings auch stärkeres Überschwingen und damit ein langsames Einschwingverhalten zur Folge. Der Regelkreis neigt zur Instabilität, wenn die Integrationszeit  $T_i$  sehr klein gewählt wird. Bei großen Werten von  $T_i$  werden das Überschwingen und die Geschwindigkeit des Reglers reduziert. Mit dem I-Regler wird immer stationäre Genauigkeit erreicht [28].

Werden der P-Anteil und der I-Anteil zusammengefasst, resultiert daraus der sogenannte PI-Regler. Dabei werden die Stellgrößen der beiden Teile addiert und ergeben gemeinsam das Stellgrößensignal des PI-Reglers, welcher die Vorteile dieser beiden Reglertypen vereint und in praktischen Anwendungen auf Grund seiner einfachen Bedienbarkeit breite Anwendung findet.

### 3.3.1 Anti-Windup

In der Praxis weist jeder Aktuator, wie in Abb.(3.5) dargestellt, eine gewisse Begrenzung auf. Das bedeutet, dass z.B. ein Ventil nur bis zu seinem Anschlag geöffnet werden kann, oder dass eine Bremse nur mit einer bestimmten maximalen Kraft bremsen kann. Treten im Regelsystem sehr große Störgrößen oder Führungsgrößen auf, so kann es vorkommen, dass der Regler Stellgrößen verlangt, die die vorgegebenen Begrenzungen überschreiten oder unterschreiten. Das würde bedeuten, dass das Stellsignal des Reglers immer in der Begrenzung liegt. Durch den im PI-Regler vorhandenen integrierenden Anteil wird in diesem Fall der Regelfehler durch den Integrator im Regler immer weiter aufintegriert. Die vom Regler berechnete Stellgröße wächst immer weiter an, woraufhin der I-Anteil der Stellgröße sehr große Werte annehmen kann. Dreht sich der Wirkungssinn des Reglers um, das bedeutet die Regeldifferenz  $e(t)$  wechselt ihr Vorzeichen, so ändert sich auch das Vorzeichen der Integration. Der Regler kann aber nicht sofort auf die neue Anforderung reagieren, da erst die Stellgröße abgebaut werden muss. Dieser Effekt wird Windup-Effekt genannt und wirkt sich negativ auf das Verhalten des Reglers aus.

Ist der Regler ohne Anti-Windup Maßnahme aufgebaut, dann würde der Regelkreis im oben beschriebenen Fall sehr starkes Überschwingen und eine gedämpfte Schwingung aufweisen, während das Stellsignal zwischen positiver und negativer Begrenzung hin- und herspringt [9], [28].

Bei der Antriebsschlupfregelung ist die Stellgröße jenes Drehmoment, um welches das Motormoment reduziert werden muss, um den gewünschten Antriebsschlupf  $s_a$  zu erhalten. Da das Motormoment nicht um einen beliebig großen Wert reduziert werden kann,

liegt hier eine Stellgrößenbeschränkung vor. Aus diesem Grund ist es notwendig, bei diesem Regler Anti-Windup Maßnahmen zu setzen.

### 3.3.2 PI-Regler mit Motormomentreduktion

Zu Beginn wird ein PI-Regler mit Anti-Windup Maßnahme in das Simulationsmodell implementiert, der den Schlupf durch Motormomentreduktion auf den gewünschten Wert regelt. Die Reglerparameter wurden durch Simulationsversuche ermittelt, indem sie immer weiter angepasst wurden, bis das gewünschte Ergebnis erreicht war. Alternativ wäre es auch möglich gewesen, die Reglerparameter über definierte Einstellregeln zu bestimmen. Da die Parameter des Antriebsschlupfreglers jedoch für jedes Fahrzeug individuell eingestellt werden müssen, wird auch hier auf die Verwendung solcher Einstellregeln verzichtet. In der Praxis werden die Parameter durch unzählige Testfahrten ermittelt. Bei einem PI-Regler mit Anti-Windup Maßnahmen stehen drei Reglerparameter zur Beeinflussung des Verhaltens des Regelkreises zur Verfügung. Diese sind die Proportionalverstärkung  $K$ , die Integrationszeit  $T_i$  und die Anti-Windup Konstante  $k_{aw}$ .

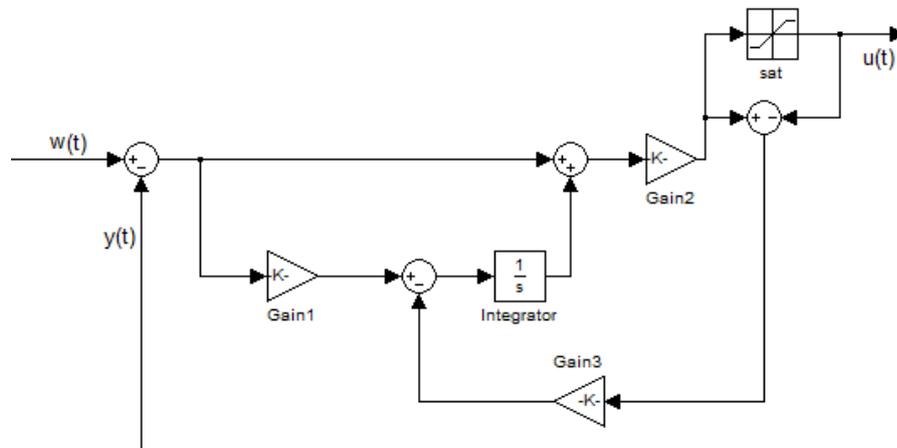


Abbildung 3.6: PI-Regler mit Anti-Windup

Abb.(3.6) zeigt den implementierten PI-Regler mit Anti-Windup Maßnahmen.

Die Ergebnisse der Simulation eines Beschleunigungsvorganges mit einem PI-Regler zur Antriebsschlupfregelung werden im folgenden Kapitel diskutiert.

### 3.3.2.1 Simulationsergebnisse

Bei der durchgeführten Simulation wurde ein Geschwindigkeitsprofil vorgegeben, welches unter verschiedenen Bedingungen abgefahren wurde. Am Beginn wird das Fahrzeug von ca.  $5 \frac{\text{km}}{\text{h}}$  bis auf  $30 \frac{\text{km}}{\text{h}}$  beschleunigt und anschließend wieder auf etwa  $8 \frac{\text{km}}{\text{h}}$  abgebremst. Danach folgt eine schwächere Beschleunigung auf knapp  $20 \frac{\text{km}}{\text{h}}$ . Dieses Fahrmanöver dient als Grundlage für die Simulation der ASR mit den verschiedenen Reglertypen. Die Simulationen werden mit aktiviertem und deaktiviertem ASR durchgeführt, wobei die Fahrt jeweils einmal auf trockener und nasser Fahrbahn stattfindet. Anschließend werden die relevanten Größen grafisch dargestellt und die Ergebnisse diskutiert.

Um eine Bewertung des Verhaltens des Fahrzeugs mit Antriebsschlupfregelung vorzunehmen, wird zu Beginn das Fahrzeugverhalten ohne Antriebsschlupfregelung bei verschiedenen Reibungskoeffizienten  $\mu$  betrachtet. Zu diesem Zweck wird eine Simulation bei  $\mu = 1$  und eine weitere Simulation bei  $\mu = 0,4$  durchgeführt. Die erste Simulation entspricht einer Fahrt auf trockener Fahrbahn, während die zweite eine Fahrt auf nasser Fahrbahn repräsentiert. Für beide Fälle werden anschließend die Fahrzeuggeschwindigkeiten, die Winkelgeschwindigkeiten der Räder und der Schlupf jeweils in einer gemeinsamen Grafik dargestellt.

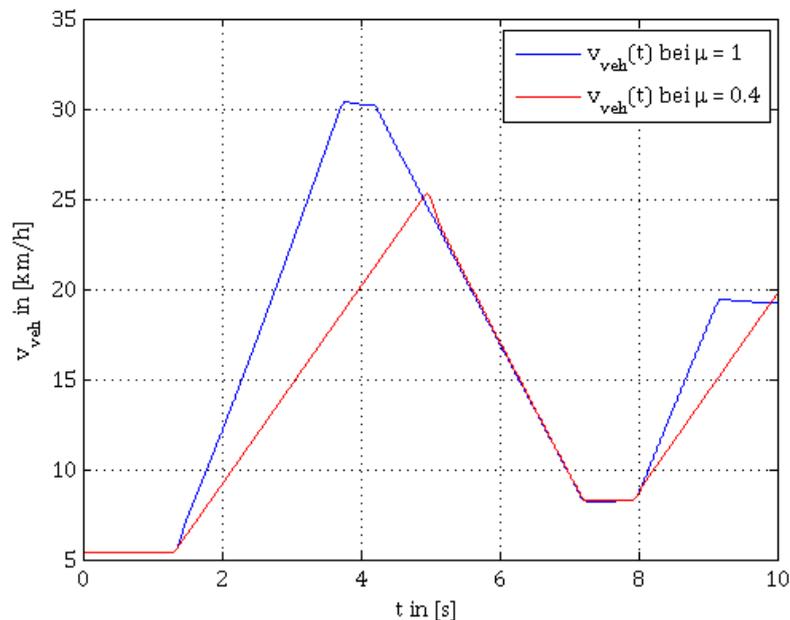


Abbildung 3.7: Fahrzeuggeschwindigkeit ohne ASR bei verschiedenen Reibungskoeffizienten  $\mu$

Abb.(3.7) zeigt die Fahrzeuggeschwindigkeit ohne Antriebsschlupfregelung bei Reibungskoeffizienten von  $\mu = 1$  und  $\mu = 0,4$ . Auf trockener Fahrbahn tritt kein Schlupf auf und die Fahrzeuggeschwindigkeit folgt dem vorgegebenen Geschwindigkeitsverlauf. Auf nasser Fahrbahn kommt es beim Beschleunigungsvorgang zum Durchdrehen der Räder und das Fahrzeug kann dadurch nicht ausreichend beschleunigen und kann dem vorgegebenen Geschwindigkeitsprofil nicht folgen.

In Abb.(3.8) ist der Verlauf der Winkelgeschwindigkeit des linken Vorderrades dargestellt. Es genügt, nur den Verlauf für eine Seite des Fahrzeugs zu betrachten, da bei den hier vorherrschenden symmetrischen Bedingungen die Verläufe für beide Seiten des Fahrzeugs identisch sind. Aus der Abbildung ist ersichtlich, dass sich die angetriebenen Räder bei Nässe deutlich schneller drehen als auf trockener Fahrbahn - die Räder drehen durch. Beim Bremsvorgang reduziert sich die Winkelgeschwindigkeit auf nasser Fahrbahn bis auf null. Das liegt daran, dass in MOVES<sup>2</sup> noch kein ABS implementiert ist und die Räder daher blockieren.

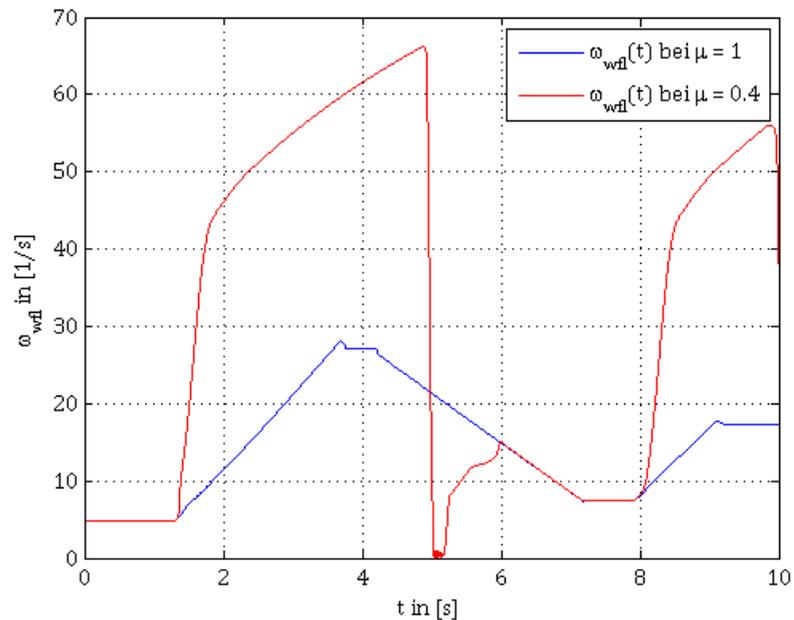


Abbildung 3.8: Winkelgeschwindigkeit des linken Vorderrades ohne ASR bei verschiedenen Reibungskoeffizienten  $\mu$

Abb.(3.9) zeigt den zeitlichen Verlauf des Antriebsschlupfs  $s_a$ . Auch hier kann anhand der hohen Schlupfwerte das Durchdrehen der angetriebenen Räder auf nasser Fahrbahn festgestellt werden. Bei trockener Fahrbahn hingegen bleiben die Schlupfwerte durchwegs unter 10%.

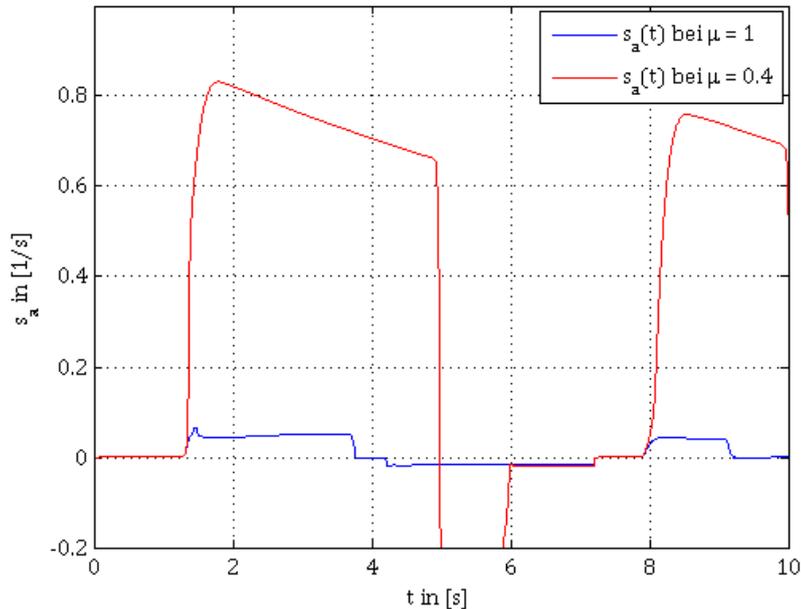


Abbildung 3.9: Schlupf ohne ASR bei verschiedenen Reibungskoeffizienten  $\mu$

Anschließend wird dieselbe Simulation auf nasser Fahrbahn mit aktiviertem Antriebsschlupfregler durchgeführt und die Ergebnisse wieder mit der Fahrt auf trockener Fahrbahn verglichen.

Abb.(3.10) stellt die Geschwindigkeitsverläufe des Fahrzeugs bei unterschiedlichen Reibungskoeffizienten und aktiviertem Antriebsschlupfregler dar. Der Verlauf bei  $\mu = 1$  ist der Referenzverlauf. Er entspricht der Fahrt auf trockener Fahrbahn, bei der der Antriebsschlupfregler nicht eingreifen muss. Im Vergleich mit Abb.(3.7) ist erkennbar, dass die Fahrzeuggeschwindigkeit mit ASR bei einem  $\mu$  von 0,4 dem vorgegebenen Geschwindigkeitsverlauf besser folgt, was darauf zurückzuführen ist, dass der Schlupf auf seinen Sollwert geregelt wird, was eine Verbesserung des Traktionsverhaltens zur Folge hat und die Räder deshalb nicht mehr durchdrehen.

Auch der Verlauf der Winkelgeschwindigkeit des linken Vorderrades in Abb.(3.11) zeigt das erwartete Verhalten. Durch den Antriebsschlupfregler dreht das Rad nicht mehr durch und die Winkelgeschwindigkeit kann dem gewünschten Verlauf besser folgen. Wieder ist es nur notwendig, das Verhalten des linken Rades zu betrachten, da sich bei symmetrischen Bedingungen die Räder auf beiden Seiten gleich verhalten.

