



Stefan Tschiggerl, BSc

Entwurf und Implementierung einer adaptiven Geschwindigkeitsregelung in einem ABS-Prüfstand

MASTERARBEIT

zur Erlangung des akademischen Grades

Diplom-Ingenieur

Masterstudium Telematik

eingereicht an der

Technischen Universität Graz

Betreuer

Ass.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Markus Reichhartinger

Institut für Regelungs- und Automatisierungstechnik

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. Das in TUGRAZonline hochgeladene Textdokument ist mit der vorliegenden Masterarbeit identisch.

Datum

Unterschrift

Kurzfassung

Die zunehmende Verbreitung von elektrischen Antrieben in der Automobilindustrie bietet neue Möglichkeiten. Ein über einen Elektromotor angetriebenes Rad kann dabei sowohl beschleunigt als auch gebremst werden, während bei einer konventionellen Antriebseinheit mit Verbrennungskraftmotor stets eine hydraulische Bremseinheit notwendig ist.

Ziel dieser Masterarbeit ist der Entwurf sowie die Implementierung einer Geschwindigkeitsregelung, mit der vorgegebene Geschwindigkeitsprofile durch geeignete Vorgabe eines Antriebsmomentes des Elektromotors nachgefahren werden können. Dabei soll ein Regelungskonzept zum Einsatz kommen, mit dem sowohl das Beschleunigen als auch das Bremsen mit ein und demselben Regler unter Einhaltung vorgegebener Grenzen für den Radschlupf möglich ist. Der entworfene Regler soll neben einer numerischen Simulation auch in einem ABS-Prüfstand, der den Antriebsstrang eines Viertelfahrzeuges nachbildet, implementiert und getestet werden.

Inhaltsverzeichnis

1. Einleitung	9
1.1. Umsetzung in einem ABS-Prüfstand	9
1.2. Gliederung der Arbeit	11
2. Modellbildung	13
2.1. Modellierung eines Viertelfahrzeuges	13
2.2. Modellbildung des ABS-Prüfstandes	14
2.2.1. Numerisches Differenzieren der Winkelgeschwindigkeiten	15
2.2.2. Parameteridentifikation	16
2.2.2.1. Trägheitsmoment der Walze	16
2.2.2.2. Auslaufversuch entkoppelt	17
2.2.2.3. Auslaufversuch gekoppelt	19
2.2.3. Identifikation der Schlupfcharakteristik	21
2.2.4. Modellvalidierung	25
3. Regelungskonzept	27
3.1. Beobachter für die Reibkraft	28
3.1.1. Verwendung der Differentialgleichung für die Walze	28
3.1.2. Verwendung der Differentialgleichung für den Reifen	30
3.2. Schlupfregler	31
3.2.1. Verwendung eines (P)I-Reglers	32
3.2.2. Verwendung eines Zustandsreglers	35
3.3. Korrektur der Winkelgeschwindigkeiten	39
3.4. Geschwindigkeitsregler	41
3.5. Fazit	43
4. Matlab Skripts und Simulink Koppelpläne	45
4.1. Simulationsmodell	46
4.2. Automation Studio Target for Simulink	46
4.3. Schlupf- und Geschwindigkeitsregler	51
5. Inbetriebnahme des ABS-Prüfstandes	53
5.1. Automation Studio Projekt	53
5.2. Ansteuerung des ACOPOS Antriebsverstärkers	55
5.3. Sensoren, Aktoren und I/O Zuordnung	57
5.4. Hydraulik	61
5.4.1. Höhenregler für die Walze	61
A. Schritt für Schritt Anleitungen	65
A.1. Einstellung der Walzenhöhe	65
A.1.1. Manuell	65
A.1.2. Mit Höhenregler	65

A.2. ACOPOS Antriebsverstärker	66
A.2.1. Verfügbare Zustände	66
A.3. Schlupf- und Geschwindigkeitsregler	67
A.4. Aktivieren der Bremse	67
Literaturverzeichnis	69

1. Einleitung

In einem modernen Fahrzeug kommen zahlreiche Regelungen vor. Zwei sehr wichtige Systeme davon, die vor allem für die Fahrzeugsicherheit sorgen, sind das Antiblockiersystem (ABS) sowie die Antriebsschlupfregelung (ASR). Wie man anhand der unterschiedlichen Namen für diese beiden Systeme feststellen kann, gibt in einem Fahrzeug mit konventionellem Verbrennungskraftmotor zwei getrennte Teilsysteme: Das Antiblockiersystem für das Bremsen sowie die Antriebsschlupfregelung für das Beschleunigen.

Die Verwendung eines Elektroantriebes bietet neue Möglichkeiten, da ein elektrisch angetriebenes Rad sowohl beschleunigt als auch gebremst werden kann. Das Bremsen über den Elektroantrieb hat zudem den Vorteil, dass die freigewordene Energie zum Laden der Batterie verwendet werden kann. Im Gegensatz dazu ist bei einer konventionellen Antriebseinheit mit Verbrennungskraftmotor stets eine hydraulische Bremseinheit notwendig. Daher resultieren bei solchen Antriebseinheiten auch zwei getrennte Schlupfregler für das Beschleunigen (ASR) sowie das Bremsen (ABS). Die Anwendung eines Elektromotors motiviert den Einsatz eines Regelungskonzeptes, das sowohl das Beschleunigen als auch das Bremsen mit ein und demselben Regler ermöglicht.

Ziel dieser Masterarbeit ist der Entwurf sowie die Implementierung einer Geschwindigkeitsregelung, mit der vorgegebene Geschwindigkeitsprofile nachgefahren werden können. Der entworfene Regler soll dabei sowohl das Beschleunigen als auch das Bremsen des Fahrzeuges durch geeignete Vorgabe eines Antriebsmomentes des Elektromotors übernehmen.

Adaptive Geschwindigkeitsregelungen (engl.: „Automatic Cruise Control“) sowie Schlupfregler werden von zahlreichen Forschungsgruppen behandelt. Schlupfregler kommen beispielsweise bei Antiblockiersystemen (ABS) zum Einsatz. Aufgrund von Unsicherheiten in der nichtlinearen Schlupfcharakteristik, die abhängig von der Fahrsituation (Straßenuntergrund, Straßenneigung, Beladungsgewicht des Fahrzeuges, etc.) sind, werden öfters Sliding-Mode Regelungskonzepte als Schlupfregler sowie Sliding-Mode Beobachter zur Reibkraftbestimmung vorgeschlagen [6, 13]. Aber auch andere Konzepte, wie eine Fuzzy-Regelung, sind z.B. in [9] zu finden. In [3, 4] werden Regelungssysteme sowohl für Antiblockiersysteme (ABS) als auch für Antriebsschlupfregelungen (ASR) behandelt. Schlupfregler für sowohl ABS- als auch ASR-Systeme mit Sliding-Mode Reglern *zweiter* Ordnung werden in [1] behandelt, die kontinuierliche Stellgrößen liefern und somit das „Chattering-Problem“ von Sliding-Mode Reglern *erster* Ordnung vermeiden.

1.1. Umsetzung in einem ABS-Prüfstand

In der Praxis kommt bei Elektroautos sehr häufig der Fall vor, dass entweder die zwei Vorder- oder Hinterräder oder sogar alle vier Räder mit individuellen Elektromotoren angetrieben werden. Die Situation für eines dieser individuell angetriebenen Räder kann dabei sehr gut mit einem der vorhandenen ABS-Prüfstände des Instituts für Regelungs- und Automatisierungstechnik nachempfunden werden. Für diese Arbeit wurde der ABS-Prüfstand aus Abbildung 1.1 verwendet. Hierbei treibt ein Elektromotor einen Mopedreifen an, der mit einer hydraulisch

höhenverstellbaren Walze über Reibung gekoppelt werden kann (vgl. Abbildung 1.2). Die Walze stellt dabei eine endlose Straße dar, deren Masse im Verhältnis zum Antriebsstrang inkl. Mopedreifen so bemessen ist, dass ein einigermaßen realistisches Szenario eines realen Autos nachempfunden werden kann. Durch Variation der Walzenhöhe können unterschiedliche Anpresskräfte zwischen Reifen und Walze und somit verschiedene Reibungskoeffizienten „der Straße“ nachgestellt werden.

Bei diesem ABS-Prüfstand kann sowohl der Reifen als auch die Walze individuell mit hydraulischen Scheibenbremsen gebremst werden. Der Aufbau des Bremsdruckes erfolgt über ein Bremspedal, das entweder manuell oder über einen Hydraulikzylinder bedient werden kann, wodurch auch ein programmgesteuertes Bremsen möglich ist.

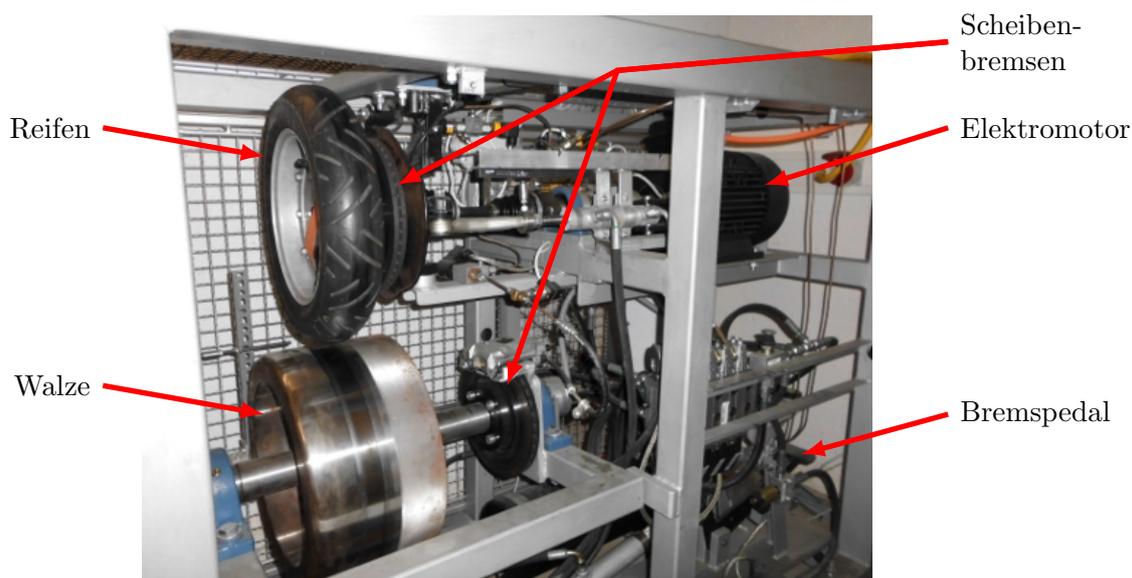


Abbildung 1.1.: Komponenten des verwendeten ABS-Prüfstandes. Ein elektrisch angetriebener Mopedreifen kann mit einer Stahlwalze gekoppelt werden.

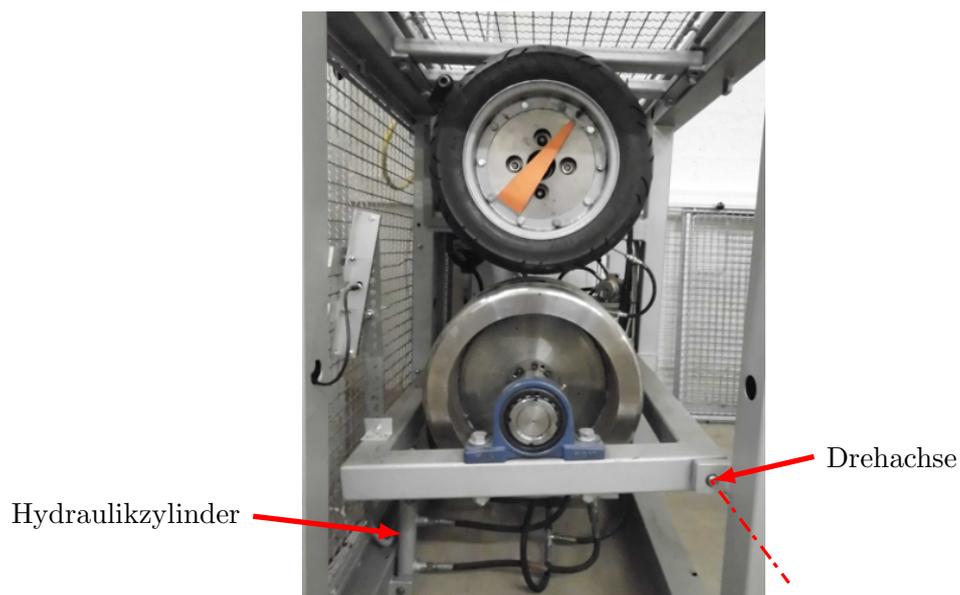


Abbildung 1.2.: Vorderansicht des verwendeten ABS-Prüfstandes. Ein Hydraulikzylinder ermöglicht eine Höhenverstellung der Walze und somit eine Änderung der Anpresskraft zwischen Reifen und Walze. Damit können unterschiedliche Straßenverhältnisse nachgestellt werden.