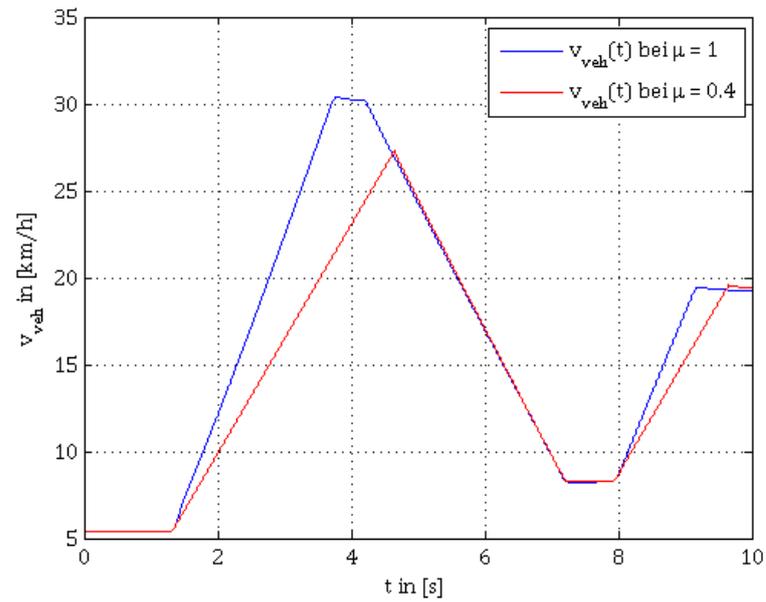


Abbildung 3.10: Fahrzeuggeschwindigkeit mit ASR bei verschiedenen Reibungskoeffizienten  $\mu$

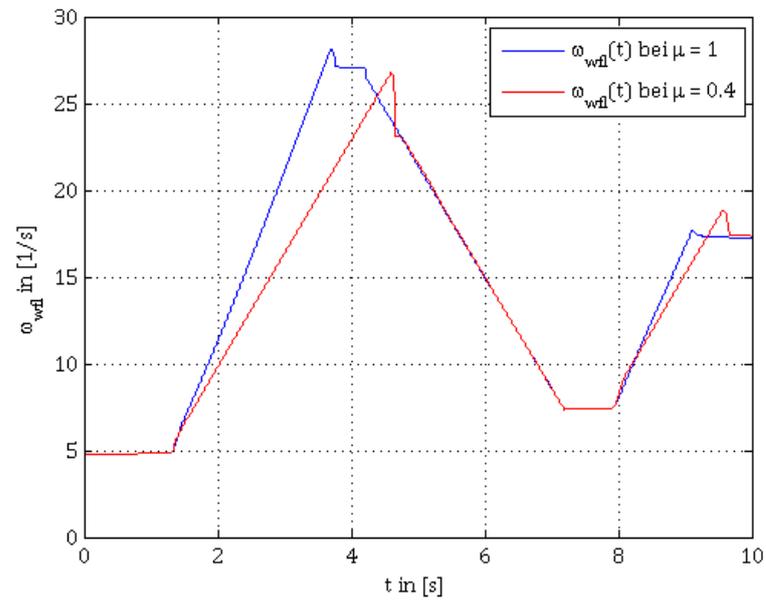


Abbildung 3.11: Winkelgeschwindigkeit des linken Vorderrades mit ASR bei verschiedenen Reibungskoeffizienten  $\mu$

Abb.(3.12) zeigt den Verlauf des Schlupfs bei nasser Fahrbahn und aktivem Antriebschlupfregler. Er regelt den Schlupf auf den Sollwert von 0,1 und hält ihn während des gesamten Beschleunigungsvorgangs auf diesem Wert. Das auftretende Überschwingen ist sehr gering, daher dauert es etwas länger, bis der Regler auf den Sollwert eingeschwungen ist.

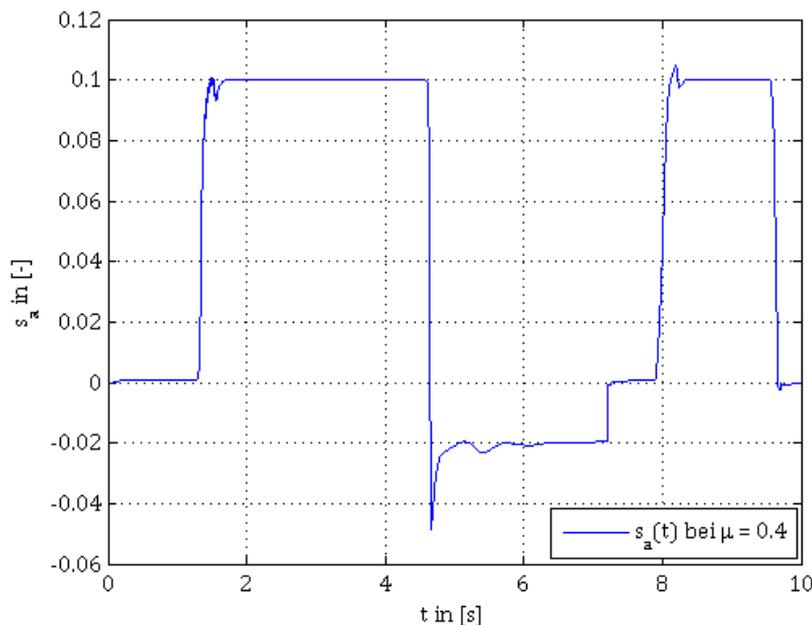


Abbildung 3.12: Schlupf mit ASR bei einem Reibungskoeffizienten von  $\mu = 0,4$

Bei der Ermittlung der Parameter für den PI-Regler fällt auf, dass es sich bereits bei dem relativ einfachen vorliegenden Modell als schwierig gestaltet, die Einstellung so vorzunehmen, dass ein gutes Reglerverhalten erreicht wird. Da anzunehmen ist, dass sich diese Aufgabe bei komplexeren Modellen zunehmend schwieriger gestalten wird, wird hier, ohne den PI-Regler mit Bremsengriff zu betrachten, auf die wesentlich robustere Regelung mittels Sliding-Mode-Regler übergegangen. Im folgenden Kapitel wird die Grundstruktur und die Idee dieses Reglers erklärt und der Entwurf durchgeführt.

### 3.4 Reglerentwurf Sliding-Mode-Regler

Der Sliding-Mode-Regler findet unter anderem in der Regelung von nichtlinearen Systemen Verwendung, da er robust gegenüber Parameterschwankungen der Regelstrecke und gegen äußere Störeinflüsse ist. Er kommt auch dann zum Einsatz, wenn das verwendete

Tabelle 3.3: Reglerparameter des Sliding-Mode-Reglers

Symbol	Beschreibung	Einheit
$s_d$	Schlupfsollwert	[-]
$\tilde{s}_a$	Regeldifferenz	[-]
$\sigma$	Sliding Surface	[-]
$V(\sigma)$	Ljapunovfunktion	[-]
$k$	maximale Stellgröße	[Nm]
$kb$	Verstärkung für Bremsengriff	[Nm]
$\Phi$	Breite der Grenzschicht	[-]
$\lambda$	Gewichtungsparameter	[Nm]
$x_1, x_2$	formelle Zustandsvariablen	[-]
$\epsilon_1, \epsilon_2$	Zustandsvariablen	[-]

mathematische Modell ungenau und mit Unsicherheiten behaftet ist. Diese Unsicherheiten können z.B. unbekannte Parameter des betrachteten Systems oder auftretende Störungen sein. Einen weiteren Anwendungsfall für den Sliding-Mode-Regler stellt die vereinfachte Darstellung eines Systems durch Annahmen und Vernachlässigungen dar [27]. Im konkreten Fall trifft das beispielsweise auf die als linear bzw. konstant modellierte Reibung oder als steif angenommenen Komponenten zu. Das in Kap.(2) erstellte Modell weist Nichtlinearitäten sowie einige der genannten Modellunsicherheiten auf, wodurch der Sliding-Mode-Regler für die Antriebsschlupfregelung dieses Systems geeignet ist.

Der Grundgedanke der Sliding-Mode-Regelung ist, dass es einfacher ist, Systeme erster Ordnung zu regeln, auch wenn diese nichtlinear oder mit Unsicherheiten behaftet sind, als Systeme n-ter Ordnung. Die Regelung von Systemen n-ter Ordnung wird zurückgeführt auf die Regelung bzw. auf die Stabilisierung von Systemen erster Ordnung. Das Reglerverhalten eines Sliding-Mode-Reglers ändert sich kaum durch Parameterunsicherheiten. Der Nachteil liegt in der hohen Regleraktivität und der damit verbundenen hohen Anzahl an Schaltvorgängen. Sliding-Mode-Regler werden bereits erfolgreich in elektrischen Motoren, in Motoren und Getrieben von Fahrzeugen, in Unterwasserfahrzeugen und weiteren Anwendungen eingesetzt [27].

Der folgende Reglerentwurf des Sliding-Mode-Reglers basiert auf [25], [5] und [27]. Zusätzliche in diesem Kapitel verwendete Informationen zur Sliding-Mode-Regelung wurden aus [16] und [2] entnommen.

Tab.(3.3) zeigt die für den Reglerentwurf benötigten Größen.

Das Grundprinzip eines Sliding-Mode Reglers ist das Umschalten zwischen zwei verschiedenen Regelgesetzen. Dieses erfolgt in Abhängigkeit des Zustandsvektors. Die wesentlichen Vorteile eines Sliding-Mode-Reglers liegen in der Robustheit der Regelung, denn

sobald der sogenannte Gleitzustand erreicht ist, ist der Regler unabhängig von Parameteränderungen der Regelstrecke und dem Einfluss von äußeren Störungen [2].

Nachfolgend wird der Reglerentwurf eines Sliding-Mode Reglers mit Motormomentreduktion durchgeführt und ein Beschleunigungsvorgang unter Einsatz dieses Reglers simuliert. Anschließend werden die Simulationsergebnisse dargestellt und diskutiert.

### 3.4.1 Sliding-Mode-Regler mit Motormomentreduktion

Im ersten Schritt wird wie zuvor ein Regler entworfen, der den Antriebsschlupf  $s_a$  nur durch Reduktion des Motormoments auf den vorgegebenen Wert regelt. Für den Reglerentwurf wird die Differenzialgleichung für den Antriebsschlupf (Glg.(3.5)), die in Kap.(3.2.1) beschrieben wurde verwendet, was zur Folge hat, dass das mathematische Modell des Systems nur aus einer Differenzialgleichung erster Ordnung besteht. Da in diesem Abschnitt nur symmetrische Fahrbahnbedingungen betrachtet werden und angenommen wird, dass sich auch das Fahrzeug symmetrisch verhält, ist es ausreichend, nur die Differenzialgleichung für eine Seite des Fahrzeugs zu betrachten.

$$\dot{s}_a = \frac{F_x}{\omega_w \cdot r_{eff} \cdot m} - \frac{(s_a - 1) \cdot (T_w + T_{brake} + T_y)}{I_{rot} \cdot \omega_w} \quad (3.9)$$

Die Stellgröße  $u$  stellt hier das Moment dar, um welches das Motormoment reduziert wird. Dieses beeinflusst in weiterer Folge das Antriebsmoment an den Rädern, das in der Differenzialgleichung für den Antriebsschlupf enthalten ist. Bei Reduktion des Motormoments sinkt auch das Antriebsmoment an den Rädern, wodurch sich die Raddrehzahl und damit auch der Schlupf verringern. Aufgrund dieser Überlegung wird in Glg.(3.9) das Antriebsmoment an den Rädern  $T_w$  durch

$$T_w = T_w \cdot u \quad (3.10)$$

ersetzt und es resultiert daraus die Differenzialgleichung für den Antriebsschlupf in einer Form, in der sie für den Reglerentwurf verwendet werden kann:

$$\dot{s}_a = \frac{F_x}{\omega_w \cdot r_{eff} \cdot m} - \frac{(s_a - 1) \cdot (T_w \cdot u + T_{brake} + T_y)}{I_{rot} \cdot \omega_w} \quad (3.11)$$

Durch Umformung kann eine für den Reglerentwurf vorteilhafte Form erreicht werden, aus welcher später die Stellgröße problemlos ermittelt werden kann:

$$\dot{s}_a = -\frac{\omega_w \cdot I_{rot}}{s_a - 1} \cdot \left( \frac{-F_x \cdot I_{rot} \cdot (s_a - 1) + r_{eff} \cdot m \cdot (s_a - 1)^2 \cdot (T_{brake} + T_y)}{I_{rot}^2 \cdot \omega_w^2 \cdot r_{eff} \cdot m} + T_w \cdot u \right) \quad (3.12)$$

Die Führungsgröße für den zu entwerfenden Regler ist ein vorgegebener konstanter Wert für den Sollschlupf. Er wird hier mit

$$s_d = 0,1 \quad (3.13)$$

gewählt. Der Schlupf kann nur Werte zwischen Null und Eins annehmen. Je nach Fahrbahnverhältnissen kann es sinnvoll sein, einen anderen als den hier gewählten Sollschlupf zu verwenden. Die folgenden Ausführungen für den Reglerentwurf bleiben auch im Falle eines geänderten Sollschlupfwertes gültig.

Somit kann der Regelfehler  $\tilde{s}_a$  wie folgt definiert werden:

$$\tilde{s}_a = s_a - s_d \quad (3.14)$$

Anschließend wird eine Sliding Variable, das sogenannte Sliding Surface, definiert. Sie ist zeitlich veränderlich und abhängig vom Antriebsschlupf  $s_a$  und der Zeit  $t$ . Für den hier vorliegenden Fall wird das Sliding Surface mit

$$\sigma = \tilde{s}_a = s_a - s_d \quad (3.15)$$

gewählt. Bei Betrachtung des Regelkreises in der Zustandsebene ist erkennbar, dass dieser durch eine sogenannte Schaltgerade in zwei Teile unterteilt wird [2]. In diesem einfachen Fall, in welchem das System nur durch eine einzige Differenzialgleichung beschrieben wird, ergibt sich anstatt der Schaltgerade ein Schalterpunkt bei  $s_a = s_d$ . Wie bereits in Kap.(3.4) beschrieben, besitzt ein Sliding-Mode-Regler zwei Regelgesetze. Abhängig vom jeweiligen Bereich der Zustandsebene, kommt das entsprechende Regelgesetz zum Einsatz. Im Bereich unterhalb der Schaltgerade bzw. unterhalb des Schalterpunktes ist die Stellgröße positiv, im oberen Bereich ist die ausgegebene Stellgröße negativ. Dieses Verhalten wird, wie später gezeigt wird, durch eine Signumfunktion im Regelgesetz realisiert.

Im speziellen Fall des Antriebsschlupfreglers greift der Regler nur aktiv ein, um den Schlupf zu verringern. Daher kann sich die Stellgröße nur zwischen Null und dem minimalen Wert bewegen. Durch das Regelgesetz bewegen sich die Trajektorien von allen Seiten auf den Schalterpunkt zu. Sobald dieser erreicht ist, wird permanent zwischen den beiden Regelgesetzen umgeschaltet, wodurch das für den Sliding-Mode-Regler charakteristische Rattern auftritt. Die Schaltfrequenz ist theoretisch unendlich hoch, wird aber in der Praxis durch die Schaltfrequenz des Stellgliedes beschränkt. Das Rattern ist der größte Nachteil dieses Reglers. Die hohe Anzahl von Schaltvorgängen führt zum Verschleiß von mechanischen Bauteilen. Dem steht der große Vorteil gegenüber, dass diese Regelung im Gleitzustand sehr robust gegen Parameteränderungen der Regelstrecke und gegen Störungen ist [2].

Damit eine Ruhelage globale Stabilität aufweist, müssen alle Trajektorien in endlicher Zeit den Schalterpunkt erreichen, um danach mit Hilfe des Gleitzustandes in die Ruhelage zu laufen. Um dies zu gewährleisten, muss für alle Trajektorien des Zustandsraumes

die Erreichbarkeit sichergestellt werden [2]. Ziel ist es, das Regelgesetz so zu entwerfen, dass die Schaltebene  $\sigma = 0$  attraktiv und invariant ist. Dies wird durch die folgenden Bedingungen sichergestellt:

$$V(\sigma) = \frac{1}{2} \cdot \sigma^2 = \frac{1}{2} \cdot (s_a - s_d)^2 > 0 \quad (3.16)$$

Die Ljapunovfunktion  $V(\sigma)$  ist immer positiv definit, egal welche Werte  $s_a$  und  $s_d$  annehmen.

$$\dot{V}(\sigma) = \sigma \cdot \dot{\sigma} \leq k \cdot |\sigma| = -k \cdot \sigma \cdot \text{sign}(\sigma) < 0 \quad (3.17)$$

Der Parameter  $k$  muss größer als Null sein, damit die erste Ableitung der Ljapunovfunktion  $V(\sigma)$  negativ definit ist. Für ein positiv gewähltes  $k$  ist diese Bedingung immer erfüllt, wenn

$$\dot{\sigma} \leq -k \cdot \text{sign}(\sigma) \quad (3.18)$$

ist.

Ableiten von Glg.(3.15) und Einsetzen in Glg.(3.18) ergibt:

$$\dot{s}_a \leq -k \cdot \text{sign}(\sigma) \quad (3.19)$$

Durch dieses Kriterium wird bewiesen, dass die Schaltebene  $\sigma(s_a) = 0$  in endlicher Zeit erreicht und auch nicht mehr verlassen wird. Das bedeutet, dass das System globale asymptotische Stabilität aufweist.

Durch Einsetzen von Glg.(3.12) in Glg.(3.19) und Umformen ergibt sich das Regelgesetz des Sliding-Mode-Reglers zu:

$$u = \frac{1}{T_w} \cdot \frac{F_x \cdot I_{rot} \cdot (s_a - 1) - r_{eff} \cdot m \cdot (s_a - 1)^2 \cdot (T_{brake} + T_y)}{I_{rot}^2 \cdot \omega_w^2 \cdot r_{eff} \cdot m} - k \cdot \text{sign}(\sigma) \quad (3.20)$$

Bei einer mathematisch korrekten Umformung würde vor dem Parameter  $k$  noch der Vorfaktor  $\frac{(s_a-1)}{\omega_w \cdot I_{rot} \cdot T_w}$  stehen, er wurde jedoch mit dem bereits vorhandenen Parameter  $k$  zu einem einzigen neuen Vorfaktor  $k$  für die Signumfunktion zusammengefasst, der den Reglerparameter darstellt.

Durch den Einsatz der Signum-Funktion schaltet der Regler sehr oft zwischen positiven und negativen Werten um. Aufgrund dieser Schaltvorgänge tritt das für diesen Regler-typ charakteristische Rattern auf. Um dieses unerwünschte Rattern zu reduzieren, wird die Signum-Funktion durch eine Sättigungsfunktion ersetzt [16], welche die Eigenschaft

hat, dass beim Eintritt in einen durch den Parameter  $\Phi$  festgelegten Bereich keine Umschaltungen mehr erfolgen und das Rattern dadurch unterdrückt wird. Aus der Einführung der Sättigungsfunktion resultiert ein zusätzlicher Reglerparameter, mit welchem sich neue Möglichkeiten bei der Reglereinstellung ergeben. Das zum Einsatz kommende Regelungsgesetz lautet somit:

$$u = \frac{1}{T_w} \cdot \frac{F_x \cdot I_{rot} \cdot (s_a - 1) - r_{eff} \cdot m \cdot (s_a - 1)^2 \cdot (T_{brake} + T_y)}{I_{rot}^2 \cdot \omega_w^2 \cdot r_{eff} \cdot m} - k \cdot \text{sat} \left( \frac{\sigma}{\Phi} \right) \quad (3.21)$$

Die Sättigungsfunktion ist wie folgt definiert:

$$\text{sat} \left( \frac{\sigma}{\Phi} \right) = \begin{cases} 1, & \text{wenn } \sigma \geq \Phi \\ \frac{\sigma}{\Phi}, & \text{wenn } -\Phi \leq \sigma \leq \Phi \\ -1, & \text{wenn } \sigma \leq -\Phi \end{cases}$$

#### 3.4.1.1 Simulationsergebnisse

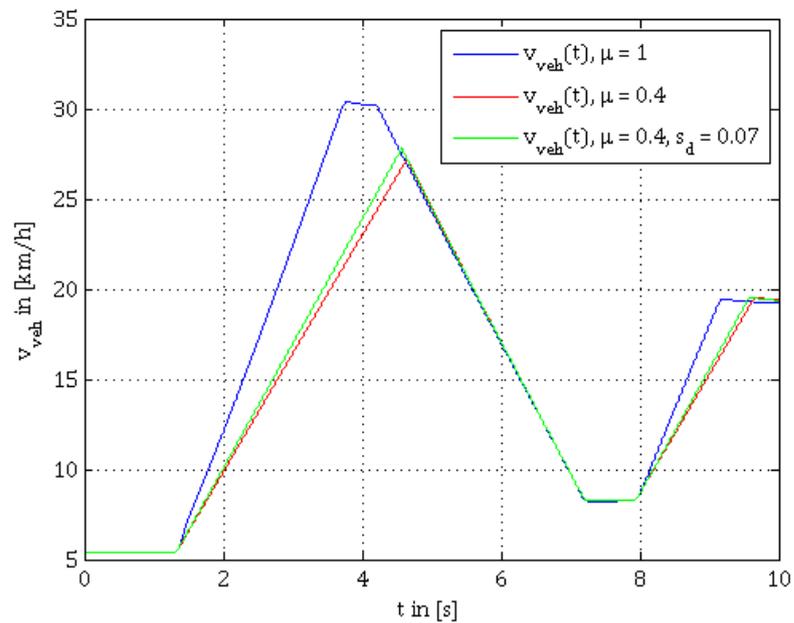


Abbildung 3.13: Fahrzeuggeschwindigkeit mit ASR bei verschiedenen Reibungskoeffizienten  $\mu$

Abb.(3.13) zeigt die Fahrzeuggeschwindigkeiten bei aktivierter Antriebsschlupfregelung und verschiedenen Fahrbahnverhältnissen. Die in blau dargestellte Linie stellt den Wunschverlauf dar. Bei  $\mu = 1$  muss der Regler nicht eingreifen, da es nicht zum Durchdrehen der Räder kommt. Erwartungsgemäß kann die Geschwindigkeit des Fahrzeugs bei einem niedrigeren Reibungskoeffizienten nicht ganz dem gewünschten Verlauf folgen. Ein Durchdrehen der Räder wird durch den Regler verhindert. Es ist ersichtlich, dass sich der Verlauf der Fahrzeuggeschwindigkeit kaum von jenem in Abb.(3.10) unterscheidet. Mit Ausnahme des Einschwingverhaltens am Beginn des Regelvorgangs, welches auf Grund der Charakteristik der verschiedenen Reglertypen unterschiedlich ist, sind die Ergebnisse für die Fahrzeuggeschwindigkeit identisch. Die Qualität der Antriebsschlupfregelung könnte durch eine Anpassung des Sollwertes an die vorherrschenden Fahrbahnbedingungen verbessert werden. Dies ist exemplarisch durch die grüne Kurve dargestellt, bei deren Simulation der Sollwert des Schlupfs auf 0,07 eingestellt wurde.

In Abb.(3.14) sind die Winkelgeschwindigkeiten bei identischen Fahrbahnverhältnissen wie bei der Simulation mit dem PI-Regler dargestellt. Die Erkenntnisse decken sich mit jenen der Fahrzeuggeschwindigkeit. Zusätzlich wurde wieder der Verlauf bei einer Sollwertvorgabe von  $s_d = 0,07$  in grüner Farbe eingezeichnet.

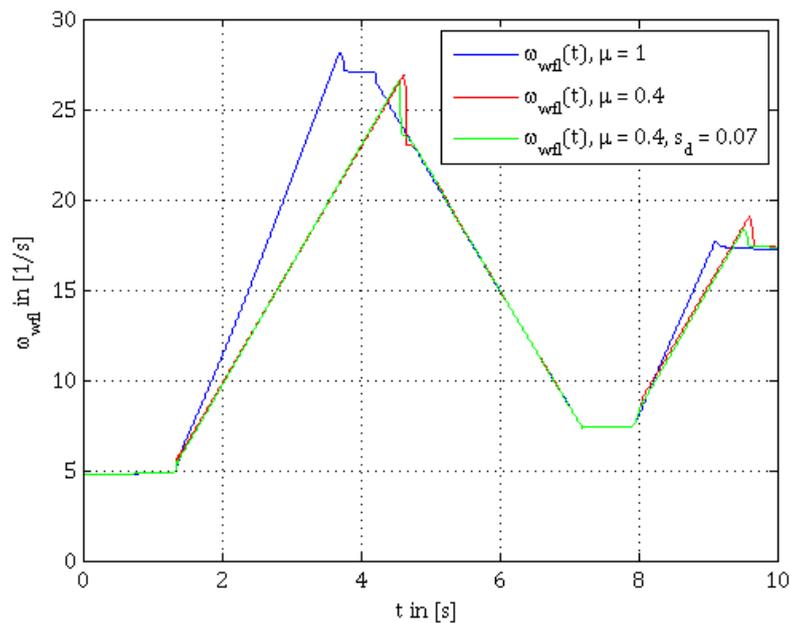


Abbildung 3.14: Winkelgeschwindigkeit mit ASR bei verschiedenen Reibungskoeffizienten  $\mu$

Der auftretende Schlupf bei einem Reibungskoeffizienten von  $\mu = 0,4$  und einem Soll-

schlupf von  $s_d = 0,1$  ist in Abb.(3.15) abgebildet. Es ist erkennbar, dass am Beginn des Regelvorgangs starke Schwingungen, bedingt durch die Schaltvorgänge des Reglers, auftreten. Die Amplitude klingt jedoch rasch ab und verbleibt in weiterer Folge auf dem gewünschten Wert.

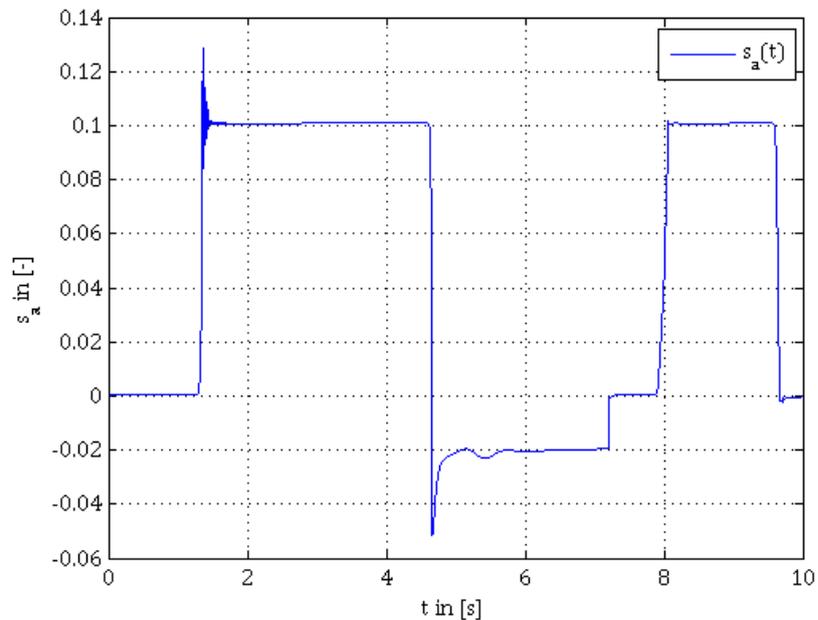


Abbildung 3.15: Antriebsschlupf mit ASR bei einem Reibungskoeffizienten von  $\mu = 0,4$

Durch den Einsatz des Sliding-Mode-Reglers kann die Schlupfregelung verbessert werden. Er reagiert schneller als der PI-Regler, weist im Gegenzug aber größeres Überschwingen auf. Am grundsätzlichen Verlauf der dargestellten Größen ändert sich nichts, während im Einschwingverhalten deutliche Unterschiede erkennbar sind.

Um das mit diesem Regler erhaltene Ergebnis zu verbessern, wird dieser um symmetrische Bremsengriffe erweitert. Die Vorgehensweise und die Simulationsergebnisse werden nachfolgend behandelt.

#### 3.4.2 Sliding-Mode-Regler mit Motormomentreduktion und symmetrischem Bremsengriff

Eine Erweiterung dieses Reglers erfolgt in diesem Kapitel durch den zusätzlichen symmetrischen Bremsengriff. Drehen beide angetriebenen Räder mit annähernd der gleichen Winkelgeschwindigkeit durch, so werden diese zusätzlich zur Motormomentreduk-

tion kurz gebremst. Durch diesen zusätzlichen Stelleingriff kann das Überschwingen der Regelgröße, also des Antriebsschlupfs  $s_a$ , reduziert und das Ansprechverhalten verbessert werden. Der Bremsingriff erfolgt am Beginn der Regelung in Form eines P-Reglers, der in Abhängigkeit der Regeldifferenz  $\tilde{s}_a$  ein Bremsmoment vorgibt, wenn sich der Schlupf außerhalb eines vorgegebenen Bereichs befindet. Je größer die Regelabweichung ist, desto größer ist das vom Regler geforderte Bremsmoment. Die Verstärkung  $kb$  ist so eingestellt, dass bei allen möglichen auftretenden Werten der Regeldifferenz das maximal mögliche Bremsmoment nicht überschritten wird. Zusätzlich wird sichergestellt, dass nur bei zu großem Schlupf ein Bremsmoment abgegeben wird. Sobald sich der Schlupf dem Sollwert ausreichend genähert hat, die Regelabweichung also hinreichend gering ist, wird das Bremsmoment auf null gesetzt und nur noch der Regler zur Motormomentreduktion ist aktiv. Damit wird sichergestellt, dass die angetriebenen Räder nicht während des gesamten Beschleunigungsvorgangs gebremst werden.

### 3.4.2.1 Simulationsergebnisse

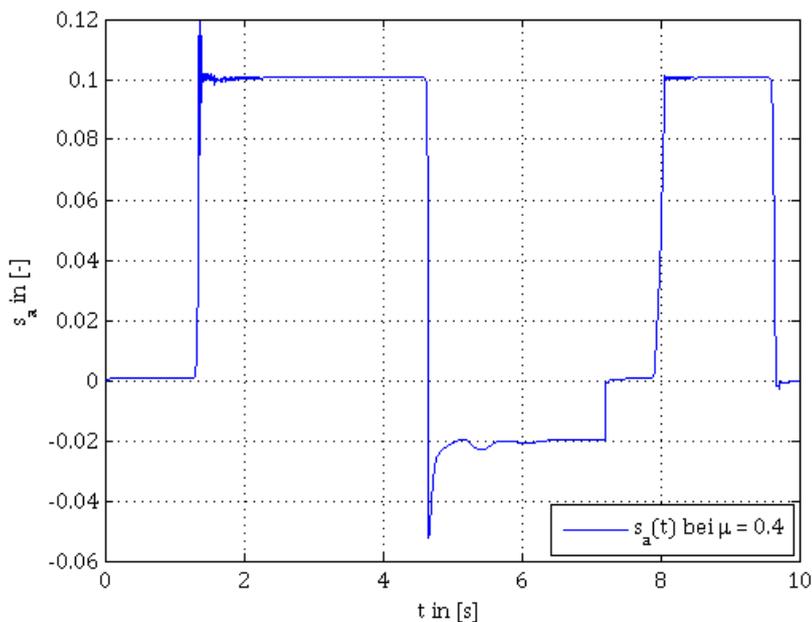


Abbildung 3.16: Antriebsschlupf mit ASR bei einem Reibungskoeffizienten von  $\mu = 0,4$

Abb.(3.16) zeigt den Antriebsschlupfverlauf bei einer Fahrt auf nasser Fahrbahn unter dem Einsatz des Sliding-Mode-Reglers mit Bremsingriff.

Ein Unterschied im Vergleich zum Sliding-Mode-Regler mit Motormomentreduktion zeigt sich nur kurz am Beginn des Regelvorgangs. Danach ist in den Verläufen von Fahrzeuggeschwindigkeit und Winkelgeschwindigkeit kein signifikanter Unterschied erkennbar. Aus

diesem Grund wurde auf die Darstellung dieser verzichtet und nur der zeitliche Verlauf des Antriebsschlupfs dargestellt. Ein Unterschied zu Abb.(3.15) ist im Überschwingverhalten am Beginn des Regelvorgangs erkennbar, welches durch den Bremsengriff verringert werden konnte. Der Regler ist insgesamt schneller und erreicht nach kürzerer Zeit den gewünschten Sollwert.