1.2. Gliederung der Arbeit

In Kapitel 2 wird zunächst eine mathematische Modellierung eines Viertelfahrzeuges durchgeführt. Im Anschluss daran erfolgt eine detaillierte Modellbildung für den ABS-Prüfstand. Das implementierte Regelungskonzept mit zugehörigen Messergebnissen ist in Kapitel 3 erläutert. Kapitel 4 gibt einen Überblick über erstellte MATLAB Skripten sowie SIMULINK Koppelpläne. In Kapitel 5 wird der Aufbau des ABS-Prüfstandes hinsichtlich Sensoren und Aktoren sowie deren Inbetriebnahme mit Bernecker und Rainer (B&R) Komponenten und Automation Studio beschrieben.

2. Modellbildung

In diesem Kapitel wird zunächst ein sehr einfaches Modell für ein Viertelfahrzeug hergeleitet, da das implementierte Regelungskonzept für ein reales Fahrzeug gedacht ist. Dieses Modell soll danach als Vergleich zu jenem des ABS-Prüfstandes dienen, um die Ähnlichkeiten aufzuzeigen.

2.1. Modellierung eines Viertelfahrzeuges

Ein sehr rudimentäres Modell eines Fahrzeuges ergibt sich, wenn man die Radaufhängung vernachlässigt und annimmt, dass sich die Masse des Autos gleichmäßig auf alle vier Räder aufteilt [12]. Abbildung 2.1 zeigt die Skizze dieses vereinfacht gedachten Modells eines Viertelaautos. In Abbildung 2.2 ist das befreit gedachte Modell skizziert, für das sich die beiden Differentialgleichungen

$$J \frac{d\omega}{dt} = M_a - M_b - M_r - F r \quad (2.1a)$$

$$m \frac{dv}{dt} = F - F_w \quad (2.1b)$$

ergeben. Dabei bezeichnet M_a das Antriebsmoment des Elektromotors und stellt somit die Eingangsgröße von System (2.1) dar. Das Trägheitsmoment J fasst die Trägheitsmomente des gesamten Antriebsstranges zusammen, der grob aus Elektromotor, Reifen, Kupplung und Welle

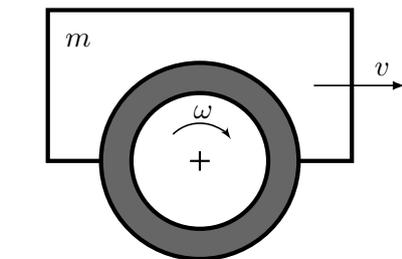


Abbildung 2.1.: Vereinfachtes Modell eines Viertelaautos mit nur einem Reifen und Masse m . Die Radaufhängung wird vernachlässigt.

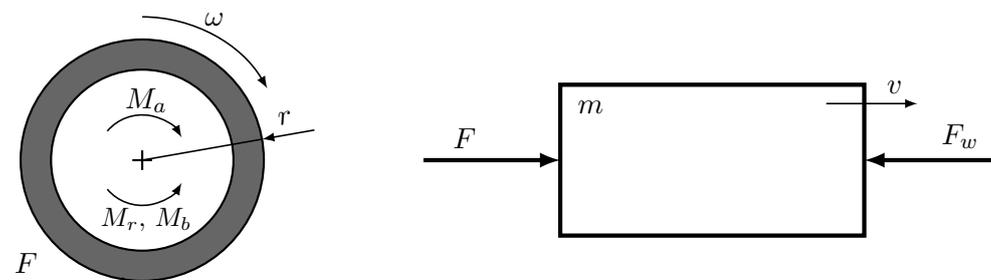


Abbildung 2.2.: Freigemachtes, vereinfachtes Modell eines Viertelaautos mit nur einem Reifen und Masse m .

besteht. Die Größen M_b bzw. M_r stellen das Bremsmoment bzw. das Reibmoment (Lagerreibung, Reibung im Elektromotor etc.) dar. Die Masse m bedeutet in diesem Modell ein Viertel der Gesamtmasse des Fahrzeuges. Die Reibkraft F stellt die Kopplung zwischen dem Reifen und der Straße dar und bewirkt somit eine Kraftwirkung auf das Fahrzeug bzw. schlussendlich eine Veränderung der Geschwindigkeit v des Fahrzeuges gegenüber der Straße. Man beachte, dass im Allgemeinen $v \neq \omega r$ gilt, da sonst die Kraft F Null sein würde! Man spricht in diesem Zusammenhang vom sogenannten Schlupf, der eine relative Größe der Geschwindigkeitsdifferenz aus Geschwindigkeit v des Fahrzeuges sowie der Umfangsgeschwindigkeit ωr des Reifens darstellt. Die Widerstandskraft F_w fasst unbekannte, aber beschränkte Größen wie den Luftwiderstand oder etwa eine Gegenkraft aufgrund einer Neigung der Straße zusammen.

2.2. Modellbildung des ABS-Prüfstandes

Abbildung 2.3 zeigt das freigemachte Modell des ABS-Prüfstandes bestehend aus Reifen und Walze. Durch Anwendung des Drallsatzes ergeben sich die beiden Differentialgleichungen

$$J_R \frac{d\omega_R}{dt} = M_a - M_{b,R} - M_{r,R} - F r_R \quad (2.2a)$$

$$J_W \frac{d\omega_W}{dt} = F r_W - M_{b,W} - M_{r,W} \quad (2.2b)$$

$$v = \omega_W r_W \quad (2.2c)$$

sowie die Ausgangsgleichung der „Fahrzeuggeschwindigkeit“ v , die der Umfangsgeschwindigkeit der Walze entspricht. In den beiden Gleichungen wurden die beiden Subskripts R für den Reifen sowie W für die Walze verwendet. Vergleicht man dieses Modell mit dem System (2.1) des Viertelfahrzeuges, so erkennt man, dass anstelle der Masse m das Trägheitsmoment J_W der Walze verwendet wird. Ebenso kommt in beiden Gleichungen ein Bremsmoment $M_{b,R}$ bzw. $M_{b,W}$ vor, da der ABS-Prüfstand, wie in der Einleitung erwähnt, die Möglichkeit bietet, sowohl Reifen als auch Walze zu bremsen. Bei einem realen Fahrzeug gibt es $M_{b,W}$ natürlich nicht! Ein weiterer Unterschied zum Viertelfahrzeug stellt die fehlende Widerstandskraft F_w dar, die bei einem Prüfstand nicht vorhanden ist. Dafür wird jedoch ein Reibmoment berücksichtigt. Wie schon beim Viertelfahrzeug stellt auch hier das Antriebsmoment M_a des Elektromotors die Eingangsgröße von System (2.2) und die Reibkraft F die einzige Kopplung zwischen Reifen und der „Straße“ (Walze) dar.

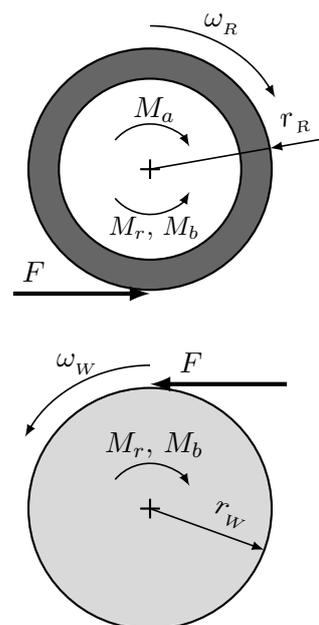


Abbildung 2.3.: Modellierung von Reifen und Walze des Prüfstandes.

Von diesem Modell sind einige Parameter unbekannt und müssen bestimmt werden. In den folgenden Abschnitten werden die Trägheitsmomente J_R bzw. J_W sowie ein geeignetes Reibmodell mit zugehörigen Parametern ermittelt. Ebenso wird die Charakteristik der Kraft F in Bezug auf den Schlupf bestimmt.

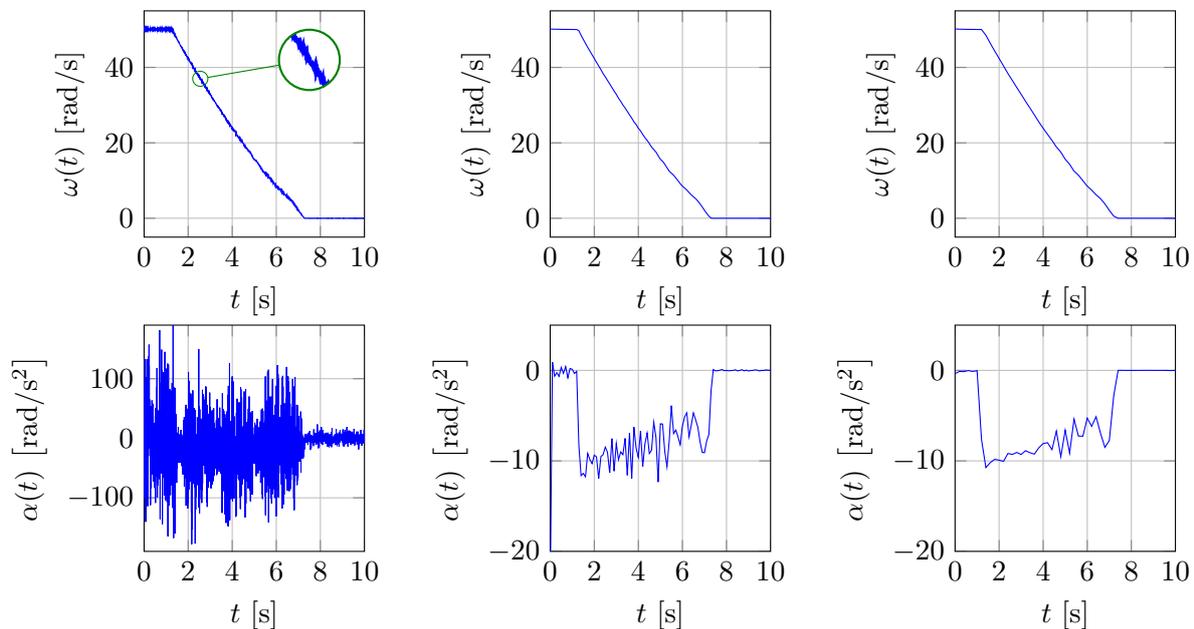
2.2.1. Numerisches Differenzieren der Winkelgeschwindigkeiten

Zur Bestimmung der Parameter in den nachfolgenden Abschnitten wird die Winkelbeschleunigung $\alpha = \frac{d\omega}{dt}$ benötigt. Da lediglich die Winkelgeschwindigkeiten ω messbar sind, werden die zugehörigen Winkelbeschleunigungen α durch numerisches Differenzieren ermittelt. Da die Messdaten mit sehr hoher Abtastrate $T_d = 1$ ms aufgenommen wurden, ist eine Berechnung der Winkelbeschleunigung α mittels eines Differenzenquotientens

$$\alpha_k = \frac{\omega_k - \omega_{k-1}}{T_d} \quad (2.3)$$

nicht zielführend, da die Messsignale leicht verrauscht sind (siehe Abbildung 2.4a). Wie man anhand Abbildung 2.4b erkennen kann, reicht bereits einfaches Glätten *vor* der Berechnung des Differenzenquotientens mit (2.3) aus, um ein zufriedenstellendes, für spätere Betrachtungen ausreichend genaues Ergebnis zu erhalten. Diese Glättung wurde mit einem Moving-Average-Filter und der Matlabfunktion `smooth` durchgeführt. Die Verwendung dieser Matlabfunktion gegenüber einer Verwendung von z.B. `filter` hat den Vorteil, dass das Signal *nicht* phasenverschoben ist, jedoch die *Curve Fitting Toolbox* erfordert. Für einige Berechnungen zur Parameteridentifikation wird eine Datenreduktion („Downsampling“) durchgeführt, um den Rechenaufwand überschaubar zu halten. Abbildung 2.4c zeigt das Ergebnis der Berechnung des Differenzenquotientens nach dem Glätten sowie anschließender Reduktion der Daten um den Faktor N . Hierbei berechnet sich die Winkelbeschleunigung α mit

$$\alpha_k = \frac{\omega_k - \omega_{k-1}}{N T_d}. \quad (2.4)$$



(a) Differenzenquotient mit Originaldaten.

(b) Differenzenquotient mit geglätteten Originaldaten.

(c) Differenzenquotient nach dem Glätten und „Downsampling“ der Originaldaten.

Abbildung 2.4.: Numerisches Differenzieren mit Differenzenquotienten. Direkte Anwendung auf verrauschte Originaldaten in Abbildung 2.4a ist nicht zielführend. Vorheriges Glätten (Abbildung 2.4b) oder sogar Glätten und „Downsampling“ (Abbildung 2.4c) der Daten bringt Abhilfe.

2.2.2. Parameteridentifikation

Zur Bestimmung der unbekannt Parameter des Systems (2.2) wird im Wesentlichen wie in [7] vorgegangen. Da die Geometrie der Walze sowie deren Material sehr gut bekannt ist, kann das Trägheitsmoment J_W der Walze sehr gut analytisch berechnet werden. Damit gelingt es durch zwei Auslaufversuche (Reifen und Walze entkoppelt sowie gekoppelt) die restlichen Parameter (Trägheitsmoment J_R sowie Reibungskoeffizienten) zu bestimmen. Das Trägheitsmoment J_R des Antriebsstranges wird experimentell bestimmt, da dieser aus mehreren Komponenten wie dem Elektromotor, der Kupplung, der Antriebswelle sowie dem Reifen mit Scheibenbremse besteht. Eine analytische Berechnung wäre daher komplizierter, da Geometrie und Materialdaten dieser Komponenten nur bedingt bekannt sind.