### 3.4.3 Integrierender Sliding-Mode-Regler

Da beim einfachen Sliding-Mode-Regler eine bleibende Regelabweichung vorhanden ist, soll dieser im nächsten Schritt zu einem integrierenden Sliding-Mode-Regler ausgebaut werden. Das bringt den Vorteil mit sich, dass die bleibende Regelabweichung beseitigt wird und sich stationäre Genauigkeit einstellt. Um dieses Ziel zu erreichen, wird formell nicht mehr die Regelabweichung  $\tilde{s}_a$  betrachtet, sondern  $(\int_0^t \tilde{s}_a(t) dt)$  als interessierende Variable eingeführt, wobei die Definition der Regelabweichung  $\tilde{s}_a$  unverändert bleibt. Durch diese Wahl erhöht sich die Ordnung des vorliegenden Systems, da jetzt  $(\int_0^t \tilde{s}_a(t) dt)$  als Bezugsvariable dient. Das mathematische Modell ist jetzt formell ein System zweiter Ordnung [27].

$$\frac{dx_1}{dt} = s_a \quad (3.22)$$

$$\frac{dx_2}{dt} = \frac{F_x}{\omega_w \cdot r_{eff} \cdot m} - \frac{(s_a - 1) \cdot (T_w + T_{brake} + T_y)}{I_{rot} \cdot \omega_w} \quad (3.23)$$

Die Zustandsvariablen dieses Systems sind wie folgt definiert:

$$x_1 = \int_0^t s_a(t) dt \quad (3.24)$$

$$x_2 = s_a \quad (3.25)$$

Für dieses System muss erneut der Reglerentwurf für den Sliding-Mode-Regler durchgeführt werden. Zu diesem Zweck wird die Sliding-Variable neu definiert:

$$\sigma = \left( \frac{d}{dt} + \lambda \right) \cdot \int_0^t \tilde{s}_a dt = \tilde{s}_a + \lambda \cdot \int_0^t \tilde{s}_a dt \quad (3.26)$$

Aufgrund dieser Vorgangsweise ergibt sich ein zusätzlicher Reglerparameter, nämlich die Variable  $\lambda$ . Dieser Parameter muss immer positiv gewählt werden, damit die Stabilitätsbedingungen eingehalten werden können. Die Ljapunovfunktion  $V(\sigma)$  ist wieder positiv definit.

$$V(\sigma) = \frac{1}{2} \cdot \sigma^2 = \frac{1}{2} \left( \tilde{s}_a + \lambda \cdot \int_0^t \tilde{s}_a dt \right)^2 > 0 \quad (3.27)$$

$$\dot{V}(\sigma) = \sigma \cdot \dot{\sigma} \leq k \cdot |\sigma| = -k \cdot \sigma \cdot \text{sign}(\sigma) < 0 \quad (3.28)$$

Um zu gewährleisten, dass  $\dot{V}(\sigma)$  für alle möglichen Werte von  $s_a$  und  $s_d$  negativ definit ist, muss analog zum Reglerentwurf des Sliding-Mode-Reglers mit Motormomentreduktion gelten, dass der Parameter  $k > 0$  ist. Daraus folgt die Bedingung:

$$\dot{\sigma} \leq -k \cdot \text{sign}(\sigma) \quad (3.29)$$

Die Ableitung von Glg.(3.26) ergibt sich zu:

$$\dot{\sigma} = \dot{s}_a + \lambda \cdot \tilde{s}_a \quad (3.30)$$

Anschließend wird Glg.(3.30) in Glg.(3.29) eingesetzt und entsprechend umgeformt. Daraus folgt:

$$\dot{s}_a = -k \cdot \text{sign}(\sigma) - \lambda \cdot \tilde{s}_a \quad (3.31)$$

Durch Einsetzen von Glg.(3.12) in Glg.(3.31) und Umformen resultiert das Regelgesetz für den integrierenden Sliding-Mode-Regler. Zur Reduktion des Ratterns wurde die Sigmoidfunktion, die sich aus dem Reglerentwurf ergibt, bereits durch die in Kap.(3.4.1) beschriebene Sättigungsfunktion ersetzt. Das endgültige Regelgesetz lautet:

$$u = \frac{1}{T_w} \cdot \frac{F_x \cdot I_{rot} \cdot (s_a - 1) - r_{eff} \cdot m \cdot (s_a - 1)^2 \cdot (T_{brake} + T_y)}{I_{rot}^2 \cdot \omega_w^2 \cdot r_{eff} \cdot m} - k \cdot \text{sat} \left( \frac{\sigma}{\Phi} \right) - \lambda \cdot \tilde{s}_a \quad (3.32)$$

Für die korrekte Funktion des integrierenden Sliding-Mode-Reglers muss beim verwendeten Integrator die Ausgangsgröße beschränkt werden. Diese Notwendigkeit ergibt sich aus der Tatsache, dass der Integrator auch eine Integration durchführt, wenn der Regler nicht aktiv ist. Daher hätte der Integratorausgang am Beginn des Regelvorgangs einen undefinierten Wert, der den Regelungsvorgang negativ beeinflussen würde. Durch Einführen einer unteren Schranke des Ausgangswertes des Integrators bei null wird gewährleistet, dass am Beginn eines Regelvorgangs der Wert des Integrators immer Null beträgt und der Regelvorgang unbeeinflusst bleibt.

### 3.4.3.1 Simulationsergebnisse

Durch die Verwendung eines integrierenden Sliding-Mode-Reglers wird stationäre Genauigkeit erreicht. Der Verlauf des Schlupfs ist in Abb.(3.17) ersichtlich. Allerdings müssen, um dieses Ziel zu erreichen, auch einige Nachteile in Kauf genommen werden, nämlich dass sich der Reglerentwurf etwas aufwändiger gestaltet und auch bei der Implementierung zusätzliche Maßnahmen erforderlich sind. Darüber hinaus tritt durch diesen

Regler stärkeres Überschwingen am Beginn des Regelvorgangs auf und das Einschwingverhalten verschlechtert sich leicht.

Winkelgeschwindigkeit und Fahrzeuggeschwindigkeit unterscheiden sich vom bereits bekannten Verlauf wieder nur am Beginn durch den Einschwingvorgang des Reglers.

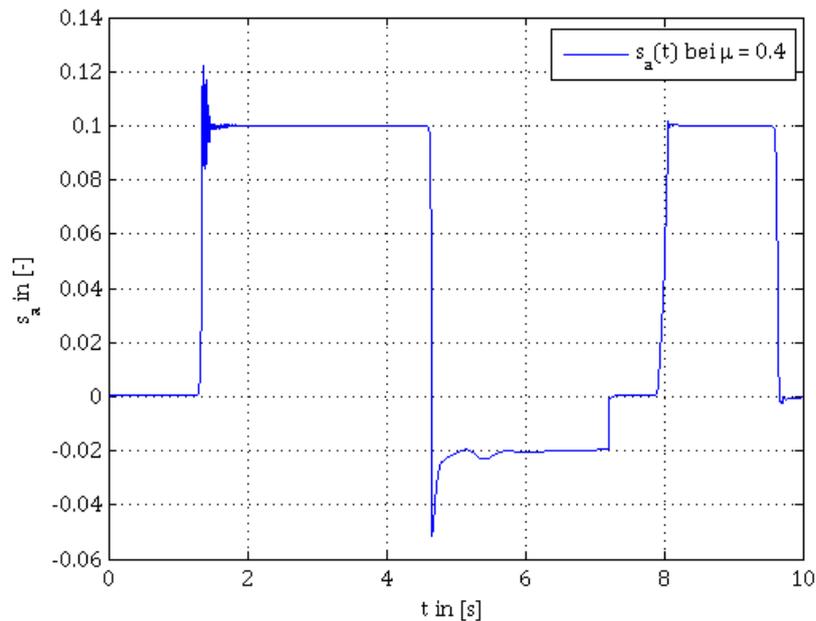


Abbildung 3.17: Antriebsschlupf mit ASR bei einem Reibungskoeffizienten von  $\mu = 0,4$

In Abb.(3.18) ist der Trajektorienverlauf in der Zustandsebene dargestellt. Die Zustandsvariablen werden durch den Antriebsschlupf  $s_a$ , sowie die Ableitung des Antriebsschlupfs  $\frac{ds_a}{dt}$  beschrieben. In der Darstellung werden die tatsächlichen Zustandsvariablen betrachtet und nicht diejenigen, die formell für den Reglerentwurf verwendet wurden. Zusätzlich ist die Schaltgerade eingezeichnet, die bei  $\frac{ds_a}{dt} = -\lambda \cdot s_a$  liegt. Aus der Darstellung ist ersichtlich, dass die Trajektorie durch die Beeinflussung des Reglers zur Ruhelage  $[0,1 \ 0]$  strebt. In diesem Punkt ist der gewünschte Sollschlupf erreicht und die zeitliche Änderung des Schlupfs ist gleich Null. Würde der Trajektorienverlauf ohne Regelung betrachtet werden, wäre feststellbar, dass die Trajektorie nicht die gewünschte Ruhelage erreicht.

Eine Betrachtung des Trajektorienverlaufs mit den Zustandsvariablen  $\epsilon_1$  und  $\epsilon_2$  würde dasselbe Bild ergeben mit dem einzigen Unterschied, dass die Ruhelage bei  $[0 \ 0]$  liegen würde. Der Grund dafür liegt in der Wahl der Zustandsvariablen, welche in diesem Fall dem Regelfehler  $\tilde{s}_a$  bzw. der ersten Ableitung des Regelfehlers entsprechen. Die Ruhelage stimmt mit dem Punkt überein, in dem der Regelfehler sowie die Änderung des Regelfehlers gleich Null ist.

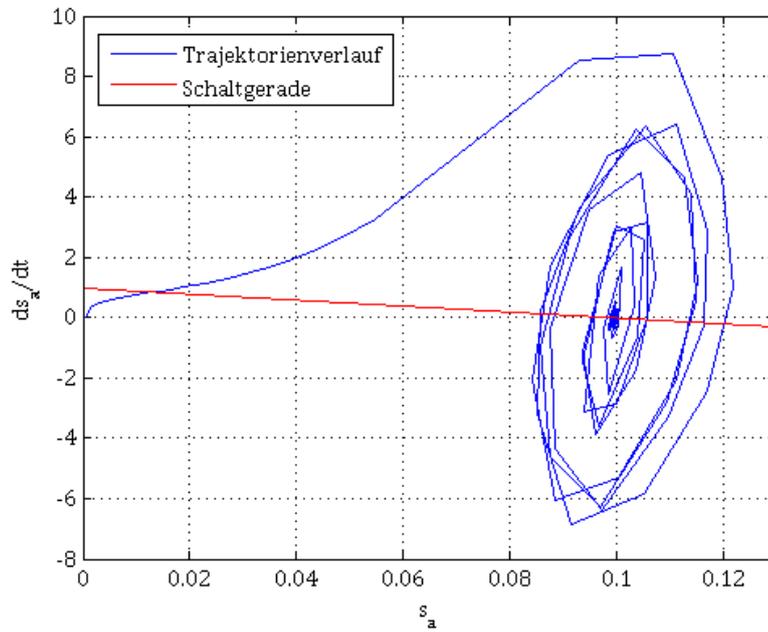


Abbildung 3.18: Trajektorienverlauf des Reglers bei  $\mu = 0,4$

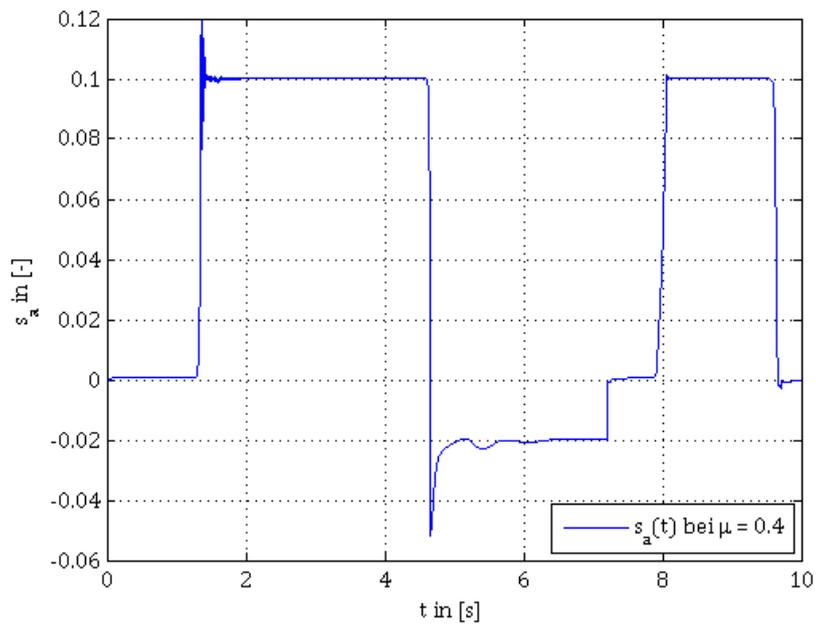


Abbildung 3.19: Antriebsschlupf mit ASR bei einem Reibungskoeffizienten von  $\mu = 0,4$

Durch einen zusätzlichen symmetrischen Bremseneingriff ergibt sich ein integrierender Sliding-Mode-Regler, der neben der Motormomentreduktion auch ein Bremsmoment vorgibt. Der zeitliche Verlauf des Schlupfs, der sich durch den Einsatz dieses Reglers ergibt, ist in Abb.(3.19) dargestellt. Wird der Schlupf jenem in Abb.(3.17) gegenübergestellt, ist durch den eine deutliche Verbesserung des Einschwingverhaltens ersichtlich, welche durch den Bremseneingriff begründet ist. Am grundsätzlichen Verlauf sind hingegen keine Veränderungen zu erkennen.

Anschließend werden die behandelten Reglertypen und die erzielten Simulationsergebnisse kurz verglichen.

## 3.5 Vergleich der verschiedenen Reglertypen

Beim Vergleich der Simulationsergebnisse der einzelnen Regler sind ähnliche Verläufe des Antriebsschlupfs feststellbar. Signifikante Unterschiede ergeben sich nur am Beginn des Regelvorgangs. Dieses Verhalten hat in weiterer Folge auch Auswirkungen auf die Verläufe der Fahrzeuggeschwindigkeit und die Winkelgeschwindigkeit der Räder. In der Simulation ist bei diesen Größen praktisch kein Unterschied zwischen den verschiedenen Reglertypen zu erkennen, was bedeutet, dass alle verwendeten Reglertypen für die Aufgabe der Antriebsschlupfregelung gleichermaßen verwendet werden könnten. Bei Parameterschwankungen oder äußeren Störeinflüssen hat die Regelung mittels PI-Regler deutliche Nachteile. Er reagiert viel sensibler auf die geänderten Bedingungen. Der Sliding-Mode-Regler ist robust gegenüber Parameterschwankungen und Störeinflüssen. Da diese im Allgemeinen bei der Antriebsschlupfregelung eines Fahrzeugs immer auftreten, ist eine Sliding-Mode-Regelung für diese Aufgabe zu bevorzugen.

Generell ist auffällig, dass bei der Regelung mit Sliding-Mode-Reglern das Einschwingverhalten ungünstiger ist als beim PI-Regler. Das liegt an der Eigenschaft des Sliding-Mode-Reglers, für die Ausgabe der Stellgröße zwischen zwei Werten umzuschalten und dadurch eine mit Sprüngen behaftete Stellgröße auszugeben. Der integrierende Sliding-Mode-Regler hat gegenüber dem einfachen Sliding-Mode-Regler den Vorteil, dass er stationäre Genauigkeit erreicht. Im Gegenzug hat dies jedoch eine Verschlechterung des Einschwingverhaltens zur Folge. Da bei der Antriebsschlupfregelung die stationäre Genauigkeit keine sehr große Bedeutung hat und die Regelabweichung beim einfachen Sliding-Mode-Regler nicht sehr groß ist, ist es sinnvoller, die einfache Sliding-Mode-Regelung zu verwenden.

Im Allgemeinen bringt der zusätzliche Bremseneingriff bei allen Reglertypen eine Verbesserung des Einschwingverhaltens, hat jedoch kaum Auswirkungen auf die Fahrzeuggeschwindigkeit und die Winkelgeschwindigkeit. Aus diesem Grund kann für die Aufgabe der Antriebsschlupfregelung jeweils der einfachere Regler ohne Bremseneingriffe verwendet werden.

Ebenso ist auffällig, dass die Beschleunigung des Fahrzeugs durch die Antriebsschlupfregelung verringert wird.

Das Verhalten der Regler verändert sich vor allem bei Änderungen des Reibungskoeffizienten  $\mu$ . Das liegt daran, dass die Reglerparameter bei einem bestimmten  $\mu$  (in diesem Fall bei  $\mu = 0,4$ ) ermittelt wurden, woraufhin das Reglerverhalten bei größeren oder kleineren Reibungskoeffizienten von den in den Grafiken dargestellten Verläufen abweicht. Um auch in diesen Fällen ein optimales Reglergebnis zu erhalten, müssten die Reglerparameter an den aktuellen Reibungskoeffizienten  $\mu$  angepasst werden.

### 3.6 Ausblick

Für die Antriebsschlupfregelung wurden in dieser Arbeit zwei Reglertypen, nämlich der PI-Regler und ein Sliding-Mode-Regler, betrachtet. Es ist jedoch denkbar, für diese Aufgabe auch andere Regelungsverfahren einzusetzen. Oftmals wird in der Literatur die Fuzzy-Regelung verwendet. In weiterführenden Arbeiten könnten daher weitere Regler entworfen, und die Ergebnisse mit den in dieser Arbeit dargestellten verglichen werden. Damit könnte festgestellt werden, welches Regelungsverfahren im Hinblick auf Entwurfsaufwand, Parametersuche, Implementierung und Performance am besten für die Antriebsschlupfregelung geeignet ist.

Der Sollschlupf wird in dieser Arbeit bei allen vorherrschenden Bedingungen mit 0,1 angenommen. Wie in Kap.(3.2) beschrieben, ändert sich dieser jedoch in Abhängigkeit der Fahrbahnverhältnisse. Um die entworfenen Regler zu verbessern, könnte eine Sollschlupfermittlung implementiert werden, welche in Abhängigkeit des Reibungskoeffizienten  $\mu$  der Fahrbahn den optimalen Sollschlupf ermittelt.

Für die Regelung unter  $\mu$ -Split Bedingungen wurde kein Quersperrenregler, wie in Kap.(3.1) beschrieben, entworfen. Die Regelung erfolgt auch in diesem Fall durch den Kardanregler, der das Motormoment reduziert und gegebenenfalls durch symmetrische Bremseingriffe die angetriebenen Räder bremst. Als Sollwert wird der Schlupf jenes Rades herangezogen, welches sich auf der Fahrbahnoberfläche mit niedrigerem Reibungskoeffizienten  $\mu$  befindet. Dadurch ist das Regelungsergebnis bei Beschleunigungen unter  $\mu$ -Split Bedingungen nicht optimal. Um auch in diesen Situationen ein gutes Regelungsergebnis zu erhalten und die Antriebsschlupfregelung mit ihrem vollen Funktionsumfang abzubilden, ist es naheliegend, zusätzlich zum erarbeiteten Kardanregler einen Quersperrenregler zu implementieren. Dafür müsste auch das Reglermodell adaptiert werden, da der Quersperrenregler zusätzlich zur Motormomentreduktion das Fahrzeugverhalten auch durch unsymmetrische Bremseingriffe beeinflusst.

Im abschließenden Kapitel wird das in dieser Arbeit erstellte Antriebsstrangmodell verifiziert. Dazu wurden Testfahrten bei verschiedenen Fahrbahnverhältnissen durchgeführt.



## 4 Verifikation des Modells

Im Zuge einer Testfahrt des FTG der TU Graz wurden Messungen durchgeführt, die zur Verifizierung des erstellten Modells und der entworfenen Regler herangezogen werden können. Die Fahrmanöver umfassten Beschleunigungsfahrten auf trockener Fahrbahn und unter  $\mu$ -Split Bedingungen mit abgeschaltetem ASR. Weitere Fahrmanöver wurden unter  $\mu$ -Split Bedingungen mit aktiviertem ASR durchgeführt.

Zur Verifizierung des Simulationsmodells wurde das Geschwindigkeitsprofil, das in den Testfahrten ermittelt wurde, bei der Simulation als Sollgeschwindigkeitsverlauf vorgegeben. Damit kann in der Simulation die Testfahrt abgebildet, und das Verhalten der Drehzahlen und Drehmomente im Antriebsstrang beobachtet werden.

Da der im Simulationsmodell verwendete Motor zu leistungsschwach ist, um den in den Testfahrten ermittelten Geschwindigkeitsverläufen zu folgen, wurde die in Abb.(2.4) dargestellte Drehzahl-Drehmoment Kennlinie mit einem Faktor von 1,41 multipliziert. Durch diese Maßnahme ist der Motor in der Lage, ausreichend Drehmoment bereitzustellen, um die Testfahrten authentisch nachzubilden.

### 4.1 Beschleunigung auf trockener Fahrbahn bei deaktiviertem ASR

Die ersten Fahrmanöver wurden auf trockener Fahrbahn und mit deaktiviertem ASR absolviert. Auf dem Testfahrzeug waren Sommerreifen montiert. Zusammen mit der trockenen Fahrbahn ergibt sich in dieser Situation ein Reibungskoeffizient  $\mu$  von ungefähr 1. In der Simulation wurde daher der Reibungskoeffizient mit 1 angenommen. Da bei diesen Testfahrten der Antriebsschlupfregler deaktiviert war, können diese Messungen nur zur Verifikation des Antriebsstrangmodells herangezogen werden, nicht aber zur Verifikation des Antriebsschlupfreglers.

Beim ersten Fahrmanöver betrug die Startgeschwindigkeit ungefähr  $5 \frac{\text{km}}{\text{h}}$ . Die gesamte Fahrt wurde im ersten Gang durchgeführt.

In Abb.(4.1) ist der während der Testfahrt aufgezeichnete, sowie der durch die Simulation ermittelte Geschwindigkeitsverlauf dargestellt. Am Beginn erfolgte eine kurze Beschleunigung, danach wurde die Geschwindigkeit konstant gehalten und anschließend wieder stark beschleunigt. In der Simulation ist der Verlauf der Geschwindigkeit annähernd gleich wie beim realen Fahrzeug.

Beim Vergleich der beiden Geschwindigkeitsverläufe ist erkennbar, dass in der Simulation eine kleine Verzögerung auftritt, wenn eine Änderung der Gaspedalstellung oder der Bremspedalstellung erfolgt. Daher kann der Geschwindigkeitsverlauf der Simulation nicht genau dem vorgegebenen Verlauf der Testfahrt folgen. Die Abweichung ist allerdings sehr gering und kann daher vernachlässigt werden.

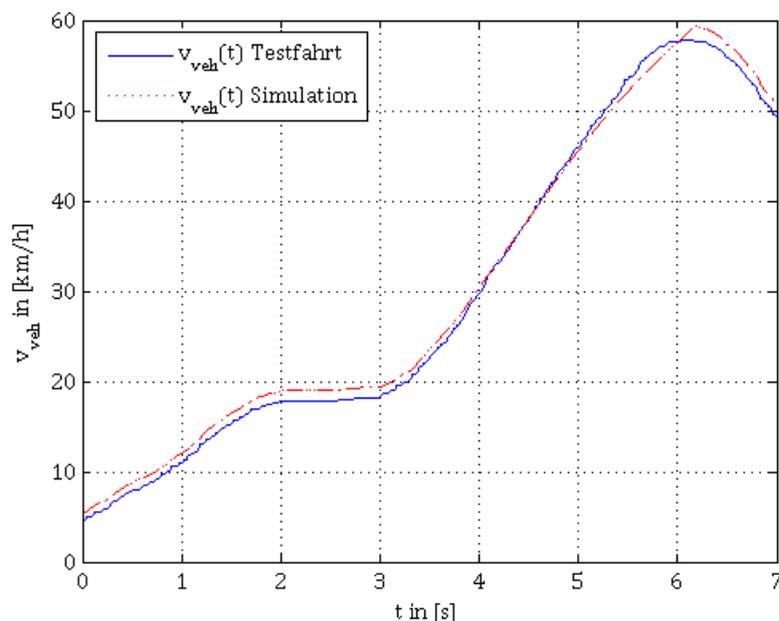


Abbildung 4.1: Vergleich des Geschwindigkeitsverlaufs bei Testfahrt und Simulation

Bei Betrachtung der in Abb.(4.2) dargestellten Winkelgeschwindigkeiten der beiden angetriebenen Räder ist feststellbar, dass die Raddrehzahlen von linkem und rechtem Rad identisch sind, was bedeutet, dass sich bei diesem Fahrmanöver beide Seiten des Fahrzeugs auf demselben Fahrbahnbelag befinden. Es tritt auch kein Schlupf auf. Der grundsätzliche Verlauf der Raddrehzahlen ist derselbe wie der Geschwindigkeitsverlauf.

Abb.(4.3) stellt die Simulationsergebnisse für die Winkelgeschwindigkeit der angetriebenen Räder dar. Auch hier sind die Winkelgeschwindigkeiten der Räder gleich groß. Es lässt sich die bereits beim Geschwindigkeitsverlauf festgestellte Verzögerung bei einer Änderung der Pedalstellung feststellen. Daher ist die Winkelgeschwindigkeit in der Simulation etwas größer als bei der Testfahrt. Es ist ersichtlich, dass bei der starken Beschleunigung in der zweiten Hälfte der Simulation bereits leichter Schlupf auftritt, woraufhin es bei etwa 4 Sekunden zu einer leichten Wölbung des Verlaufs kommt. Der verrauschte Verlauf bei der Bremsung ist auf die vom Regler des Fahrers ausgegebene Pedalstellung zurückzuführen.

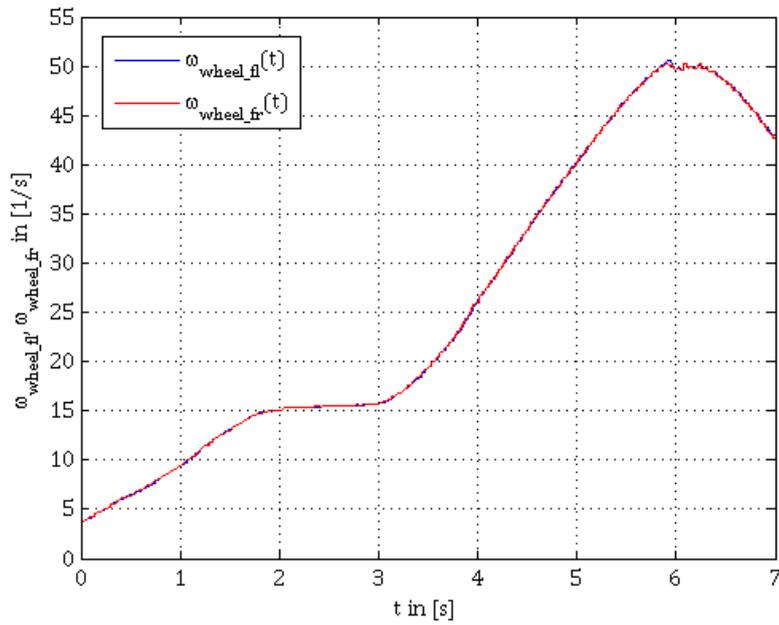


Abbildung 4.2: Bei der Testfahrt gemessener Verlauf der Winkelgeschwindigkeiten der angetriebenen Räder

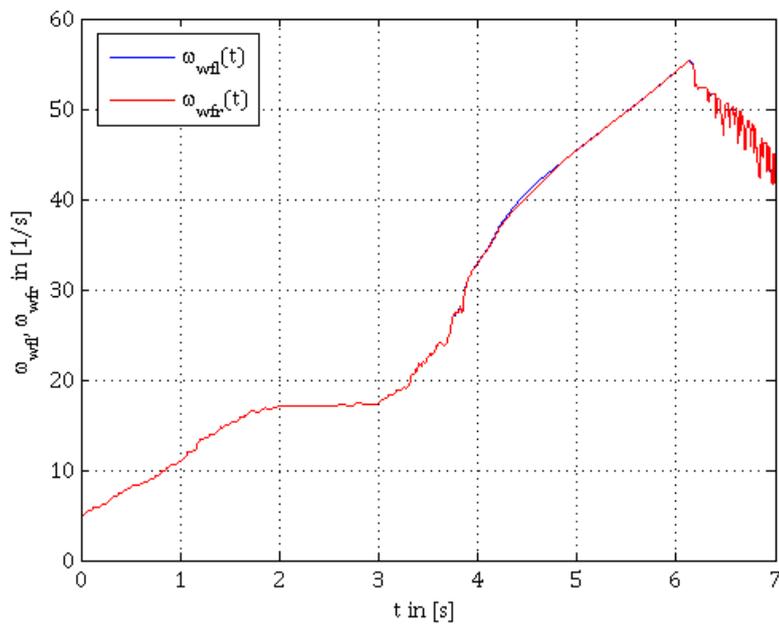


Abbildung 4.3: Aus der Simulation ermittelter Verlauf der Winkelgeschwindigkeiten

Durch dieses Fahrmanöver lässt sich feststellen, dass die Simulation sehr gut mit dem Verhalten des realen Fahrzeugs übereinstimmt.

Bei einem weiteren Fahrversuch wurde das Fahrzeug aus dem Stand bis auf knapp  $60 \frac{\text{km}}{\text{h}}$  beschleunigt. Wie bei der ersten Testfahrt wurde wieder ausschließlich im ersten Gang gefahren.

Abb.(4.4) zeigt den im Fahrzeug gemessenen und im Vergleich dazu den in der Simulation ermittelten Geschwindigkeitsverlauf, welcher eine annähernd konstante Beschleunigung darstellt. Am Beginn der Simulation ist bereits eine kleine Startgeschwindigkeit vorhanden, was darauf zurückzuführen ist, dass in MOVES<sup>2</sup> kein Stillstandsmodell implementiert ist. Das Fahrzeug fährt daher in der Simulation immer mit einer geringen Geschwindigkeit, auch wenn die Vorgabe  $0 \frac{\text{km}}{\text{h}}$  ist. Nach dem Knick bei etwa vier Sekunden wird die Beschleunigung vergrößert. Beim Vergleich der beiden Darstellungen ist zu erkennen, dass die aus der Simulation ermittelte Geschwindigkeit der in der Testfahrt ermittelten nicht mehr ganz folgen kann. Dies liegt darin begründet, dass der Motor im Testfahrzeug etwas leistungsfähiger ist, als jener, der der Simulation zugrunde gelegt wurde.

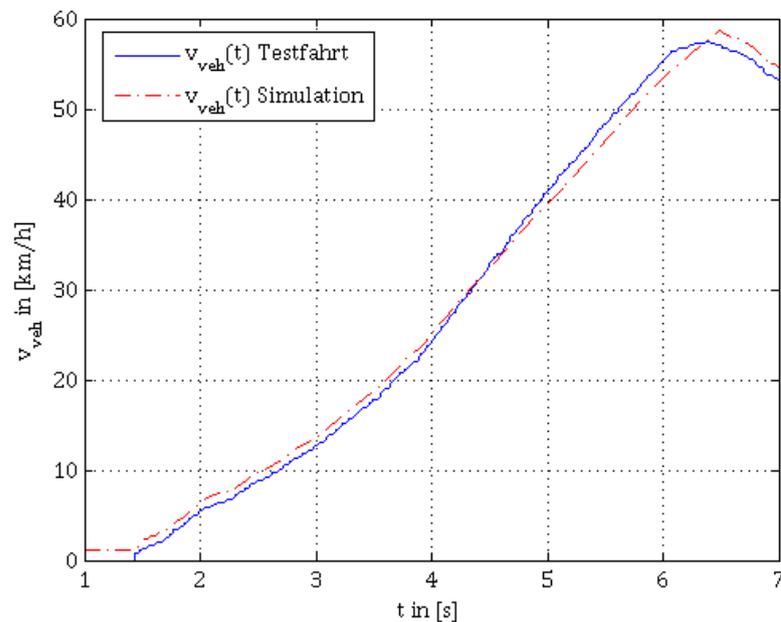


Abbildung 4.4: Vergleich des Geschwindigkeitsverlaufs bei Testfahrt und Simulation

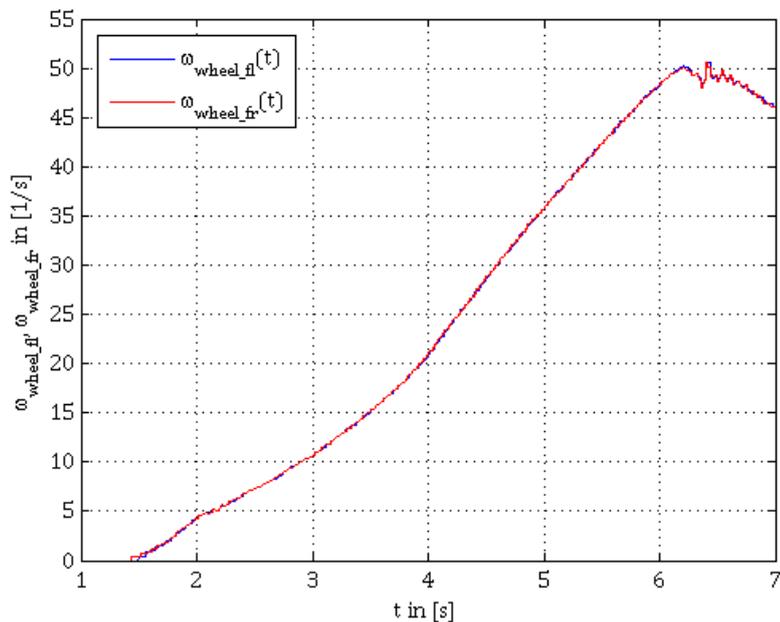


Abbildung 4.5: Bei der Testfahrt gemessener Verlauf der Winkelgeschwindigkeiten der angetriebenen Räder