2.2.2.1. Trägheitsmoment der Walze

Das Trägheitsmoment J_W der Stahlwalze kann analytisch berechnet werden. Die Geometrie der Walze ist in Abbildung 2.5 skizziert. Die zugehörigen Abmessungen sind in Tabelle 2.1 aufgelistet. Als Material wird Stahl mit einer Dichte $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$ verwendet.

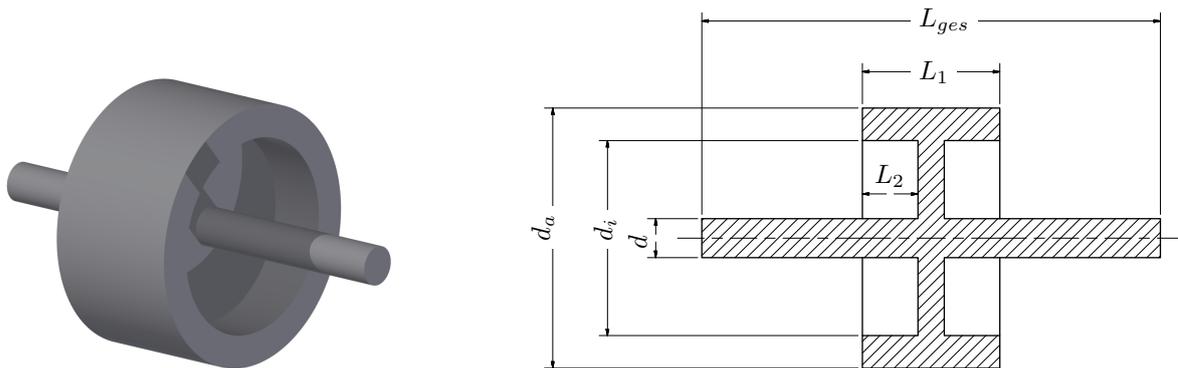


Abbildung 2.5.: Geometrie der Walze und Benennung der Abmessungen.

L_{ges}	L_1	L_2	d	d_a	d_i
700 mm	210 mm	85 mm	60 mm	400 mm	300 mm

Tabelle 2.1.: Geometriedaten der Walze für die Größen in Abbildung 2.5.

Zur Berechnung der Masse m_W sowie des Trägheitsmoments J_W wird die Walze aus drei zylindrischen Teilen betrachtet, wobei darauf zu achten ist, dass keine Teile mehrfach berücksichtigt werden:

- Welle (Länge $L_{ges} - L_1 + 2 L_2$ (ohne „Mittelsteg“), Durchmesser d)
- Zylinder (Länge L_1 , Durchmesser d_a)
- Ausnehmung des Zylinders (Länge $2 L_2$, Durchmesser d_i)

Die Trägheitsmomente dieser einzelnen Teile können ganz einfach addiert bzw. subtrahiert werden, da sie sich auf dieselbe Achse beziehen. Allgemein berechnet sich die Masse sowie das

Trägheitsmoment eines Zylinders mit Durchmesser d und Länge l mit:

$$m = \rho \frac{d^2 \pi}{4} l$$

$$J = \frac{1}{8} m d^2 = \frac{1}{32} \rho \pi d^4 l.$$

Damit ergibt sich als Masse für die Walze:

$$m_W = \underbrace{\rho \frac{d^2 \pi}{4} (L_{ges} - L_1 + 2 L_2)}_{\text{Welle}} + \underbrace{\rho \frac{d_a^2 \pi}{4} L_1}_{\text{Zylinder}} - \underbrace{\rho \frac{d_i^2 \pi}{4} 2 L_2}_{\text{Ausnehmung}}$$

$$= \frac{\rho \pi}{4} (d^2 (L_{ges} - L_1 + 2 L_2) + d_a^2 L_1 + 2 d_i^2 L_2)$$

Das Trägheitsmoment der Walze berechnet sich mit:

$$J_W = \underbrace{\frac{1}{32} \rho \pi d^4 (L_{ges} - L_1 + 2 L_2)}_{\text{Welle}} + \underbrace{\frac{1}{32} \rho \pi d_a^4 L_1}_{\text{Zylinder}} - \underbrace{\frac{1}{32} \rho \pi d_i^4 2 L_2}_{\text{Ausnehmung}}$$

$$= \frac{\rho \pi}{32} (d^4 (L_{ges} - L_1 + 2 L_2) + d_a^4 L_1 + 2 d_i^4 L_2)$$

In Tabelle 2.2 sind die berechneten Werte für die Masse m_W sowie das Trägheitsmoment J_W der Walze für die Geometriedaten aus Tabelle 2.1 ersichtlich.

m_W	J_W
127.48 kg	3.089 kg m ²

Tabelle 2.2.: Berechnete Parameter der Walze für die Geometriedaten aus Tabelle 2.1.

2.2.2.2. Auslaufversuch entkoppelt

Abbildung 2.6 zeigt die Winkelgeschwindigkeiten von Reifen und Walze des entkoppelten Auslaufversuches. Damit ist gemeint, dass der Reifen und die Walze zunächst auf Geschwindigkeit gebracht werden und anschließend ohne Kontakt unabhängig voneinander auslaufen. Damit sind die Größen M_a , M_b sowie F in System (2.2) gleich Null. Es wirken lediglich Reibmomente, die ein Abbremsen von Reifen und Walze zur Folge haben. Wie man anhand Abbildung 2.6 erkennen kann, verlaufen die beiden Winkelgeschwindigkeiten nicht genau linear, d.h. die Geschwindigkeit wird nicht konstant verzögert, weshalb der Ansatz

$$M_r = M_c \text{sign}(\omega) + M_v \omega$$

als Reibmodell verwendet wird. Dabei bezeichnet M_c einen positiven Parameter zur Beschreibung der trockenen (Coulombschen) Reibung und M_v einen positiven Reibparameter der viskosen Reibung.

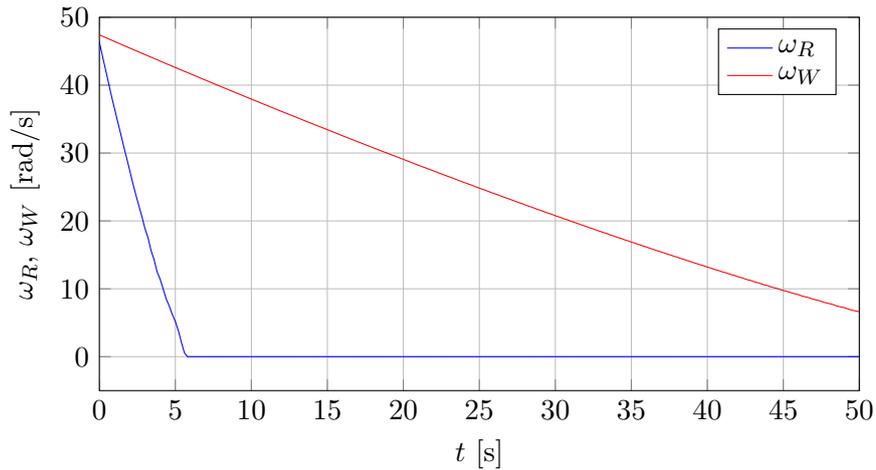


Abbildung 2.6.: Auslaufversuch, wobei Reifen und Walze entkoppelt sind ($M_a = M_b = F = 0$).

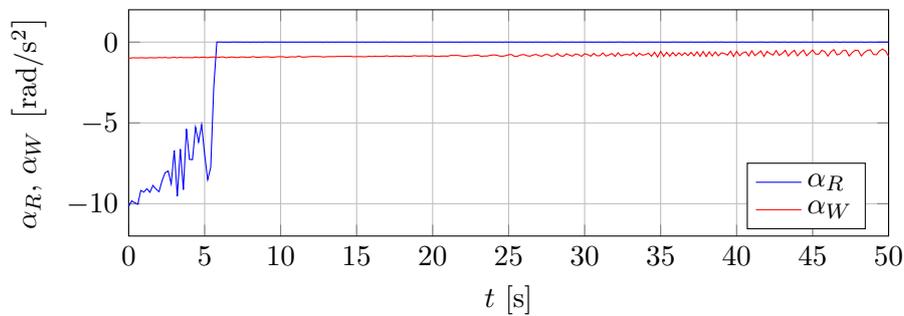


Abbildung 2.7.: Winkelbeschleunigungen $\alpha(t)$ des entkoppelten Auslaufversuches ($M_a = M_b = F = 0$).

Mit $M_a = M_b = F = 0$ vereinfacht sich System (2.2) zu

$$\frac{d\omega_R}{dt} = \alpha_R = -\frac{M_{r,R}}{J_R} = -\underbrace{\frac{M_{c,R}}{J_R}}_{c_{1,R}} \text{sign}(\omega_R) - \underbrace{\frac{M_{v,R}}{J_R}}_{c_{2,R}} \omega_R \quad (2.5a)$$

$$\frac{d\omega_W}{dt} = \alpha_W = -\frac{M_{r,W}}{J_W} = -\underbrace{\frac{M_{c,W}}{J_W}}_{c_{1,W}} \text{sign}(\omega_W) - \underbrace{\frac{M_{v,W}}{J_W}}_{c_{2,W}} \omega_W, \quad (2.5b)$$

wobei die Winkelgeschwindigkeiten ω_R sowie ω_W und die Winkelbeschleunigungen α_R sowie α_W als bekannt angenommen werden. Die Winkelbeschleunigungen wurden mit der in Abschnitt 2.2.1 beschriebenen Methode aus den gemessenen Winkelgeschwindigkeiten berechnet und sind in Abbildung 2.7 ersichtlich. Für ein einheitliches Vorgehen wurden zunächst beide Differentialgleichungen durch das entsprechende Trägheitsmoment dividiert.

Zur Berechnung der Koeffizienten c_1 bzw. c_2 können beide Differentialgleichungen (2.5a) bzw. (2.5b) in Form eines überbestimmten, linearen Gleichungssystems

$$\mathbf{z} = \mathbf{A}\mathbf{x}$$

dargestellt werden. Mit der Methode der kleinsten Fehlerquadrate kann ein Schätzwert $\hat{\mathbf{x}}$ mit

$$\hat{\mathbf{x}} = (\mathbf{A}^T \mathbf{A})^{-1} \mathbf{A}^T \mathbf{z}$$

berechnet werden, sodass die Summe der Fehlerquadrate minimal wird. Beispielhaft für den Reifen ergibt sich für k Messwerte das überbestimmte Gleichungssystem

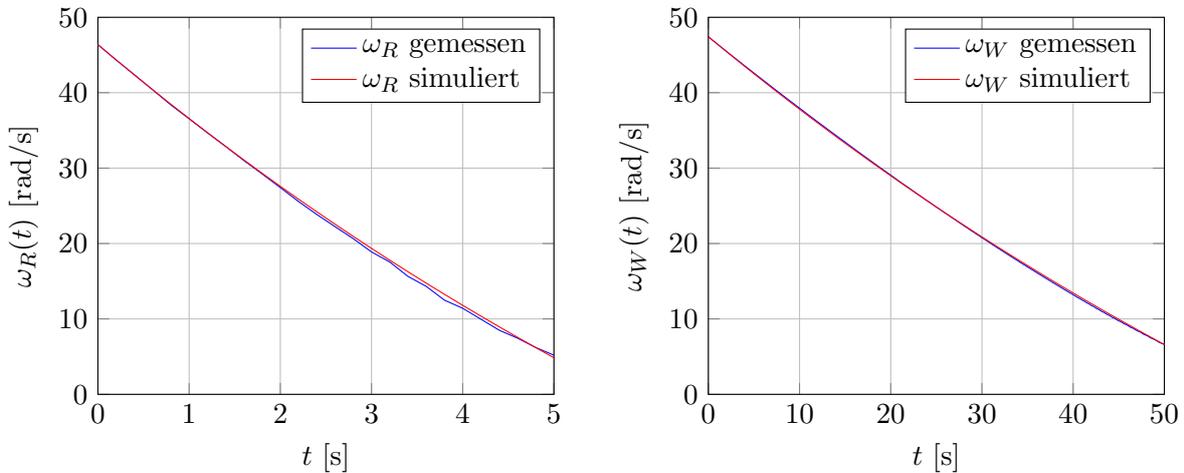
$$\underbrace{\begin{bmatrix} \alpha_{R,1} \\ \alpha_{R,2} \\ \vdots \\ \alpha_{R,k} \end{bmatrix}}_{=\mathbf{z}} = \underbrace{\begin{bmatrix} -\text{sign}(\omega_{R,1}) & -\omega_{R,1} \\ -\text{sign}(\omega_{R,1}) & -\omega_{R,1} \\ \vdots & \vdots \\ -\text{sign}(\omega_{R,k}) & -\omega_{R,k} \end{bmatrix}}_{=\mathbf{A}} \underbrace{\begin{bmatrix} c_{1,R} \\ c_{2,R} \end{bmatrix}}_{=\mathbf{x}}.$$

In Tabelle 2.3 sind die ermittelten Koeffizienten c_1 bzw. c_2 für den Reifen sowie für die Walze ersichtlich, wobei diese mit Matlab unter der Zuhilfenahme des Befehles `pinv` zur Bestimmung der Pseudoinverse $(\mathbf{A}^T \mathbf{A})^{-1} \mathbf{A}^T$ berechnet wurden. Die mit einer Abtastzeit von $T_d = 1$ ms aufgenommenen Messwerte wurden entsprechend downgesampled (auf einige hundert Datenpunkte), um den Rechenaufwand der Pseudoinverse überschaubar zu halten.