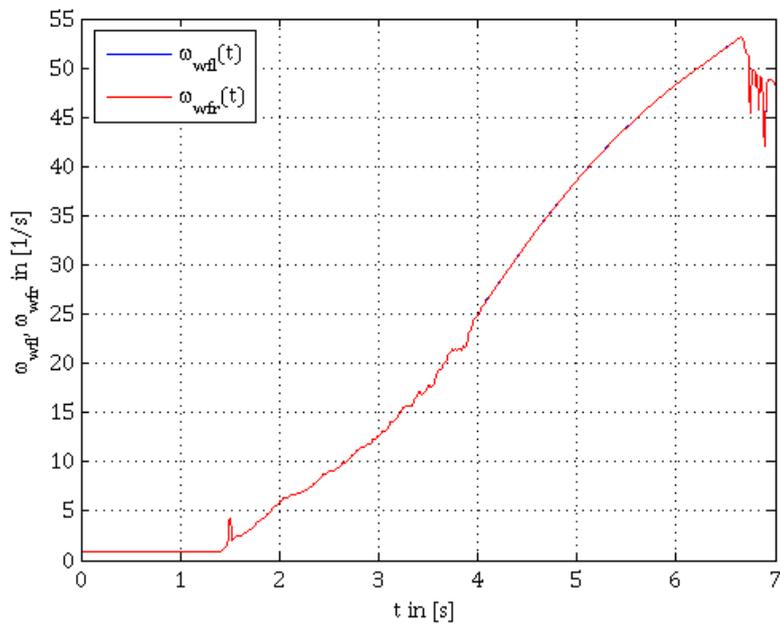


Abbildung 4.6: Aus der Simulation ermittelter Verlauf der Winkelgeschwindigkeiten

In Abb.(4.5) sind die Verläufe der Winkelgeschwindigkeiten von rechtem und linkem Rad dargestellt. Wieder sind diese identisch, da der Reibungskoeffizient  $\mu$  auf der gesamten Fahrbahn gleich groß ist. Durch die trockene Fahrbahn und den sich dadurch ergebenden großen Reibungskoeffizienten tritt kein Schlupf während des Beschleunigungsvorgangs auf.

Auch die Simulationsergebnisse in Abb.(4.6) zeigen dieselben Ergebnisse.

## 4.2 Beschleunigung bei $\mu$ -Split Bedingungen und deaktiviertem ASR

Weitere Fahrmanöver zur Verifikation des Simulationsmodells umfassen Fahrten bei  $\mu$ -Split Bedingungen. Das bedeutet, dass sich ein Teil des Fahrzeugs auf einem anderen Fahrbahnbelag befindet als der andere. Bei den erfolgten Testfahrten war ein Teil der Fahrbahn nass und der andere trocken. Daher ergibt sich für die linke Seite des Fahrzeugs ein Reibungskoeffizient von ca.  $\mu = 0,3$  und für die rechte Fahrzeugseite von ca. 1.

Beim ersten in diesem Abschnitt betrachteten Fahrmanöver erfolgte eine Beschleunigung von  $20 \frac{\text{km}}{\text{h}}$  bis auf knapp  $45 \frac{\text{km}}{\text{h}}$  im dritten Gang.

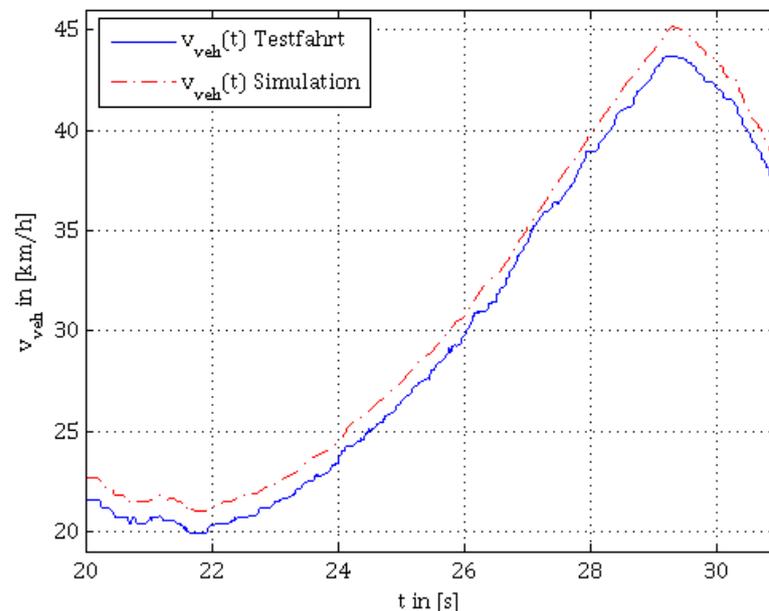


Abbildung 4.7: Bei der Testfahrt gemessener Geschwindigkeitsverlauf

Abb.(4.7) zeigt den tatsächlich gemessenen Geschwindigkeitsverlauf und den durch die Simulation ermittelten Geschwindigkeitsverlauf. Wieder kann das Simulationsmodell durch die Testfahrt bestätigt werden. Die in der Simulation ermittelte Geschwindigkeit ist etwas höher als die der Testfahrt, wobei die Abweichung allerdings gering ist.

In Abb.(4.8) ist der Verlauf der Winkelgeschwindigkeiten der angetriebenen Räder dargestellt. Das linke Rad, das sich auf der nassen Fahrbahnseite befindet, dreht am Ende des Beschleunigungsvorgangs durch. Der Grund, dass es nicht bereits am Beginn des Beschleunigungsvorgangs zu einem Durchdrehen des linken Rades kommt ist darin zu suchen, dass dieses Manöver im dritten Gang durchgeführt wird und die Anfangsgeschwindigkeit für diese Gangwahl relativ gering ist, woraufhin vom Motor zu Beginn des Beschleunigungsvorgangs bei niedrigen Motordrehzahlen noch nicht genügend Drehmoment zur Verfügung gestellt wird. Erst am Ende, wenn sich das Fahrzeug in einem Geschwindigkeitsbereich befindet, in dem durch die höhere Motordrehzahl das Drehmoment größer wird, dreht das linke Rad durch.

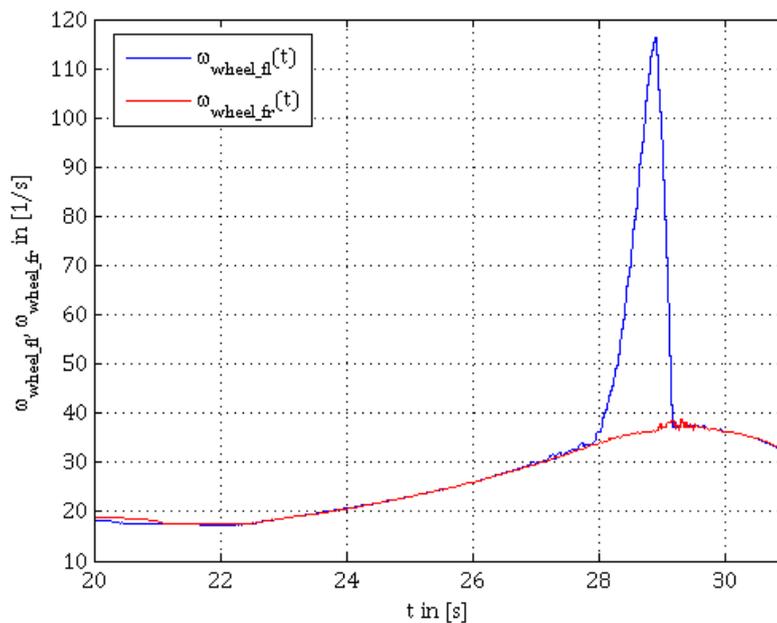


Abbildung 4.8: Bei der Testfahrt gemessener Verlauf der Winkelgeschwindigkeiten der angetriebenen Räder

Im Vergleich dazu zeigt Abb.(4.9) die zugehörigen Simulationsergebnisse. Diese entsprechen im Wesentlichen den Messergebnissen der Testfahrt. Auffallend ist, dass das linke Vorderrad schon früher durchdreht als bei der Testfahrt, was auf die ungleichen Parameter von Testfahrzeug und Simulationsmodell zurückzuführen ist. Die Testfahrt bestätigt

das in der Simulation ermittelte Ergebnis.

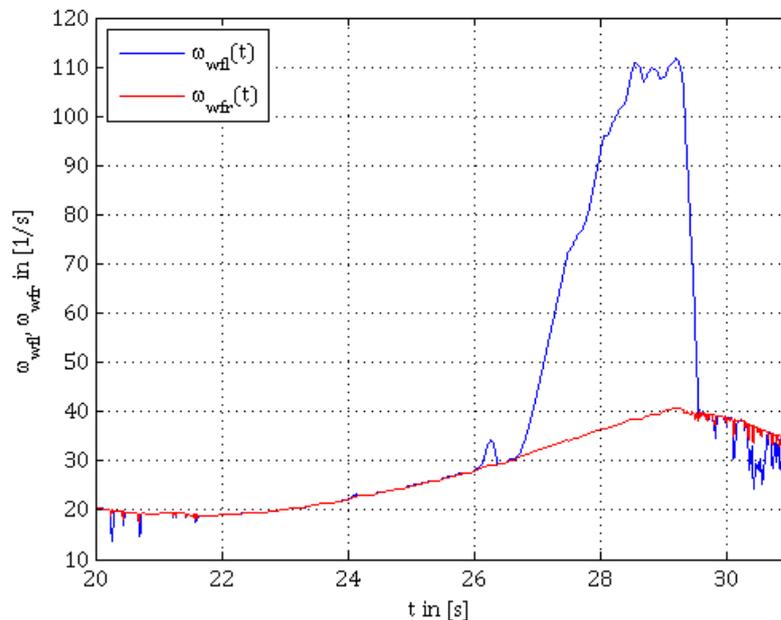


Abbildung 4.9: Simulation der Winkelgeschwindigkeiten der angetriebenen Räder

Ein weiteres Fahrmanöver unter den oben genannten Bedingungen war eine Beschleunigung ausgehend von  $40 \frac{\text{km}}{\text{h}}$  im dritten Gang. Beschleunigt wird auf knapp über  $50 \frac{\text{km}}{\text{h}}$ .

In Abb.(4.10) ist die bei der Testfahrt aufgezeichnete Geschwindigkeit dargestellt. Die Geschwindigkeit aus der Simulation ist strichpunktiert eingezeichnet.

Wie in den vorangegangenen Simulationen ist die simulierte Geschwindigkeit etwas höher als die gemessene. Das Simulationsfahrzeug kann dem realen Testfahrzeug nicht ganz folgen, da die Beschleunigung nicht groß genug ist. Aus den bereits bei den vorigen Darstellungen diskutierten Gründen weicht der Geschwindigkeitsverlauf der Simulation leicht von jenem der Testfahrt ab. Grundsätzlich bildet die Simulation jedoch die Realität gut ab.

In Abb.(4.11) ist der Verlauf der Winkelgeschwindigkeiten der angetriebenen Räder ersichtlich. Das linke Rad, das auf nassem Untergrund läuft, dreht sehr stark durch, während das rechte Rad normal weiterläuft.

Abb.(4.12) zeigt die Raddrehzahlen, die in der Simulation ermittelt wurden. Wieder beginnt das linke Rad etwas früher durchzudrehen als in der Testfahrt. Es bremst auch am Ende des Beschleunigungsvorgangs schneller ab. Die erreichte Maximaldrehzahl ist fast exakt gleich groß wie bei der Testfahrt. Die Simulation spiegelt die in der Realität gemessenen Werte sehr gut wider.

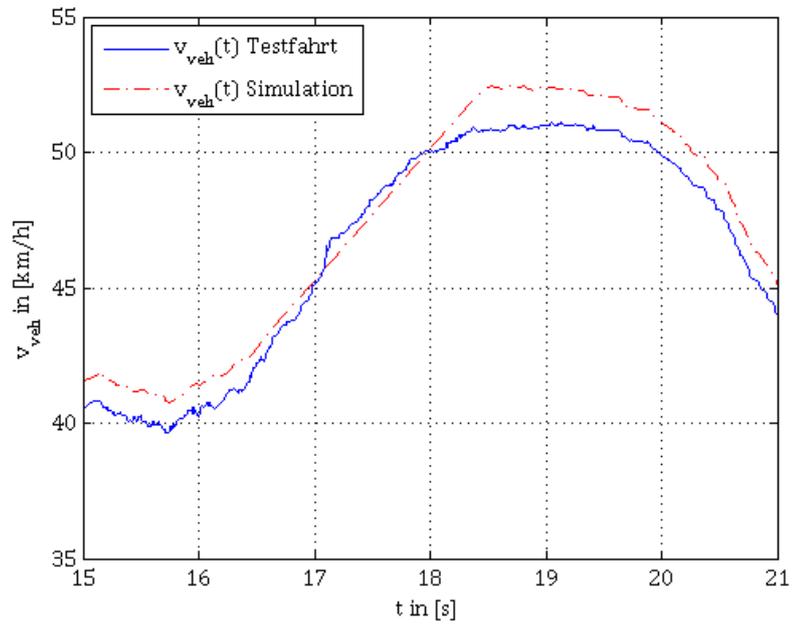


Abbildung 4.10: Bei der Testfahrt gemessener Geschwindigkeitsverlauf

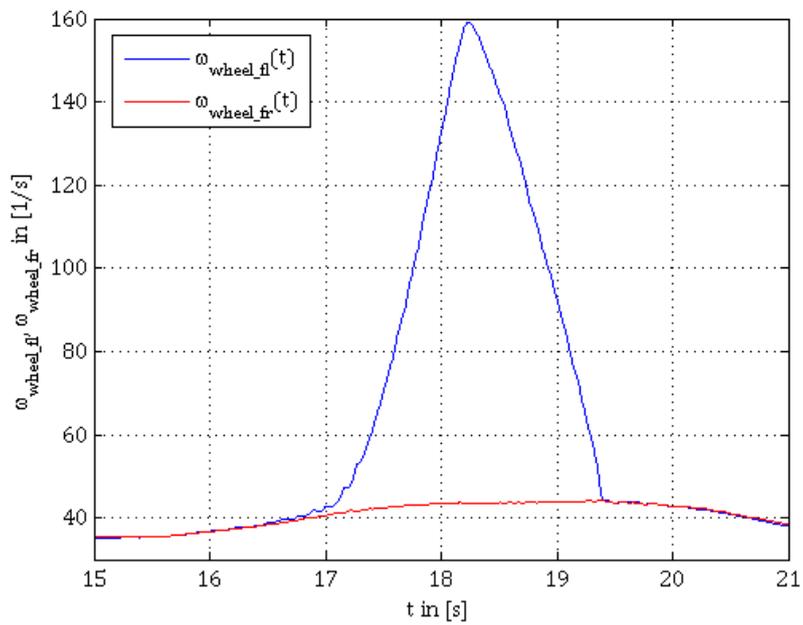


Abbildung 4.11: Bei der Testfahrt gemessener Verlauf der Winkelgeschwindigkeiten der angetriebenen Räder

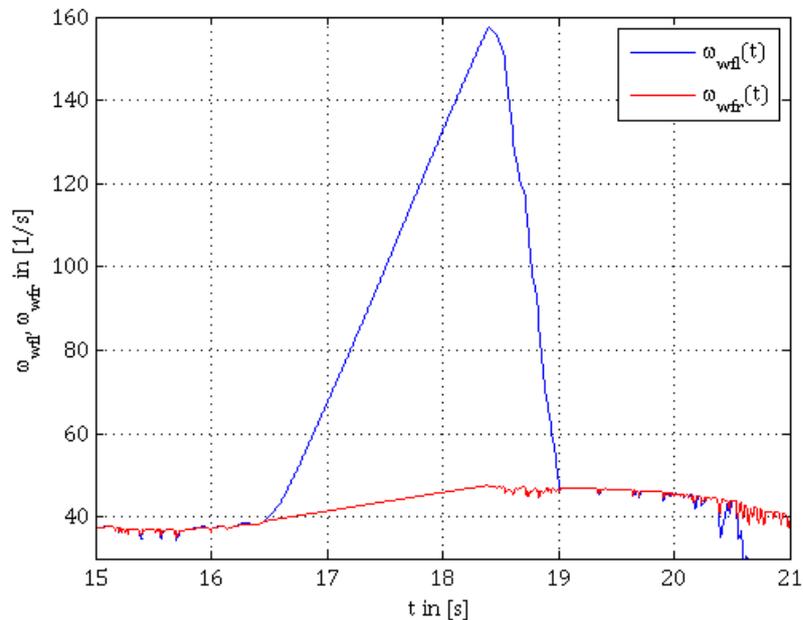


Abbildung 4.12: Simulation der Winkelgeschwindigkeiten der angetriebenen Räder

Bei diesem Testzyklus kann im Vergleich zum vorher betrachteten Fahrmanöver beobachtet werden, dass das linke Rad früher und vor allem auch länger durchdreht. Das liegt daran, dass im dritten Gang bei  $40 \frac{\text{km}}{\text{h}}$  schon ein viel höheres Drehmoment zur Verfügung steht als bei  $20 \frac{\text{km}}{\text{h}}$ . In der Simulation ist dieser Unterschied nicht so deutlich zu erkennen, da der Motor bereits an seinen Leistungsgrenzen angelangt ist und dadurch die Radbeschleunigung schon beim vorherigen Fahrmanöver am möglichen Maximum liegt. Auch die Raddrehzahl ist hier deutlich höher als beim vorangegangenen Test, was bedeutet, dass hier der Schlupf größer ist als bei der vorangegangenen Testfahrt.

### 4.3 Beschleunigung bei $\mu$ -Split Bedingungen und aktiviertem ASR

Das hier untersuchte Fahrmanöver wurde wieder unter  $\mu$ -Split Bedingungen durchgeführt. Die Fahrbahnverhältnisse waren dieselben wie in Kap.(4.2), nur dass diesmal die Antriebsschlupfregelung aktiv war. Daher kann dieses Fahrmanöver auch zur Verifikation der entworfenen Antriebsschlupfregler herangezogen werden. Es umfasst mehrere Beschleunigungsvorgänge und wurde ausschließlich im dritten Gang durchgeführt.

Da sich das Verhalten der Fahrzeuggeschwindigkeit, der Winkelgeschwindigkeiten der Räder und des Antriebsschlupfs beim Einsatz der verschiedenen Reglertypen nur im Ein-

schwingvorgang unterscheidet, die grundsätzlichen Verläufe jedoch bei allen entworfenen Reglern identisch sind, wurde exemplarisch eine Simulation mit dem Sliding-Mode-Regler mit Motormomentreduktion durchgeführt.

In Abb.(4.13) sind die Geschwindigkeitsverläufe von Testfahrt und Simulation dargestellt. Es ist ersichtlich, dass der in der Simulation ermittelte Geschwindigkeitsverlauf jenem der Testfahrt sehr ähnlich ist, obwohl kein Quersperrenregler zum Einsatz kommt und die Regelung nur mit dem entworfenen Kardanregler durchgeführt wird. Nur zu Beginn der Simulation kann diese dem Versuchsfahrzeug nicht sehr gut folgen, ab dem zweiten Beschleunigungsvorgang stimmen die Werte aus Testfahrt und Simulation gut überein. Bei aktivem Antriebsschlupfregler ist die Beschleunigung deutlich geringer als in der Testfahrt, was auf die unterschiedlichen Parameter zwischen der Simulation und dem realen Fahrzeug zurückzuführen ist.

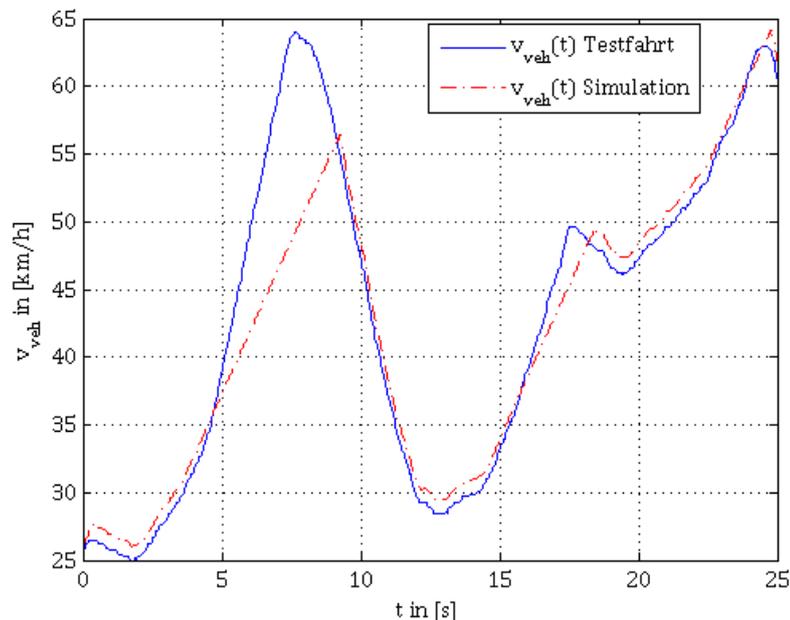


Abbildung 4.13: Bei der Testfahrt gemessener Geschwindigkeitsverlauf

Abb.(4.14) stellt den während der Testfahrt aufgezeichneten Verlauf der Winkelgeschwindigkeiten der angetriebenen Räder dar. Beim ersten Beschleunigungsvorgang sind die beiden Winkelgeschwindigkeiten exakt gleich groß, was darauf schließen lässt, dass in diesem Fall die Antriebsschlupfregelung nicht aktiv ist. Dies erklärt die Abweichung im Geschwindigkeitsverlauf in Abb.(4.13), da in der Simulation bereits beim ersten Beschleunigungsvorgang der Antriebsschlupfregler aktiv wird und dadurch die Beschleunigung geringer ist. Erst bei der zweiten Beschleunigungsphase ab ca. 15 Sekunden kommt es zu einem Schlupfen des linken Rades und dadurch zum Eingreifen des Antriebsschlupfreglers,

was durch den welligen Verlauf sowie durch die auftretenden Spitzen im Winkelgeschwindigkeitsverlauf des linken Vorderrades erkennbar ist.

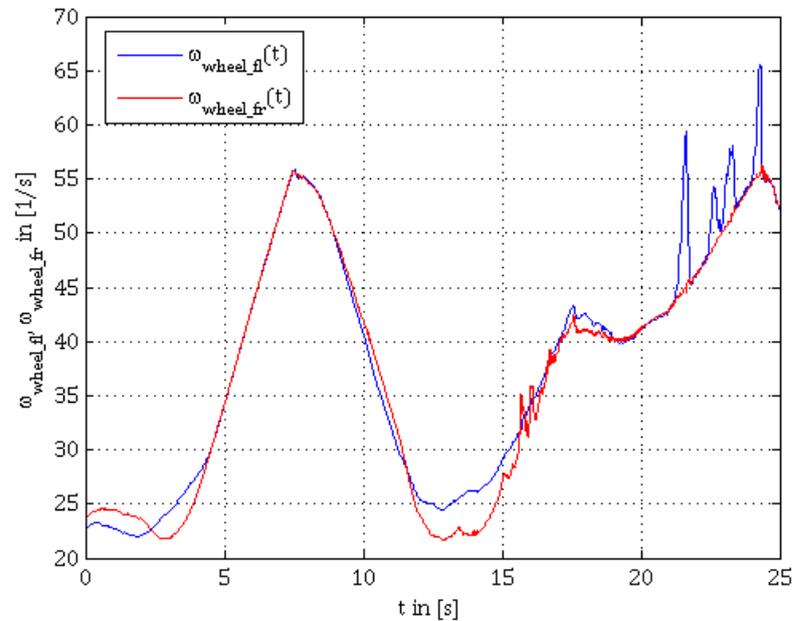


Abbildung 4.14: Bei der Testfahrt ermittelter Verlauf der Winkelgeschwindigkeiten der angetriebenen Räder

Im Vergleich dazu sind in Abb.(4.15) die aus der Simulation ermittelten Winkelgeschwindigkeitsverläufe der angetriebenen Räder abgebildet. Hier ist bereits in der ersten Beschleunigungsphase die Antriebsschlupfregelung aktiv. Die vielen auftretenden Spitzen bzw. der verrauschte Verlauf sind auf die vorgegebene Gaspedalstellung des Fahrerreglers zurückzuführen. Im Unterschied zu den Messwerten fällt auf, dass die Winkelgeschwindigkeiten der beiden angetriebenen Räder bei aktivem Antriebsschlupfregler in der Simulation nicht die gleichen Werte aufweisen. Das liegt daran, dass in der Simulation nur der Kardanregler für die Antriebsschlupfregelung eingesetzt wird, welcher für die Schlupfregelung nur die Seite des Fahrzeugs berücksichtigt, die sich auf der Fahrbahnseite mit niedrigerem Reibungskoeffizienten befindet. Dadurch erklärt sich, dass der Schlupf trotz Regelung auf dieser Seite etwas größer und die Winkelgeschwindigkeit dadurch höher ist. Wäre der in Kap.(3.1) beschriebene Quersperrenregler implementiert, würden die Winkelgeschwindigkeiten der beiden angetriebenen Räder wie in Abb.(4.14) nahezu identisch sein.

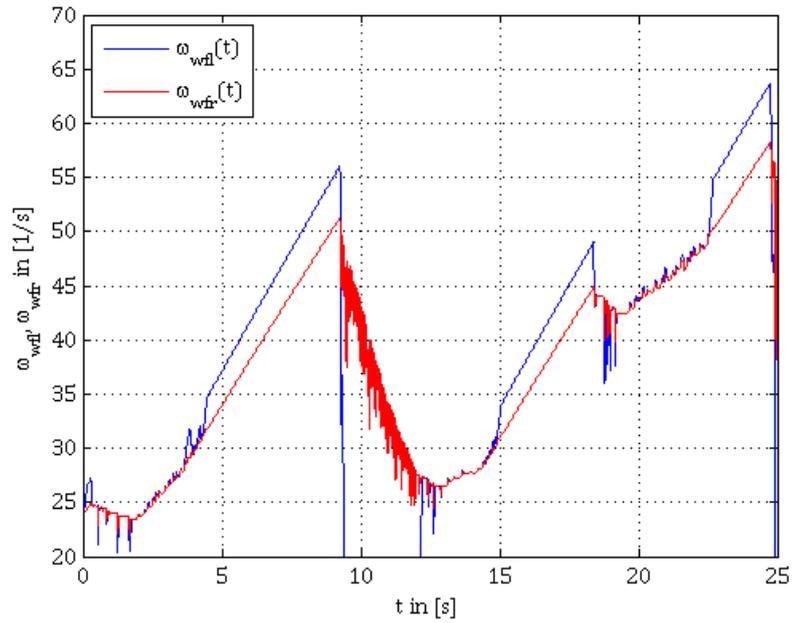


Abbildung 4.15: Simulation der Winkelgeschwindigkeiten der angetriebenen Räder

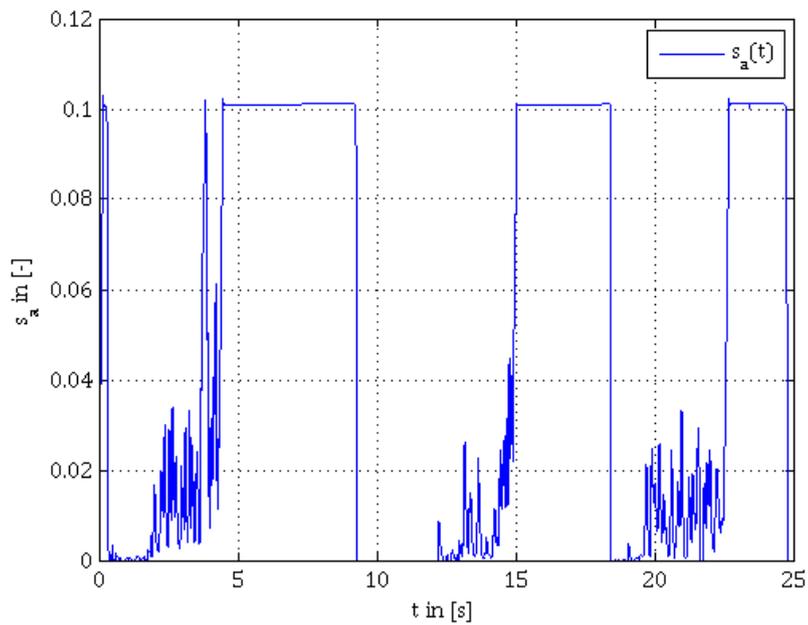


Abbildung 4.16: Verlauf des Antriebsschlupfs des geregelten angetriebenen Rades

Abb.(4.16) zeigt den aus der Simulation ermittelten Verlauf des Antriebsschlupfs des linken Vorderrades. Da sich die linke Seite des Fahrzeugs auf der nassen Fahrbahnseite, also jener, die den geringeren Reibungskoeffizienten  $\mu$  aufweist, befindet, wird der Schlupf dieses Rades für die Antriebsschlupfregelung herangezogen. Es ist ersichtlich, dass in den Phasen starker Beschleunigung der Antriebsschlupfregler aktiv wird und den Schlupf auf ca. 0,1 regelt. Der Schlupf des sich auf der trockenen Fahrbahnseite befindenden rechten Vorderrades bleibt während des gesamten Fahrmanövers deutlich unter der Sollschlupfvorgabe von 0,1 und wird daher nicht dargestellt. Der zackige Verlauf des Schlupfs in den Bereichen, in welchen der Antriebsschlupfregler nicht aktiv ist, ist auf die vom Fahrerregler vorgegebene Gaspedalstellung zurückzuführen.

Durch diesen Vergleich von Simulation und Testfahrt wird gezeigt, dass die Antriebsschlupfregelung auch ohne Quersperrenregler bei  $\mu$ -Split Bedingungen akzeptable Ergebnisse liefert, woraufhin diese in der in dieser Arbeit entworfenen Form auch unter  $\mu$ -Split Bedingungen eingesetzt werden kann. Der größte Unterschied zum Einsatz unter symmetrischen Bedingungen liegt darin, dass durch den fehlenden Quersperrenregler die Winkelgeschwindigkeiten der beiden angetriebenen Räder nicht gleich groß sind.

Aufgrund der in diesem Kapitel durchgeführten Simulationen und der daraus resultierenden Ergebnisse kann festgestellt werden, dass diese im Wesentlichen mit den bei der Testfahrt ermittelten Ergebnissen übereinstimmen und damit eine Verifikation des Simulationsmodells durch die Testfahrt möglich ist. Eine Verbesserung der Simulation könnte durch einen Abgleich der Parameter von Testfahrzeug und Simulation erreicht werden. Auch eine detailreichere Abbildung des Antriebsstranges und vor allem eine Verbesserung des Fahrermodells würden zu einer Verbesserung des Simulationsmodells und dadurch auch der Simulationsergebnisse führen.

# 5 Zusammenfassung und Ausblick

## 5.1 Zusammenfassung

Im Rahmen dieser Masterarbeit wurde das Themengebiet der Modellbildung eines Antriebsstranges für einen PKW sowie jenes des Entwurfs einer Antriebsschlupfregelung behandelt.

Das Antriebsstrangmodell wurde entwickelt, um die Längsdynamik eines Fahrzeuges in der bereits vorhandenen Simulationsumgebung MOVES<sup>2</sup> abzubilden, wodurch es möglich ist, die Drehzahl- und Drehmomentverhältnisse im Fahrzeug zu betrachten. Aufbauend darauf können verschiedenste Fahrmanöver unter beliebigen kontrollierbaren Bedingungen simuliert und die daraus resultierenden Ergebnisse für die Auslegung und Optimierung der im Antriebsstrang enthaltenen Komponenten verwendet werden. Zusätzlich können Fahrdynamikregelsysteme und Fahrerassistenzsysteme in das Modell integriert und getestet werden.