$c_{1,R}$	$c_{2,R}$	$c_{1,W}$	$c_{2,W}$
6.264	0.0853	0.601	0.0084

Tabelle 2.3.: Berechnete Koeffizienten c_i mittels kleinster Fehlerquadrate.

Zur Überprüfung der ermittelten Koeffizienten c_1 bzw. c_2 wurden die Differentialgleichungen (2.5a) bzw. (2.5b) simuliert. Wie in Abbildung 2.8 ersichtlich, stimmen Simulation und gemessene Werte ausreichend gut überein, womit das verwendete Reibmodell ein geeignetes darstellt.



(a) Vergleich für den Reifen.

(b) Vergleich für die Walze.

Abbildung 2.8.: Vergleich der gemessenen mit den simulierten Werten des entkoppelten Auslaufversuches für Reifen und Walze.

2.2.2.3. Auslaufversuch gekoppelt

Das noch unbekannte Trägheitsmoment J_R des Antriebsstranges inkl. Reifen kann mit einem gekoppelten Auslaufversuch bestimmt werden. Dazu werden Reifen und Walze auf Geschwindigkeit gebracht und der Kontakt beibehalten. Abbildung 2.9 zeigt die resultierenden Winkelgeschwindigkeiten, wobei $\omega_R \approx \omega_W$ gilt. Für diesen Versuch sind lediglich M_a sowie M_b gleich Null. Da ein Kontakt vorhanden ist, gibt es auch eine Reibkraft F .

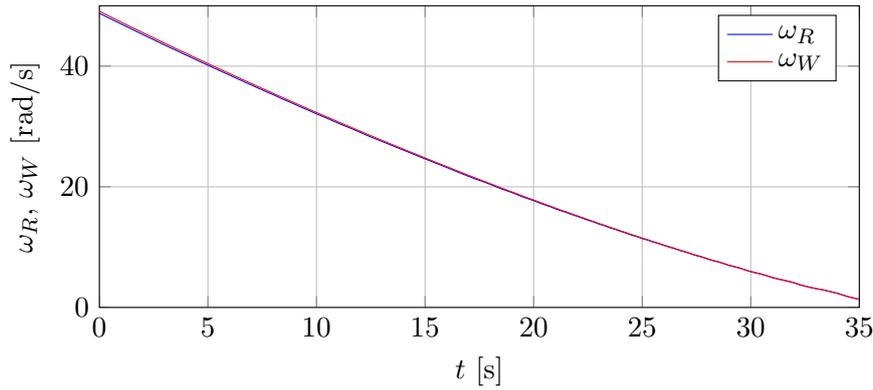


Abbildung 2.9.: Auslaufversuch, wobei Reifen und Walze gekoppelt sind ($M_a = M_b = 0$).

Mit $M_a = M_b = 0$ vereinfacht sich System (2.2) nach jeweiliger Division durch den Reifenradius r_R bzw. r_W zu

$$\frac{J_R}{r_R} \frac{d\omega_R}{dt} = -\frac{M_{r,R}}{J_R} \frac{J_R}{r_R} - F = -\frac{J_R}{r_R} c_{1,R} \text{sign}(\omega_R) - \frac{J_R}{r_R} c_{2,R} \omega_R - F \quad (2.6a)$$

$$\frac{J_W}{r_W} \frac{d\omega_W}{dt} = -\frac{M_{r,W}}{J_W} \frac{J_W}{r_W} + F = -\frac{J_W}{r_W} c_{1,W} \text{sign}(\omega_W) - \frac{J_W}{r_W} c_{2,W} \omega_W + F. \quad (2.6b)$$

Durch Addition der beiden Gleichungen fällt die Reibkraft F heraus:

$$\frac{J_R}{r_R} \underbrace{\left(\frac{d\omega_R}{dt} + c_{1,R} \text{sign}(\omega_R) + c_{2,R} \omega_R \right)}_{\alpha_R} = -\frac{J_W}{r_W} \underbrace{\left(\frac{d\omega_W}{dt} + c_{1,W} \text{sign}(\omega_W) + c_{2,W} \omega_W \right)}_{\alpha_W}$$

Das Trägheitsmoment J_R wurde wiederum mit der Methode der kleinsten Fehlerquadrate ermittelt, wobei das überbestimmte Gleichungssystem

$$\underbrace{-\frac{J_W}{r_W} \begin{bmatrix} \alpha_{W,1} + c_{1,W} \text{sign}(\omega_{W,1}) + c_{2,W} \omega_{W,1} \\ \alpha_{W,2} + c_{1,W} \text{sign}(\omega_{W,2}) + c_{2,W} \omega_{W,2} \\ \vdots \\ \alpha_{W,k} + c_{1,W} \text{sign}(\omega_{W,k}) + c_{2,W} \omega_{W,k} \end{bmatrix}}_{=\mathbf{z}} = \frac{1}{r_R} \underbrace{\begin{bmatrix} \alpha_{R,1} + c_{1,R} \text{sign}(\omega_{R,1}) + c_{2,R} \omega_{R,1} \\ \alpha_{R,2} + c_{1,R} \text{sign}(\omega_{R,2}) + c_{2,R} \omega_{R,2} \\ \vdots \\ \alpha_{R,k} + c_{1,R} \text{sign}(\omega_{R,k}) + c_{2,R} \omega_{R,k} \end{bmatrix}}_{=\mathbf{A}} \underbrace{J_R}_{=x}$$

mit k Messwerten verwendet wurde.

Tabelle 2.4 gibt einen Überblick über alle bestimmten Parameter. Die Reibungskoeffizienten können unter Verwendung der eingeführten Definitionen in (2.5a) bzw. (2.5b) mit

$$\begin{aligned} M_{c,R} &= J_R c_{1,R}, & M_{v,R} &= J_R c_{2,R} \\ M_{c,W} &= J_W c_{1,W}, & M_{v,W} &= J_W c_{2,W} \end{aligned}$$

berechnet werden.

$M_{c,R}$	$M_{v,R}$	$M_{c,W}$	$M_{v,W}$	r_R	r_W	J_R	J_W
1.635 Nm	0.022 $\frac{\text{Nm}}{\text{rad/s}}$	1.856 Nm	0.026 $\frac{\text{Nm}}{\text{rad/s}}$	0.2 m	0.2 m	0.261 kg m ²	3.089 kg m ²

Tabelle 2.4.: Berechnete sowie experimentell bestimmte Parameter des ABS-Prüfstandes.

2.2.3. Identifikation der Schlupfcharakteristik

Eine wichtige Größe in System (2.2) stellt die Reibkraft F dar. Diese ist eine Funktion des sogenannten Schlupfes λ . Der Schlupf λ ist eine relative Größe des Geschwindigkeitsunterschiedes von Reifen und Walze. Für den Schlupf wird die gängige Definition

$$\lambda = \frac{\omega_R r_R - v}{\max(|\omega_R| r_R, |v|)} \quad (2.7)$$

aus [12] verwendet. Der Vorteil dieser Definition ist, dass sie sowohl für das Beschleunigen als auch das Bremsen verwendet werden kann. Demnach ist $\lambda > 0$, wenn beschleunigt wird bzw. es gilt $\lambda < 0$ während eines Bremsvorganges. Im Falle des ABS-Prüfstandes vereinfacht sich (2.7) unter Verwendung der Relation für v aus (2.2c) sowie $r_R = r_W$ (vgl. Tabelle 2.4) zu

$$\lambda = \frac{\omega_R - \omega_W}{\max(|\omega_R|, |\omega_W|)}. \quad (2.8)$$

Der Zusammenhang zwischen dem Schlupf λ und der Reibkraft F sieht üblicherweise so wie Abbildung 2.10 aus und wurde mit der *magischen Formel* von PACEJKA erstellt [11]:

$$F(\lambda) = D \sin(C \arctan(B\lambda)) \quad (2.9)$$

D ... Peak value

B ... Stiffness factor

C ... Shape factor

Wie anhand von Abbildung 2.10 erkennbar, gibt es einen optimalen Schlupf λ_o , bei dem eine maximale Kraft F_{\max} übertragen wird. Die Schlupfkurve weist also eine typische Überhöhung auf.

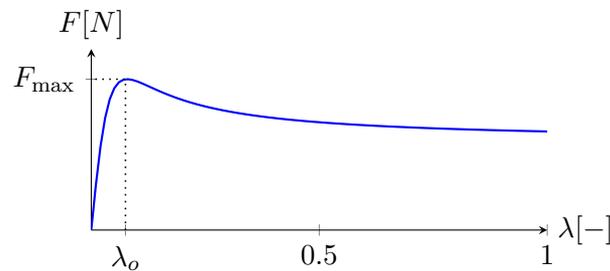


Abbildung 2.10.: Schlupfkennlinie mit der *magischen Formel* von PACEJKA: $B = 19$, $C = 1.6$, $D = F_{\max}$.

Zur Identifikation dieser typischen Schlupfcharakteristik mit den Parametern λ_o , B sowie C wurde zunächst ein Anlaufversuch durchgeführt. Dazu wird das Rad aus dem Stillstand heraus mit einem sehr großen Antriebsmoment M_a beschleunigt. Die resultierenden Größen sind in Abbildung 2.11 ersichtlich. Die Reibkraft F kann dabei durch Umformung von beispielsweise (2.2a) berechnet werden ($M_b = 0$):

$$\begin{aligned} J_R \frac{d\omega_R}{dt} &= M_a - M_{r,R} - F r_R \\ \Rightarrow F &= \frac{1}{r_R} \left(M_a - M_{r,R} - J_R \frac{d\omega_R}{dt} \right) \end{aligned} \quad (2.10)$$

Dabei sind alle Größen zur Auswertung von (2.10) messbar bzw. können mit den ermittelten Parametern berechnet werden. Die Ableitung $\frac{d\omega_R}{dt}$ wurde wiederum mit der in Abschnitt 2.2.1 beschriebenen Methode berechnet.

Wie man anhand von Abbildung 2.11 erkennen kann, weist die Schlupfkennlinie nicht die typische Charakteristik mit der in Abbildung 2.10 ersichtlichen Überhöhung auf. Ein möglicher Grund hierfür ist, dass der gesamte Schlupfbereich zu schnell durchfahren wird und nicht der eingeschwingene Zustand sondern dynamische Vorgänge aufgenommen werden.

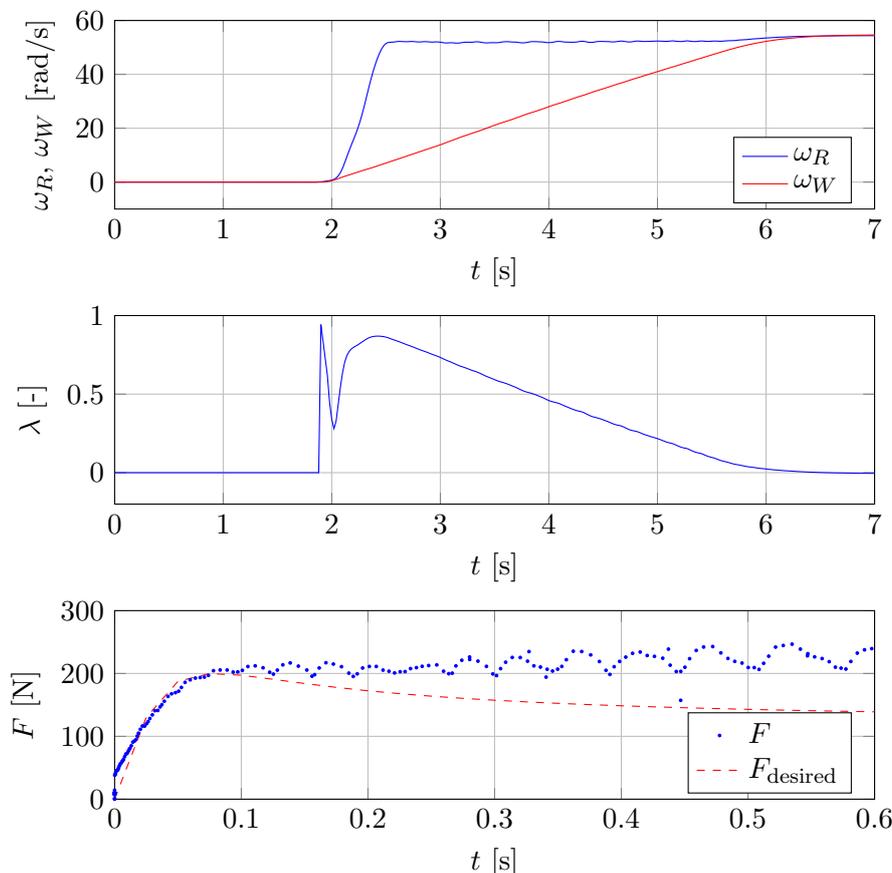


Abbildung 2.11.: Schlupfkennlinie für einen Anlaufversuch. Es stellt sich nicht die erwartete Schlupfkennlinie mit einer leichten Überhöhung ein. Die Ausreißer ergeben sich durch die problematische Berechnung des Schlupfes λ bei niedrigen Winkelgeschwindigkeiten.

Wie bereits in der Einleitung erwähnt, bietet der verwendete ABS-Prüfstand die Möglichkeit, sowohl Reifen als auch die Walze über eine Hydraulik zu bremsen. Durch Bremsen der Walze ist es daher möglich, konstanten Schlupf zu fahren. Zur Aufnahme der Schlupfkennlinie könnten also verschiedene Stützpunkte angefahren werden und Messwerte des eingeschwingenen Zustandes aufgenommen werden. Allerdings ist hierfür eine Regelung des Bremsdruckes notwendig.

Daher wurde lediglich ein konstanter Bremsdruck gewählt, der zunächst ein sukzessives, aber dennoch langsames Abbremsen der Walze von einer Anfangswinkelgeschwindigkeit ω_0 der Walze zur Folge hat. In Abbildung 2.12 ist der sich bei einem solchen Experiment ergebende Verlauf der Schlupfes über die Zeit sowie die zugehörige Schlupfkennlinie ersichtlich. In jenem Schlupfbereich, indem sich der Schlupf langsam verändert ($\lambda < 0.1$), kann die typische Schlupfcharakteristik identifiziert werden. Ab dem Zeitpunkt $t = 15$ s ($\lambda > 0.1$) ändert sich der Schlupf aufgrund des konstanten Bremsdruckes wieder schneller und es werden transiente Vorgänge und nicht eingeschwingene Zustände gemessen. Wie sich aber später zeigen wird, ist lediglich der Bereich bis zum optimalen Schlupf λ_o von Interesse. Daher ist diese Vorgangsweise ausreichend.

Zur Berechnung der Reibkraft F kann wiederum (2.10) verwendet werden. Es sei kurz angemerkt, dass die Verwendung der DGL der Walze (2.2b) nicht verwendet werden kann, da nun ein Bremsmoment $M_{b,W}$ wirkt, das *nicht* gemessen werden kann!

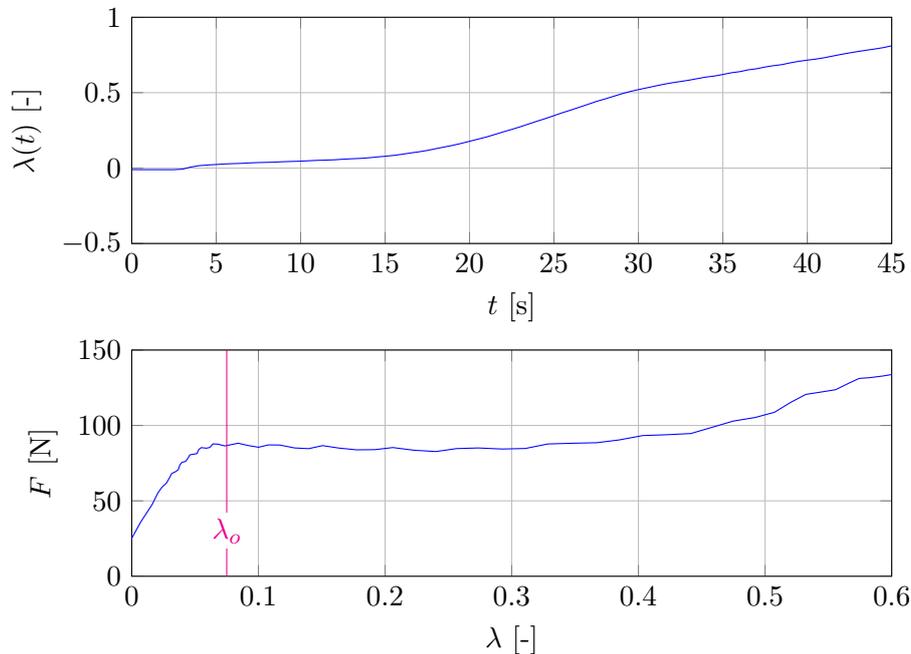


Abbildung 2.12.: Schlupekennlinie für ein langsames Abbremsen der Walze mit konstantem Bremsdruck. Für den interessanten Schlupfbereich $\lambda < 0.1$ stellt sich ein langsam ändernder, nahezu konstanter Schlupf und damit die typische Schlupekennlinie ein.

Abbildung 2.13 zeigt, dass sich der optimale Schlupf λ_o nicht verändert, wenn unterschiedliche Anfangswinkelgeschwindigkeiten ω_0 der Walze gewählt werden. Es wurde vermutet, dass die

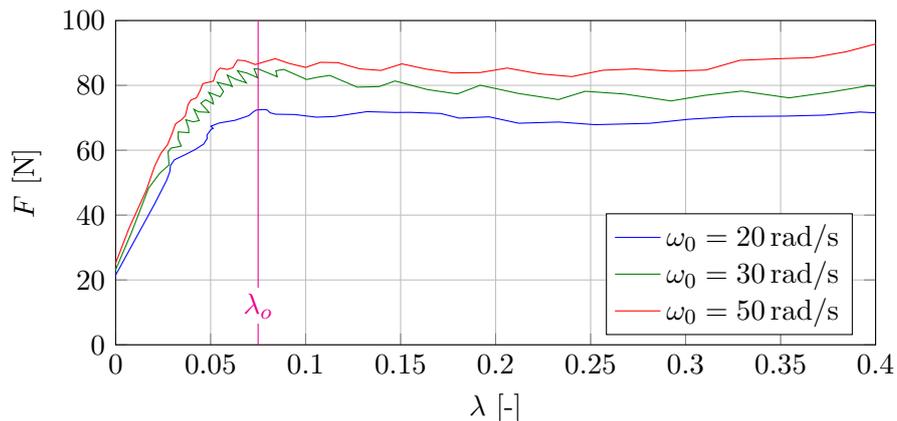


Abbildung 2.13.: Schlupekennlinie für ein langsames Abbremsen der Walze bei verschiedenen Anfangswinkelgeschwindigkeiten ω_0 und gleicher Höhe der Walze.

Maximalkraft F_{\max} unabhängig von der Winkelgeschwindigkeit ist. Allerdings ergibt sich, vermutlich durch nicht weiter bekannte, nichtlineare Effekte und eventuellen Unsicherheiten in den bestimmten Reibmomenten, ein leichter Unterschied.

In Abbildung 2.14 sind die resultierenden Schlupekennlinien bei unterschiedlichen Höhen der Walzen

ersichtlich. Je größer der Wert für die Höhe, umso größer ist auch die Anpresskraft und damit die Reibung zwischen Reifen und Walze. Wie erwartet steigt die maximal übertragbare Reibkraft F_{\max} mit zunehmender Höhe der Walze.

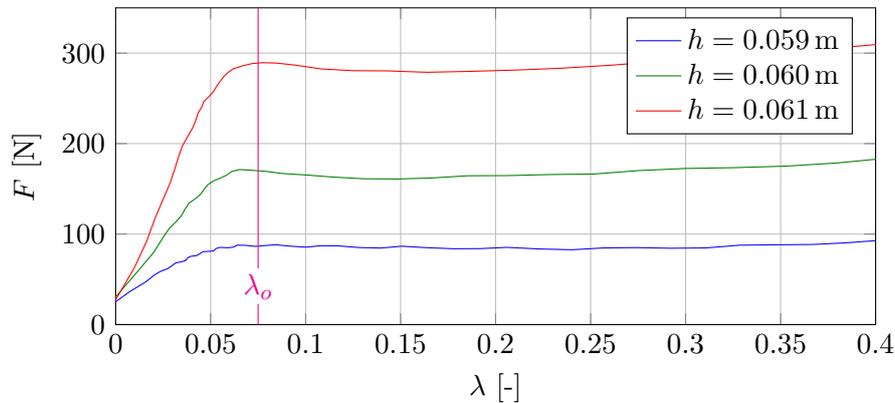


Abbildung 2.14.: Schlupfkennlinie für ein langsames Abbremsen der Walze bei verschiedenen Höhen h der Walze und somit unterschiedlichen Anpresskräften zwischen Reifen und Walze. Dabei bedeutet eine größere Höhe h eine höhere Anpresskraft und somit einen größeren Reibungskoeffizienten.

Die noch ausstehenden Parameter der PACEJKA-Formel sowie der optimale Schlupf λ_o sind in Tabelle 2.5 aufgelistet. In Abbildung 2.15 wurden die mit der PACEJKA-Formel berechneten Schlupfkurven mit den aus den Messwerten bestimmten verglichen. Dabei zeigt sich, dass konstante Parameter B bzw. C gewählt werden können und lediglich der Parameter $D = F_{\max}$ variiert werden muss. Für den Schlupfbereich $\lambda < 0.1$ zeigt sich eine gute Übereinstimmung für verschiedene Höhen der Walze. Die Unterschiede für einen Schlupf $\lambda > 0.1$ ergeben sich, wie zuvor erwähnt, aufgrund des gewählten Experimentes und der Tatsache, dass die typische Schlupfcharakteristik nur für den eingeschwungenen Zustand beobachtet werden kann.

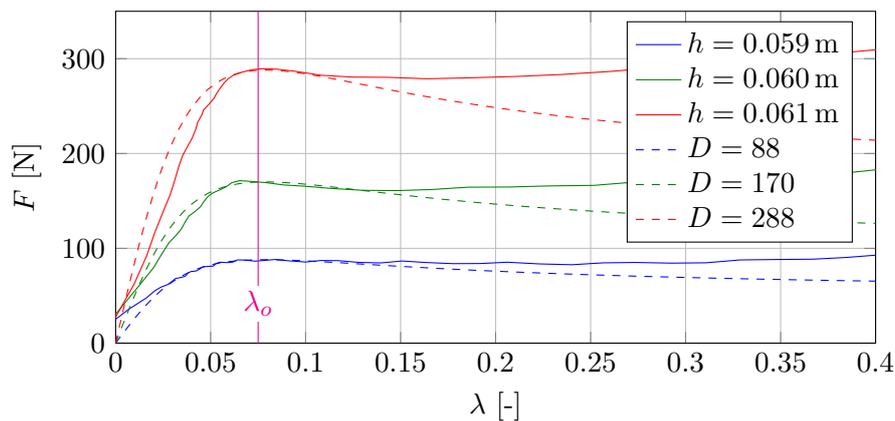


Abbildung 2.15.: Ermittlung geeigneter Parameter der *magischen Formel* von PACEJKA: $B = 19$, $C = 1.6$. Der Parameter D ist abhängig von der Walzenhöhe und somit von der Anpresskraft zwischen Reifen und Walze.

B	C	λ_o
19	1.6	0.075

Tabelle 2.5.: PACEJKA-Parameter der Schlupfcharakteristik des ABS-Prüfstandes.

2.2.4. Modellvalidierung

Das erstellte Modell mit den ermittelten Parametern wurde mit einem „Rampenversuch“ validiert. Hierzu wurde das gemessene Antriebsmoment M_a als Eingangsgröße für das Simulationsmodell verwendet. Abbildung 2.16 zeigt das Antriebsmoment sowie den Vergleich der gemessenen Winkelgeschwindigkeiten mit jenen der *open loop* Simulation. Dabei fällt auf, dass der prinzipielle Verlauf des realen Systems mit jenem der Simulation gut übereinstimmt und bei $t \approx 9$ s in beiden Fällen eine Zunahme des Schlupfes erfolgt.

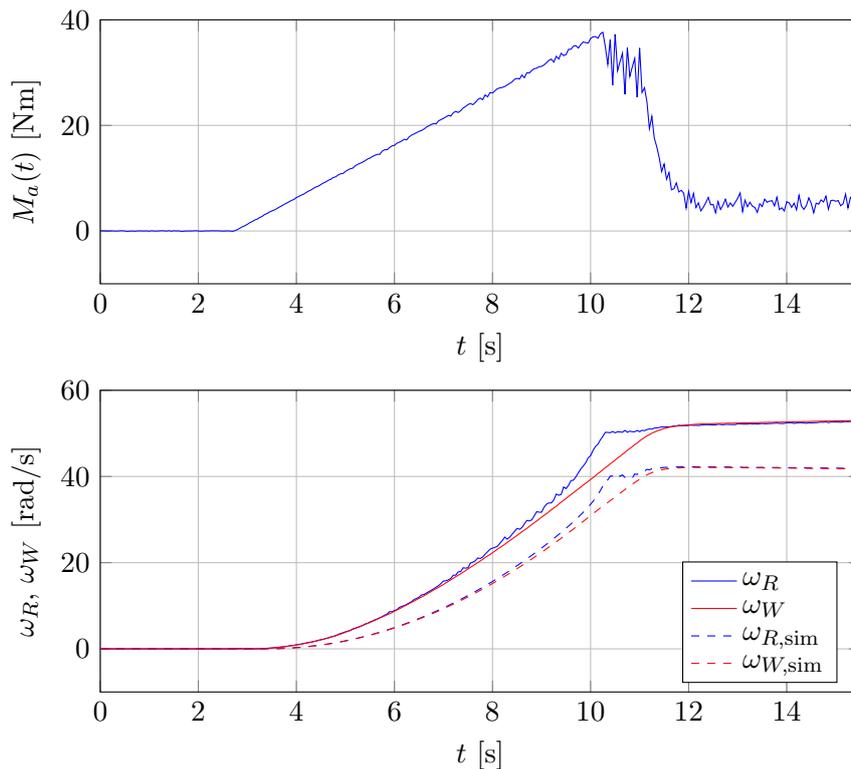


Abbildung 2.16.: Rampenversuch mit dem Antriebsmoment M_a zur Modellvalidierung. Der prinzipielle Verlauf zwischen gemessenen Werten und *open loop* Simulation mit Parameter $D = 152$ ($h \approx 0.06$ m) stimmen gut überein, jedoch gibt es am Beginn der Simulation eine größere Verzögerung als am realen System.