Im ersten Teil der Arbeit wurde das Antriebsstrangmodell, bestehend aus Motor, Kupplung, Automatikgetriebe, Differenzialgetriebe und Rädern, entwickelt, wobei besonderes Augenmerk auf die Modularität gelegt wurde. Die Zusammenhänge von Drehzahlen und Drehmomenten in den einzelnen Komponenten wurden vorwiegend durch Differenzialgleichungen, Kennfelder und Kennlinien beschrieben. Mittels Rückwärtssimulation werden die Werte aus einem vorgegebenen Geschwindigkeitsprofil errechnet. Für die Modellierung wurden einige Vernachlässigungen getroffen um die Rechenzeit in Grenzen zu halten und die Komplexität des Modells in einem überschaubaren Rahmen zu halten. So wurden die Kardanwelle und die Radantriebswellen als steif und verlustfrei angenommen und daher nicht berücksichtigt. Die Reibung in den einzelnen Komponenten wurde vernachlässigt oder durch ein konstantes Reibmoment abgebildet. Daneben finden auch thermische Einflüsse im entwickelten Modell keine Berücksichtigung. Das Automatikgetriebe ist in den Drehmomentwandler, der die Funktion der Kupplung übernimmt, und in das Planetengetriebe, das die verschiedenen Übersetzungen beinhaltet, unterteilt. Das Kupplungsmodell wurde zur Gewährleistung der Modularität des Modells implementiert, um in zukünftigen Anwendungen auch Fahrzeuge mit einer mechanischen Reibungskupplung simulieren zu können. Als Eingangsgröße des Antriebsstrangs dient die Gaspedalstellung, über die vom Fahrer ein Drehmomentwunsch an das Fahrzeug abgegeben wird. Die Ausgangsgrößen sind die beiden Drehmomente, die auf das linke bzw. rechte angetriebene Rad wirken.

Im zweiten Teil wurde eine Antriebsschlupfregelung für das vorhandene Fahrzeugmo-

dell entworfen. Diese dient dazu, bei Beschleunigungsvorgängen auf glatter Fahrbahn ein Durchdrehen der Räder zu verhindern und dadurch eine Instabilität des Fahrzeugs zu vermeiden und die Lenkbarkeit zu gewährleisten. Dafür wurde auf zwei verschiedene Regelungsverfahren zurückgegriffen, nämlich auf die klassische PI-Regelung und auf eine Sliding-Mode Regelung.

Für die PI-Regelung war das Setzen einer Anti-Windup Maßnahme aufgrund der vorhandenen Stellgrößenbeschränkung notwendig. Die Reglerparameter wurden durch Simulationsversuche ermittelt. In diesem Rahmen stellte sich heraus, dass der PI-Regler wegen der vorhandenen Parameterschwankungen und äußeren Störeinflüsse, sowie der Nichtlinearitäten des Modells, für die Aufgabe der Antriebsschlupfregelung nicht optimal geeignet ist. Die Parameterermittlung gestaltete sich wegen der Eigenschaften der Regelstrecke als sehr schwierig. Daher wurde auf eine Sliding-Mode-Regelung übergegangen.

Der Sliding-Mode-Regler ist ein Vertreter der strukturvariablen Regelung und stellt ein nichtlineares Regelungsverfahren dar. Er ist robust gegenüber Parameterschwankungen des Modells, gegen äußere Störeinflüsse und gegen Modellunsicherheiten, wodurch er für die Antriebsschlupfregelung sehr gut geeignet ist. Der Reglerentwurf ist mathematisch aufwändiger als beim PI-Regler. In den Simulationsversuchen ist feststellbar, dass sich dieser mathematische Mehraufwand lohnt, da mit dem Sliding-Mode-Regler bessere Ergebnisse erzielt werden können. In weiterer Folge wurde der Regler so erweitert, dass dieser zusätzlich zur Motormomentreduktion auch durch symmetrische Bremsenriffe die Traktion des Fahrzeugs beeinflussen kann. Durch diese Maßnahme konnte das Einschwingverhalten verbessert werden. Anschließend wurde ein integrierender Sliding-Mode-Regler entwickelt, um beim Regelvorgang stationäre Genauigkeit zu erreichen.

Abschließend wurde das Simulationsmodell durch Testfahrten mit einem realen Fahrzeug verifiziert. Im Zuge dieser Testfahrten wurden Beschleunigungsvorgänge bei verschiedenen Startgeschwindigkeiten, mit unterschiedlicher Gangwahl und bei unterschiedlichen Fahrbahnbedingungen durchgeführt. Dabei konnte festgestellt werden, dass das sich das vorliegende Modell erwartungsgemäß verhält und die Realität sehr gut abbildet und somit zum Test und der Simulation von verschiedenen Komponenten sowie von entwickelten Fahrerassistenzsystemen herangezogen werden kann. Die geringfügigen Abweichungen sind auf die bei der Modellbildung getroffenen Annahmen sowie auf die unterschiedlichen Parameter von Versuchsfahrzeug und Simulationsmodell zurückzuführen.

## 5.2 Ausblick

Der wichtigste Punkt zur Verbesserung des Modells ist die Beschaffung von konsistenten Parametern für das gesamte Antriebsstrangmodell, damit ein optimales Zusammenspiel der einzelnen Komponenten gewährleistet werden kann. Zusätzlich wäre eine Modellierung der internen Reibung der Komponenten sowie die Berücksichtigung der Wellen vorteilhaft.

Für zukünftige Arbeiten an der Antriebsschlupfregelung wäre vor allem die Erweiterung des Reglers um den Quersperrenregler sinnvoll, um die Regelung bei  $\mu$ -Split Bedingungen zu verbessern. Weiters könnte eine Anpassung des Sollschlupfs an die Fahrbahnverhältnisse zu einer Qualitätserhöhung der Regelung führen.



# Abbildungsverzeichnis

2.1	Antriebsstrang eines hinterachsgetriebenen Fahrzeugs [26]	4
2.2	Ein- und Ausgangsgrößen des Antriebsstranges	5
2.3	Motor in Simulink	5
2.4	maximales Drehmoment in Abhängigkeit der Drehzahl [8]	7
2.5	Motorschleppmoment in Abhängigkeit der Drehzahl	8
2.6	Schematische Darstellung des Leerlaufreglers	10
2.7	Kupplung in Simulink	11
2.8	Drehmomentwandler in Simulink	13
2.9	Übersetzungsverhältnis des Drehmoments in Abhängigkeit des Drehzahlverhältnisses zwischen Pumpen- und Turbinenrad[13]	15
2.10	Wirkungsgrad des Drehmomentwandlers [13]	16
2.11	Getriebe in Simulink	17
2.12	Schaltlogik für „upshift“	19
2.13	Schaltlogik für „downshift“	20
2.14	Differenzialgetriebe in Simulink	21
3.1	Konzept eines hinterradgetriebenen Fahrzeugs mit ASR, [23]	29
3.2	$\mu$ -s-Kennlinie, [11]	32
3.3	Viertelfahrzeugmodell für den Reglerentwurf, [25]	33
3.4	Antriebsschlupfregler in Simulink	34
3.5	Regelkreis mit Begrenzung und PI-Regler, [9]	35
3.6	PI-Regler mit Anti-Windup	38
3.7	Fahrzeuggeschwindigkeit ohne ASR bei verschiedenen Reibungskoeffizienten $\mu$	39
3.8	Winkelgeschwindigkeit des linken Vorderrades ohne ASR bei verschiedenen Reibungskoeffizienten $\mu$	40
3.9	Schlupf ohne ASR bei verschiedenen Reibungskoeffizienten $\mu$	41
3.10	Fahrzeuggeschwindigkeit mit ASR bei verschiedenen Reibungskoeffizienten $\mu$	42
3.11	Winkelgeschwindigkeit des linken Vorderrades mit ASR bei verschiedenen Reibungskoeffizienten $\mu$	42
3.12	Schlupf mit ASR bei einem Reibungskoeffizienten von $\mu = 0,4$	43
3.13	Fahrzeuggeschwindigkeit mit ASR bei verschiedenen Reibungskoeffizienten $\mu$	48
3.14	Winkelgeschwindigkeit mit ASR bei verschiedenen Reibungskoeffizienten $\mu$	49
3.15	Antriebsschlupf mit ASR bei einem Reibungskoeffizienten von $\mu = 0,4$	50

3.16	Antriebsschlupf mit ASR bei einem Reibungskoeffizienten von $\mu = 0,4$ . . .	51
3.17	Antriebsschlupf mit ASR bei einem Reibungskoeffizienten von $\mu = 0,4$ . . .	54
3.18	Trajektorienverlauf des Reglers bei $\mu = 0,4$ . . . . .	55
3.19	Antriebsschlupf mit ASR bei einem Reibungskoeffizienten von $\mu = 0,4$ . . .	55
4.1	Vergleich des Geschwindigkeitsverlaufs bei Testfahrt und Simulation . . .	60
4.2	Bei der Testfahrt gemessener Verlauf der Winkelgeschwindigkeiten der angetriebenen Räder . . . . .	61
4.3	Aus der Simulation ermittelter Verlauf der Winkelgeschwindigkeiten . . .	61
4.4	Vergleich des Geschwindigkeitsverlaufs bei Testfahrt und Simulation . . .	62
4.5	Bei der Testfahrt gemessener Verlauf der Winkelgeschwindigkeiten der angetriebenen Räder . . . . .	63
4.6	Aus der Simulation ermittelter Verlauf der Winkelgeschwindigkeiten . . .	63
4.7	Bei der Testfahrt gemessener Geschwindigkeitsverlauf . . . . .	64
4.8	Bei der Testfahrt gemessener Verlauf der Winkelgeschwindigkeiten der angetriebenen Räder . . . . .	65
4.9	Simulation der Winkelgeschwindigkeiten der angetriebenen Räder . . . . .	66
4.10	Bei der Testfahrt gemessener Geschwindigkeitsverlauf . . . . .	67
4.11	Bei der Testfahrt gemessener Verlauf der Winkelgeschwindigkeiten der angetriebenen Räder . . . . .	67
4.12	Simulation der Winkelgeschwindigkeiten der angetriebenen Räder . . . . .	68
4.13	Bei der Testfahrt gemessener Geschwindigkeitsverlauf . . . . .	69
4.14	Bei der Testfahrt ermittelter Verlauf der Winkelgeschwindigkeiten der angetriebenen Räder . . . . .	70
4.15	Simulation der Winkelgeschwindigkeiten der angetriebenen Räder . . . . .	71
4.16	Verlauf des Antriebsschlupfs des geregelten angetriebenen Rades . . . . .	71

# Tabellenverzeichnis

2.1	verwendete Symbole im Motormodell . . . . .	6
2.2	verwendete Variablen im Kupplungsmodell . . . . .	11
2.3	verwendete Symbole im Modell des Drehmomentwandlers . . . . .	13
2.4	verwendete Symbole im Getriebemodell . . . . .	17
2.5	verwendete Symbole im Modell des Differenzialgetriebes . . . . .	21
2.6	verwendete Symbole im Modell die angetriebenen Räder . . . . .	23
3.1	Symbole im Viertelfahrzeugmodell . . . . .	31
3.2	Reglerparameter des PI-Reglers . . . . .	36
3.3	Reglerparameter des Sliding-Mode-Reglers . . . . .	44



# Literaturverzeichnis

- [1] M. Ackerl and H. Kraus. Parameterbestimmung für hybride Antriebe, 2011. Interner technischer Bericht des Institutes für Fahrzeugtechnik für die MAGNA Powertrain AG, Graz.
- [2] Jürgen Adamy. *Nichtlineare Regelungen*. Springer, Berlin [u.a.], 2009.
- [3] BMW AG. Automatic Getriebe, <http://www.bmw.de/de/footer/publications-links/technology-guide/automatic-getr>, 14.01.2013.
- [4] Hans-Hermann Braess. *Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik; mit 64 Tabellen*. Vieweg, Braunschweig [u.a.], 1. edition, 2000.
- [5] R. de Castro, R. Araujo, and D. Freitas. Wheel Slip Control of EVs based on Sliding Mode Technique with Conditional Integrators. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, PP(99):1–1, 2012.
- [6] dpa and N24. Kurzer Dreh hilft Spritsparen, [http://www.n24.de/news/newsitem\\_1192800.html](http://www.n24.de/news/newsitem_1192800.html), 30.07.2008.
- [7] Thomas Eigel. Integrierte Längs- und Querführung von Personenkraftwagen mittels Sliding-Mode-Regelung, 2009. Technische Universität Carolo-Wilhemina zu Braunschweig.
- [8] Datenbank Institut für Fahrzeugtechnik. Gasoline Turbocharged Engine, 1.35l, 88kW.
- [9] H. P. Geering and E. Shafai. Regelungstechnik II, 2004. ETH Zürich.
- [10] Wu Guangqiang and Zhang Deming. Shifting Rule Modification Strategy of Automatic Transmission Based on Driver-vehicle-road Environment. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 23(3):346–352, June 2010.
- [11] A. Harifi, A. Aghagolzadeh, G. Alizadeh, and M. Sadeghi. Designing a sliding mode controller for slip control of antilock brake systems. *Transportation Research Part C: Emerging Technologies*, 16(6):731–741, 12 2008.
- [12] Wolfgang Hirschberg and Helmut M. Waser. Fahrzeugdynamik, 2012. Institut für Fahrzeugtechnik, TU Graz.
- [13] Erich Hoepke. *Nutzfahrzeugtechnik; Grundlagen, Systeme, Komponenten ; mit 35 Tabellen*. Vieweg + Teubner, Wiesbaden, 5., vollst. überarb. edition, 2008.
- [14] Rolf Isermann. *Fahrdynamik-Regelung; Modellbildung, Fahrerassistenzsysteme, Mechatronik*. Vieweg, Wiesbaden, 1. edition, 2006.

- [15] A. M. Karmel. A Methodology for Modeling the Dynamics of the Mechanical Paths of Automotive Drivetrains with Automatic Step-Transmissions. In *American Control Conference, 1986*, pages 279–284, 18.-20. Juni 1986.
- [16] Hassan K. Khalil. *Nonlinear systems*. Prentice Hall, Upper Saddle River, NJ, 3. edition, 2002.
- [17] Uwe Kiencke and Lars Nielsen. *Automotive control systems; for engine, driveline, and vehicle ; 13 tables*. Springer, Berlin [u.a.], 2. edition, 2005.
- [18] Harald Kraus and Christoph Schreiner. Benutzerhandbuch *MOVES<sup>2</sup>*, 2012. Graz.
- [19] Dirk Mauermann. Echtzeitsimulation detaillierter Fahr- und Antriebsstrangdynamik, 2004. Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt, Oberpfaffenhofen.
- [20] Manfred Mitschke and Henning Wallentowitz. *Dynamik der Kraftfahrzeuge*. Springer, Berlin [u.a.], 4., neubearb. edition, 2004.
- [21] Haymo Niederkofler. Analyse radselektiv eingreifender Fahrdynamikregelsysteme für die Anwendung in elektromechanischen Corner-Modulen, 2012. Graz University of Technology.
- [22] Jian Pei, Li-Ming Zhao, De-Jun Wang, and Liang Chu. FUZZY PID CONTROL OF TRACTION SYSTEM FOR VEHICLES. In *Machine Learning and Cybernetics, 2005. Proceedings of 2005 International Conference on*, volume 2, pages 773–777 Vol. 2, Guangzhou, 18.-21. August 2005.
- [23] Konrad Reif. *Fahrstabilisierungssysteme und Fahrerassistenzsysteme*. Vieweg+Teubner Verlag / GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden; SpringerLink (Online service), Wiesbaden, 1. edition, 2010.
- [24] Hans Albert Richard and Manuela Sander. *Technische Mechanik. Dynamik; Grundlagen effektiv und anwendungsnah*. Friedr. Vieweg & Sohn Verlag | GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden; SpringerLink (Online service), Wiesbaden, 1. edition, 2008.
- [25] M. Ringdorfer and M. Horn. A Robust Wheel Slip Controller for a Hybrid Braking System. 59:1693–1697, 2011.
- [26] Esfandiar Shafai. Fahrzeugemulation an einem dynamischen Verbrennungsmotor-Prüfstand, 1990. ETH Zürich.
- [27] Jean-Jacques E. Slotine and Weiping Li. *Applied nonlinear control*. Prentice-Hall, Englewood Cliffs, NJ, 1. edition, 1991.
- [28] Karl J. Åström and Tore Hägglund. *PID Controllers: Theory, Design, and Tuning*. Instrument Society of America, Research Triangle Park, NC, 2. edition, 1995.
- [29] Stephan Vorholt. Untersuchung und Simulation von Reibschwingungen an einer Wandlerüberbrückungskupplung, 2010. Ruhr-Universität Bochum.

- [30] Hermann Winner, Stephan Hakuli, and Gabriele Wolf. *Handbuch Fahrerassistenzsysteme; Grundlagen, Komponenten und Systeme für aktive Sicherheit und Komfort*. Vieweg+Teubner Verlag / GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden; SpringerLink (Online service), Wiesbaden, 1. edition, 2009.