In der Simulation fällt jedoch auf, dass vor allem zu Beginn eine größere Verzögerung gegenüber dem realen System vorhanden ist. Ein möglicher Grund hierfür könnte sein, dass sich die Reibung nahe des Stillstandes ein wenig anders verhält. Einen weiteren Grund stellt die Singularität in der Formel zur Schlupfberechnung dar, weshalb sich problematische Werte für den Schlupf λ und folglich für die Reibkraft F bei sehr kleinen Winkelgeschwindigkeiten ω ergeben. Dies erkennt man auch sehr gut anhand Abbildung 2.17, in der die in der Simulation verwendete Kraft F aufgrund der kleinen Winkelgeschwindigkeiten zunächst stark schwankt und sich erst nach ca. 1 s ein brauchbarer Verlauf einstellt¹.

In Abbildung 2.17 sind auch noch die mittels Sliding Mode Beobachter geschätzten Kräfte \hat{F} aus Abschnitt 3.1 ersichtlich. Dabei wurde sowohl die Differentialgleichung der Walze als auch jene des Reifens verwendet. Dabei fällt auf, dass sich leichte Unterschiede ergeben und

¹Diese Problematik ist nicht trivial und kann z.B. auch im Bereich von (älteren) Videospielen beobachtet werden, bei dem ein Auto leicht „ruckt“ bzw. oszilliert, obwohl es vollkommen still stehen sollte!

die Variante mit dem Reifen besser mit der Simulation übereinstimmt. Daraus kann man evtl. schließen, dass sich die Reibung der Walze geringfügig anders verhält oder nicht weiter bekannte Effekte auftreten müssen. Die maximale Kraft stimmt jedoch in allen Fällen überein und der prinzipielle Verlauf ist sehr ähnlich. Die vorhandenen Unsicherheiten müssen geeignet vom Regler ausgeglichen werden.

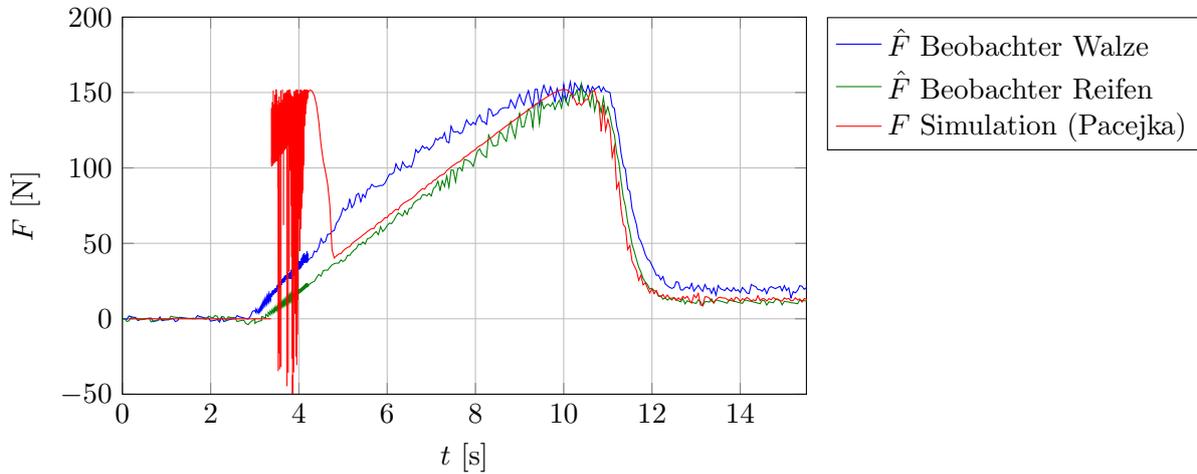


Abbildung 2.17.: Vergleich der in der Simulation verwendeten Kraft F für den Rampenversuch mit den geschätzten Kräften \hat{F} über Sliding-Mode Beobachter für die DGL der Walze sowie die DGL des Reifens.

3. Regelungskonzept

Eine typische Schlupfcharakteristik, die mit der *magischen Formel* von PACEJKA erstellt wurde, ist in Abbildung 3.1 sowohl für das Beschleunigen ($\lambda > 0$) als auch das Bremsen ($\lambda < 0$) ersichtlich. Wie schon in Abschnitt 2.2.3 erläutert, gibt es einen optimalen Schlupf λ_o , bei dem eine maximale Kraft F_{\max} übertragen werden kann. Während der Parameter F_{\max} abhängig vom Reibungskoeffizienten zwischen Reifen und Walze ist, kann der optimale Schlupf λ_o als konstante Systemgröße angenommen werden (vgl. Abschnitt 2.2.3).

Das Ziel der zu implementierenden Regelung ist es, vorgegebene Geschwindigkeitsprofile nachzufahren. Eine direkte Vorgabe des Antriebsmomentes von einem Geschwindigkeitsregler bietet ohne Zusatzmaßnahme keine Möglichkeit, den Schlupf zu kontrollieren. Es ist jedoch sinnvoll, sicherzustellen, dass der Schlupf innerhalb des optimalen Schlupfbereiches in Abbildung 3.1 (scharaffierter Bereich) bleibt. Somit ist gewährleistet, dass die maximale Kraft bei minimalem Reifenverschleiß übertragen wird. Ein Schlupf von z.B. $\lambda = 0.5$ in Abbildung 3.1 bietet zwar eine nur geringfügig kleinere Reibkraft F_{\max} , jedoch wird der Reifen aufgrund der viel größeren Relativgeschwindigkeiten deutlich stärker abgenutzt.

Abbildung 3.2 zeigt die in [12] vorgeschlagene Regelkreisstruktur. Dabei wird eine Kaskadenstruktur verwendet, in der ein innerer Radschlupfregelkreis sicherstellt, dass der optimale Schlupfbereich nicht verlassen wird. Der große Vorteil der Kaskadenstruktur ist, dass die Stellgröße λ_{ref} des äußeren Regelkreises auf den optimalen Schlupf λ_o beschränkt werden kann!

Die Aufgabe in dieser Diplomarbeit ist eine geeignete Dimensionierung des Geschwindigkeits- sowie des Schlupfreglers für den ABS-Prüfstand. Dabei soll in erster Linie versucht werden, Standardregler wie etwa PI-Regler einzusetzen, siehe z.B. [2, 5]. Darüberhinaus wird ein weiterer Schlupfregler durch Betrachtungen im Zustandsraum dimensioniert, der eine Schätzung der

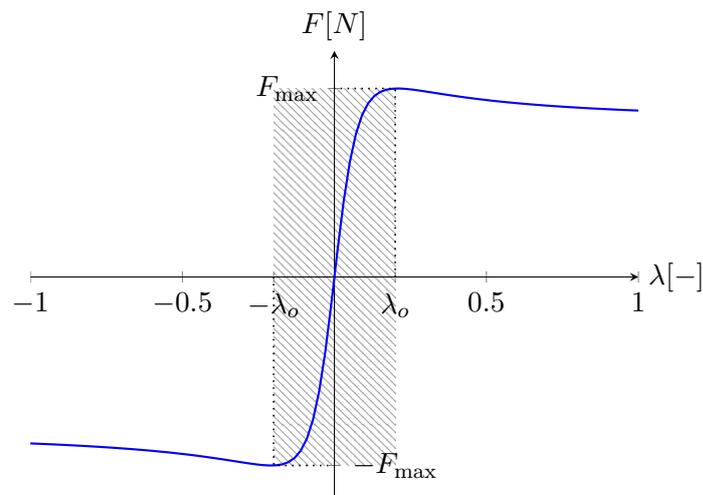


Abbildung 3.1.: Schlupfkennlinie mit der *magischen Formel* von PACEJKA sowie Markierung des optimalen Schlupfbereiches (schraffiert).

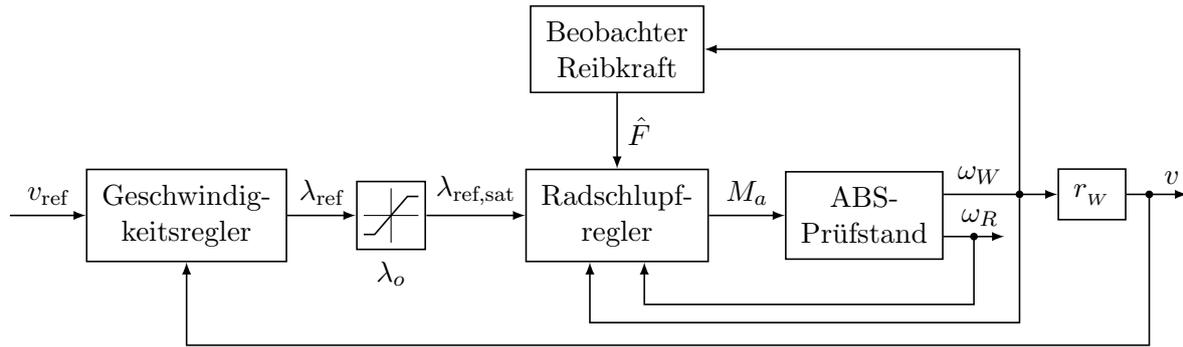


Abbildung 3.2.: Gesamtes Regelungskonzept (Kaskadenstruktur).

aktuellen Reibkraft \hat{F} benötigt. Dieser Beobachter ist in Abbildung 3.2 eingezeichnet, allerdings wird dieser, wie später ersichtlich, bei der Verwendung von Standardreglern nicht benötigt.

3.1. Beobachter für die Reibkraft

In diesem Abschnitt wird ein Sliding Mode Beobachter zur Schätzung der nicht messbaren Reibkraft F entworfen. Hierfür steht die Differentialgleichung des Reifens (2.2a) sowie jene der Walze (2.2b) zur Verfügung. Für den ABS-Prüfstand kommen beide Differentialgleichungen in Frage, da die Parameter recht gut bekannt sind und keine weiteren unbekanntes Kräfte vorkommen. Im Falle des Viertelfahrzeuges wäre die Verwendung der Differentialgleichung (2.1b) der Geschwindigkeit v nicht möglich, da auch noch die unbekanntes Widerstandskraft F_w vorkommt.

Wie schon bei der Modellvalidierung in Abschnitt 2.2.4 gesehen, wurden für den ABS-Prüfstand zwei Beobachter für jeweils eine der beiden Differentialgleichungen implementiert. Der Vorteil der Differentialgleichung der Walze wäre, dass das Antriebsmoment nicht vorkommt. Dieses ist zwar messbar, weist allerdings mehr Rauschen als die beiden Winkelgeschwindigkeitssignale auf. Ebenso wurde bei der Modellvalidierung in Abschnitt 2.2.4 festgestellt, dass die geschätzte Kraft \hat{F} mit der Differentialgleichung des Reifens besser mit der Simulation übereinstimmt. Tatsächlich wurde für den Schlupfregler im Zustandsraum bessere Ergebnisse mit dem Beobachter unter Verwendung der Differentialgleichung des Reifens erzielt, weshalb schlussendlich dieser verwendet wurde. Der Vollständigkeit halber werden nachfolgend beide Varianten erläutert.

3.1.1. Verwendung der Differentialgleichung für die Walze

Für die Differentialgleichung (2.2b) der Walze

$$J_W \frac{d\omega_W}{dt} = F r_W - M_{r,W} \quad (3.1)$$

wird eine Sliding Variable

$$e := J_W(\omega_W - \hat{\omega}_W)$$

definiert, die den Beobachterfehler darstellt. Der Beobachter selbst ergibt sich durch Kopie von (3.1) und Ersetzen der unbekanntes Reibkraft F durch einen Korrekturterm $k \text{sign}(e)$:

$$J_W \frac{d\hat{\omega}_W}{dt} = -M_{r,W} + k \text{sign}(e).$$

Mit dem Beobachter muss es nun möglich sein, dieses sinusförmige Signal als Schätzwert \hat{F} zu beobachten. Die Amplitude des Sinussignals wurde dabei auf die maximal zu erwartende Reibkraft F von 400 N eingestellt (dieser Wert ist lediglich geschätzt bzw. aus den Versuchen zur Modellbildung für die verwendeten Höhen hervorgegangen). In Abbildung 3.5 ist das Ergebnis für $k = 80$ und $T = 0.1$ ersichtlich. Dabei entspricht der Wert $k = 80$ genau $\max\{|F_{\text{ref}} r_W|\} = 400 \cdot 0.2 = 80$. Für die Wahl der Zeitkonstante T gibt es keine intuitive Wahl, weshalb diese durch „Probieren“ in der Simulation eingestellt wurde.

Einzigster Nachteil durch Verwendung des Tiefpassfilters ist eine leichte Phasenverschiebung des Schätzwertes \hat{F} gegenüber der wahren Größe. Diese beträgt in etwa T , d.h. ≈ 0.1 s. Diese Zeitverzögerung hat in der weiteren Anwendung keine Probleme bereitet. Ein Sliding Mode Beobachter zweiter Ordnung, so wie in [12] vorgeschlagen, weist eine wesentlich geringere Phasenverschiebung auf, da kein Tiefpassfilter notwendig ist. Der Einfachheit halber wurde jedoch ein Sliding Mode Beobachter erster Ordnung verwendet.

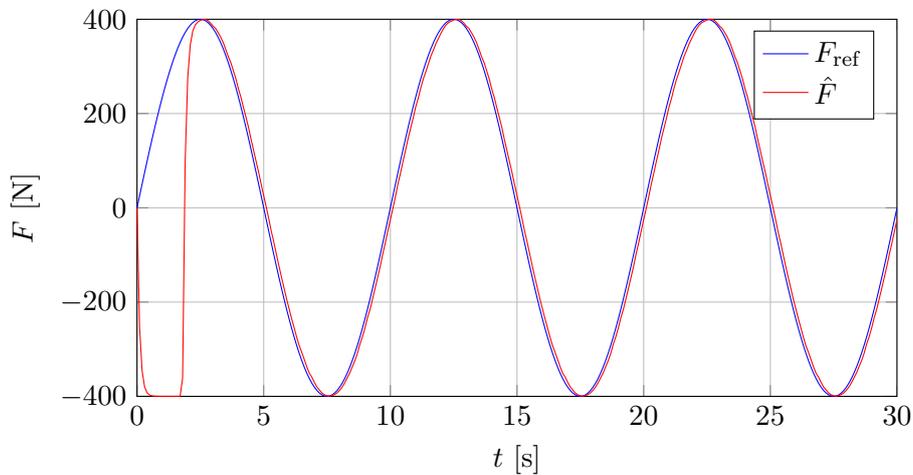


Abbildung 3.5.: Vergleich einer im simulierten Modell verwendeten Kraft F_{ref} und dem Schätzwert \hat{F} des Beobachters. Für die gewählten Parameter $k = 80$ und $T = 0.1$ konvergiert der Schätzfehler in *endlicher* Zeit.

3.1.2. Verwendung der Differentialgleichung für den Reifen

Die Vorgangsweise ist äquivalent wie im vorherigen Abschnitt. Ausgangspunkt ist die Differentialgleichung (2.2a) des Reifens

$$J_R \frac{d\omega_R}{dt} = M_a - M_{r,R} - F r_R \quad (3.4)$$

sowie die Definition des Beobachterfehlers (Sliding Variable)

$$e := J_R(\omega_R - \hat{\omega}_R).$$

Der Beobachter selbst ergibt sich durch Kopie von (3.4) und Ersetzen der unbekanntes Reibkraft F durch einen Korrekturterm $k \text{sign}(e)$:

$$J_R \frac{d\hat{\omega}_R}{dt} = M_a - M_{r,R} + k \text{sign}(e).$$

Die Differentialgleichung des Beobachterfehlers e lautet damit

$$\frac{de}{dt} = J_R \left(\frac{d\omega_R}{dt} - \frac{d\hat{\omega}_R}{dt} \right) = -F r_R - k \operatorname{sign}(e). \quad (3.5)$$

Nachdem der Beobachter konvergiert ist, gilt wiederum $\frac{de}{dt} = 0$, womit aus (3.5) der Schätzwert

$$\hat{F} = \left[-\frac{k}{r_R} \operatorname{sign}(e) \right]_{TP} \quad (3.6)$$

berechnet werden kann. In Abbildung 3.6 ist die Struktur des aufgebauten Beobachters in Simulink ersichtlich. Auch hier ist wieder ein Tiefpassfilter notwendig. Der wesentliche Unterschied ist das Einfließen des Antriebsmoments und das negative Vorzeichen in (3.6). Für die Wahl der Parameter k und T gelten dieselben Überlegungen wie beim Beobachter unter Verwendung der Differentialgleichung der Walze. Auch hier wurde $k = 80$ und $T = 0.1$ gewählt.

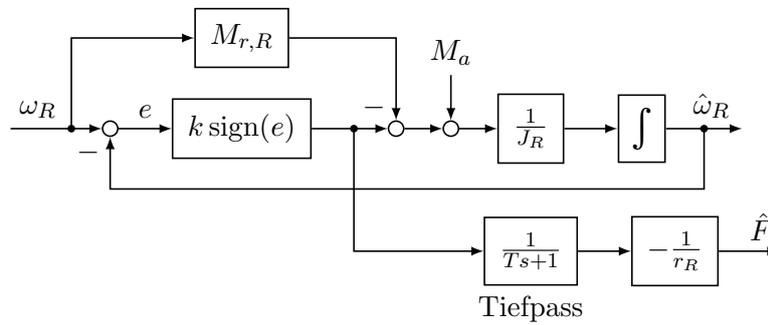


Abbildung 3.6.: Struktur des Beobachters zur Schätzung der Reibkraft F unter Verwendung der Differentialgleichung des Reifens.

3.2. Schlupfregler

Der Schlupfregler soll sicherstellen, dass ein vorgegebener Schlupf λ_{ref} möglichst gut eingehalten wird. Eine direkte Regelung des Schlupfes λ aus (2.7) gestaltet sich bei niedrigen Winkelgeschwindigkeiten aufgrund der Singularität schwierig. Deshalb wird

$$y = \omega_R r_R - v = \lambda \max(|\omega_R| r_R, |v|) \quad (3.7)$$

als Regelgröße verwendet, siehe [12]. Für den ABS-Prüfstand ergibt sich mit der Relation für v aus (2.2c)

$$y = \omega_R r_R - \omega_W r_W = \lambda \max(|\omega_R| r_R, |\omega_W| r_W). \quad (3.8)$$

Diese Hilfsgröße y stellt die absolute Geschwindigkeitsdifferenz zwischen Reifen und Walze dar und kann somit auch als eine Art Schlupf interpretiert werden. Die Verwendung von y gegenüber λ hat bei Verwendung von Standardreglern zu besseren Ergebnissen geführt und ermöglicht Betrachtungen im Zustandsraum, die durch die Division einer nichtlinearen Funktion in der Schlupfdefinition (2.7) nicht so einfach möglich wären.

Abbildung 3.7 zeigt die gegenüber Abbildung 3.2 detailliertere Struktur des Radschlupfreglers mit Regelung der Schlupfgröße y . Der in Abbildung 3.2 eingezeichnete Beobachter für die Reibkraft F wird dabei nach wie vor bei Verwendung eines Zustandsreglers benötigt (vgl. Abschnitt 3.2.2).

Die Referenzgröße y_{ref} berechnet sich gemäß (3.8) für den auf den optimalen Schlupf begrenzten Referenzschlupf $\lambda_{\text{ref,sat}}$ mit

$$y_{\text{ref}} = \lambda_{\text{ref,sat}} \max(|\omega_R| r_R, |\omega_W| r_W).$$

Diese Gleichung hat noch das Problem, dass die Referenzgröße y_{ref} Null ist bzw. bleibt, wenn sich das System im Stillstand befindet! Da das gesamte Konzept nicht für niedrige Fahrgeschwindigkeiten konzipiert ist, wird die einfache Abhilfe

$$y_{\text{ref}} = \lambda_{\text{ref,sat}} \max(1, \max(|\omega_R| r_R, |\omega_W| r_W)).$$

verwendet, um dennoch ein Losfahren aus dem Stillstand zu ermöglichen. Der sich ergebende Schlupf für sehr niedrige Winkelgeschwindigkeiten wird daher geringfügig anders als der Referenzschlupf sein.

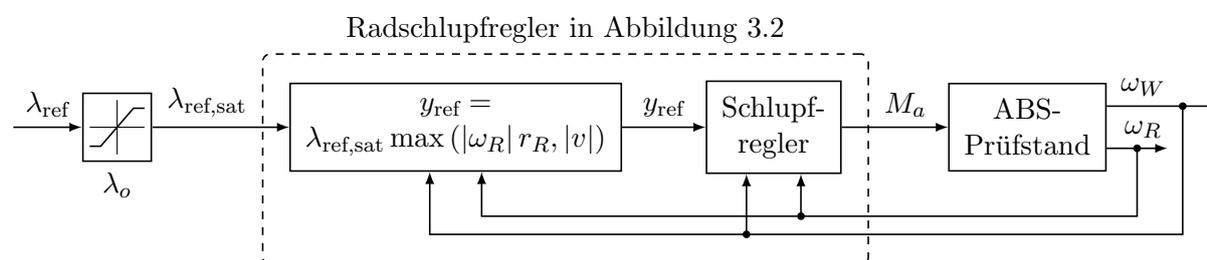


Abbildung 3.7.: Detailliertere Struktur des Schlupfreglers in Abbildung 3.2. Es wird nicht direkt der Schlupf λ , sondern die Hilfsgröße y geregelt.

3.2.1. Verwendung eines (P)I-Reglers

Für den Schlupfregler in Abbildung 3.7 wurde ein I-Regler verwendet. Das Messergebnis für ein sinusförmiges Referenzschlupfsignal ist in Abbildung 3.8 ersichtlich. Die zugehörigen Winkelgeschwindigkeiten ergeben sich aufgrund des Schlupfverlaufes. Deren Verlauf ist nicht weiter wichtig, allerdings kann der Schlupfregler sinnvollerweise nur für sinusförmige Größen für λ_{ref} getestet werden, da z.B. bei einem konstanten, positiven Schlupf die Drehzahl ständig steigt. Der Reglerparameter k_I wurde grob in der Simulation und schlussendlich empirisch am Prüfstand eingestellt. Als Anti-Windup Maßnahme wurden die Grenzen des Integrators auf das maximale Antriebsmoment eingestellt.

In Abbildung 3.8 ist zu erkennen, dass ein I-Regler zur Regelung des Schlupfes erstaunlich gut funktioniert, wenn das Referenzsignal λ_{ref} in einer realistischen, d.h. nicht allzu großen Frequenz vorgegeben wird. Betrachtet man die Winkelgeschwindigkeiten in Abbildung 3.8, so würde man nicht vermuten, dass die beiden Signale verrauscht sind. Speziell die Winkelgeschwindigkeit ω_R des Reifens weist ein nicht zu vernachlässigendes Rauschen auf, weshalb sowohl ω_R als auch ω_W mit einem Tiefpassfilter

$$G(s) = \frac{1}{0.008 s + 1}$$

gefiltert wurden. Die Größen in Abbildung 3.8 sowie in allen nachfolgenden Plots sind bereits mit *aktivem* Tiefpass aufgenommen. Dennoch erkennt man das Rauschen deutlich in den Größen

λ bzw. y . Eine größere Zeitkonstante des Tiefpassfilters bedeutet zwar bessere Rauschunterdrückung, führt jedoch zu einer größeren Phasenverschiebung der Signale, die sogar bis zur Instabilität des Reglers geführt hat!

Somit ist klar, warum ein I-Regler gegenüber einem PI-Regler zum Einsatz kommt. Der PI-Regler ist zwar gegenüber dem I-Regler schneller, verstärkt das Rauschen jedoch direkt, wie man anhand des generierten Antriebsmomentes M_a in Abbildung 3.9 erkennen kann. Im Falle des I-Reglers wird das Rauschen durch die Integration zusätzlich gefiltert, womit sich der wesentlich glattere Verlauf des Antriebsmomentes M_a in Abbildung 3.8 ergibt. Es sei noch kurz angemerkt, dass der PI-Regler in der Simulation durchaus sehr gute Ergebnisse mit besserem Führungsverhalten als der reine I-Regler liefert.

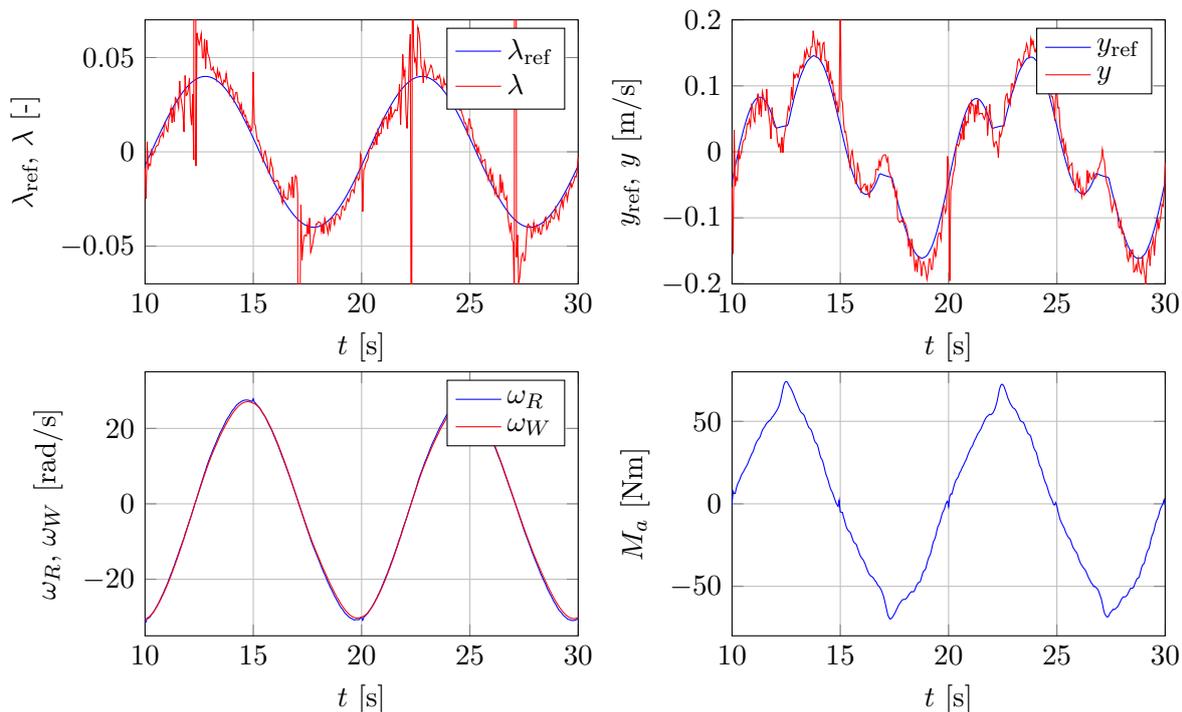


Abbildung 3.8.: Ergebnis des Schlupfreglers mit einem I-Regler ($k_I = 2000$) bei großer Reibung (Höhe der Walze $h \approx 0.067$ m) und einem sinusförmigen Referenzsignal für den Schlupf.

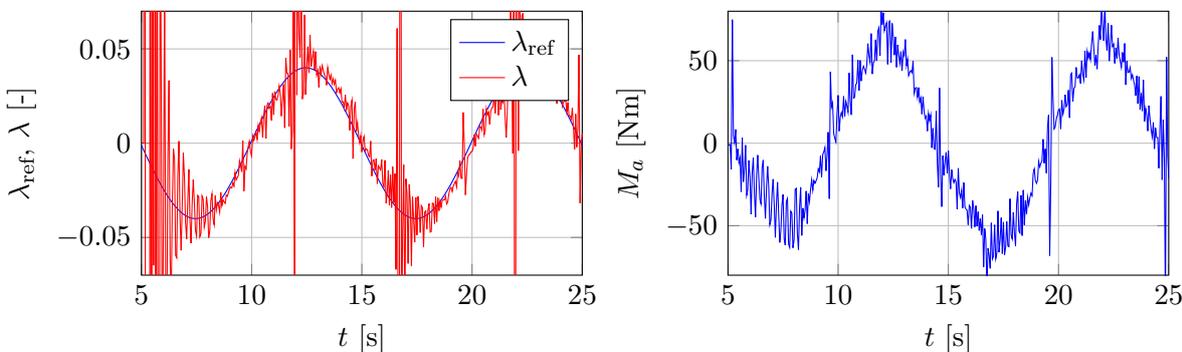


Abbildung 3.9.: Ergebnis des Schlupfreglers mit einem PI-Regler ($k_I = 2000, k_P = 400$) bei großer Reibung (Höhe der Walze $h \approx 0.067$ m). Im Gegensatz zu Abbildung 3.8 ist das Rauschen der Winkelgeschwindigkeiten im Antriebsmoment M_a zu sehen.

Abbildung 3.10 zeigt das Ergebnis des I-Reglers zur Regelung des Schlupfes bei verringerter Reibung. Bei gleichbleibendem Regelparameter k_I erkennt man leichte Schwingungen im Antriebsmoment M_a sowie in y etwa bei $t = 16$ s. In Abbildung 3.11 wurden die Winkelgeschwindigkeiten sowie die Schlupfgröße y um diesen Zeitbereich vergrößert dargestellt. Aus der Vergrößerung der Winkelgeschwindigkeiten wird deutlich, dass die Schwingungen in y vom Reifen (ω_R) und nicht von der Walze (ω_W) resultieren. Betrachtet man die Periodendauer T der überlagerten Schwingung von y , so kann diese im betrachteten Zeitpunkt mit

$$T \approx 0.28 \text{ s}$$

abgelesen werden. Dies entspricht einer zugehörigen Kreisfrequenz von

$$\omega = 2\pi f = \frac{2\pi}{T} \approx 22.4 \text{ rad/s},$$

die somit sehr gut mit der Winkelgeschwindigkeit des Reifens übereinstimmt! Daraus lässt sich ableiten, dass eine Unwucht des Reifens zu diesem Effekt führt: Durch die Unwucht variiert die Kontaktkraft zwischen einem Minimum und einem Maximum. Bei einem hohen Antriebsmoment kommt es daher kurzzeitig zu einem Durchrutschen, wodurch die Schwingungen im Antriebsmoment und folglich in der Winkelgeschwindigkeit ω_R des Reifens sowie in der Schlupfgröße y resultieren.

Dieser Effekt wirkt sich umso stärker aus, je kleiner die Anpresskraft und somit der Reibungskoeffizient zwischen Reifen und Walze wird. Diese Schwingung ist allerdings relativ schnell und variabel, sodass es fraglich ist, ob diese vernünftig ausgeregelt werden kann. Für den ABS-Prüfstand ist es daher zwingend erforderlich, den Regelparameter k_I des I-Reglers zu verkleinern, wenn die Anpresskraft verringert wird! Bei geringem Reibungskoeffizienten und zu großem Wert k_I wird der Schlupfregler ansonsten instabil!

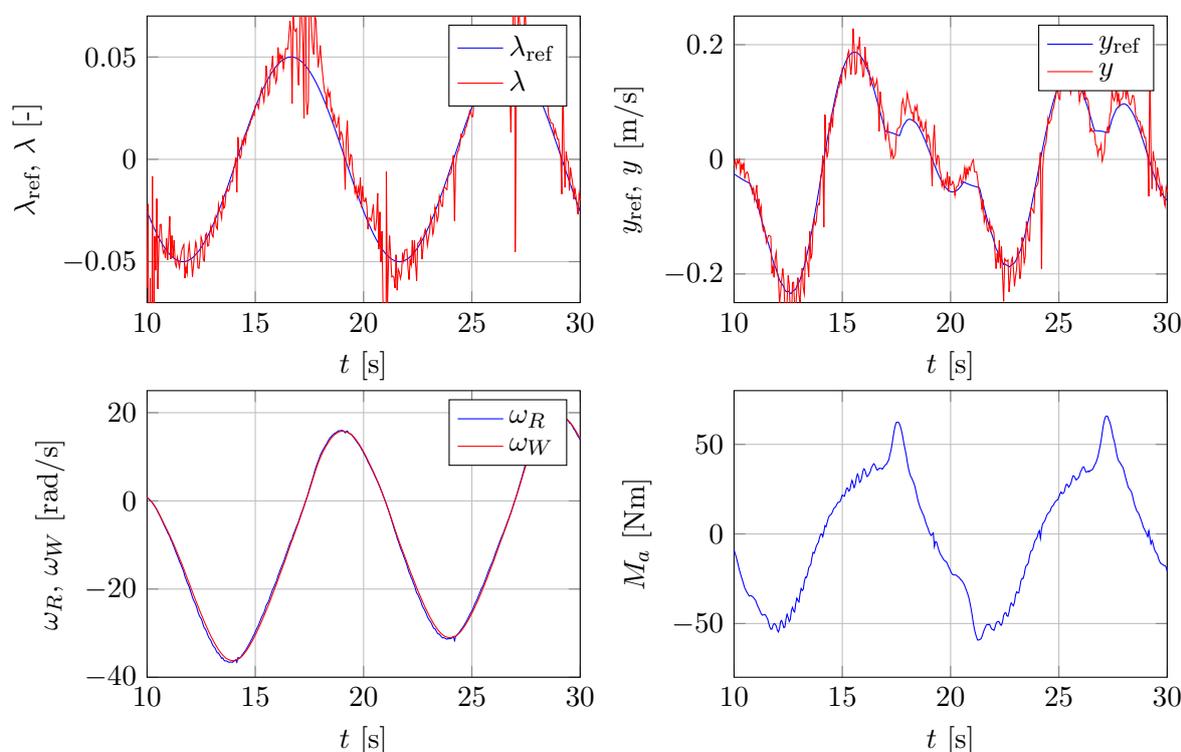


Abbildung 3.10.: Ergebnis des Schlupfreglers mit einem I-Regler ($k_I = 2000$) bei mittlerer Reibung (Höhe der Walze $h \approx 0.063$ m).

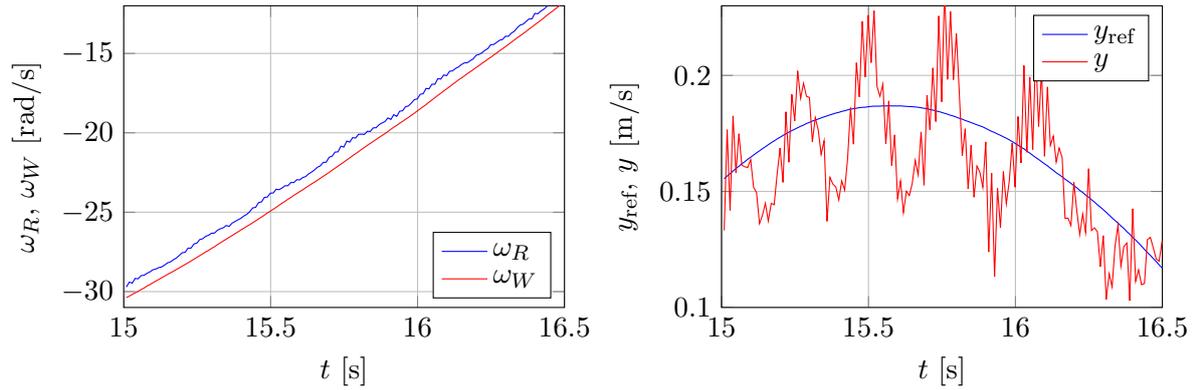


Abbildung 3.11.: Vergrößerte Ansicht von zwei Plots in Abbildung 3.10. Der Reglerparameter k_I des I-Reglers ist bereits zu groß und verursacht Schwingungen im Schlupf bzw. der Regelgröße y . Die Frequenzen der Schwingungen variieren und entsprechen der aktuellen Raddrehzahl (Unwucht im Reifen).

3.2.2. Verwendung eines Zustandsreglers

Als Alternative zum I-Regler wird in diesem Abschnitt ein Schlupfregler im Zustandsraum betrachtet. Die beiden Differentialgleichungen für die Winkelgeschwindigkeiten ω_R bzw. ω_W können gemäß System (2.2) mit

$$\begin{aligned}\frac{d\omega_R}{dt} &= \frac{1}{J_R} (M_a - M_{r,R} - F r_R) \\ \frac{d\omega_W}{dt} &= \frac{1}{J_W} (F r_W - M_{r,W})\end{aligned}$$

angeschrieben werden ($M_b = 0$). Mit der Definition eines Regelfehlers x

$$x = y - y_{\text{ref}}$$

sowie der Definition für y aus (3.8) kann die zugehörige Differentialgleichung mit

$$\begin{aligned}\frac{dx}{dt} &= \frac{dy}{dt} - \frac{dy_{\text{ref}}}{dt} = \frac{d\omega_R}{dt} r_R - \frac{d\omega_W}{dt} r_W - \frac{dy_{\text{ref}}}{dt} \\ &= \frac{r_R}{J_R} (M_a - M_{r,R} - F r_R) - \frac{r_W}{J_W} (F r_W - M_{r,W}) - \frac{dy_{\text{ref}}}{dt}\end{aligned}$$

angeschrieben werden. Betrachtet man die rechte Seite dieser Differentialgleichung, so sind alle Größen bekannt, wenn man die Reibkraft F mit dem Schätzwert \hat{F} des Beobachters aus Abschnitt 3.1 ersetzt! Das motiviert die Wahl eines Antriebsmomentes M_a (Stellgröße) von

$$M_a = M_{r,R} + \hat{F} r_R + \frac{J_R}{r_R} \frac{r_W}{J_W} \left(\hat{F} r_W - M_{r,W} \right) + \frac{J_R}{r_R} \frac{dy_{\text{ref}}}{dt} + \frac{J_R}{r_R} u, \quad (3.9)$$

mit dem sich das sehr vereinfachte System

$$\frac{dx}{dt} = u + \Delta$$

ergibt. Hierbei bezeichnet Δ Unsicherheiten in der Modellbildung (Reibung, geschätzte Reibkraft \hat{F} , sonstige (nichtlineare) Effekte). Das zugehörige zeitdiskrete System kann für eine Diskretisierungszeit T_d mit

$$x_{k+1} = x_k + T_d u_k + \Delta_k \quad (3.10)$$

angeschrieben werden. Durch die Wahl eines Zustandsreglers

$$u_k = -k x_k$$

ergibt sich als geschlossener Regelkreis

$$x_{k+1} = (1 - k T_d) x_k + \Delta_k,$$

der einen Eigenwert z bei

$$z = 1 - k T_d$$

besitzt. Der Reglerparameter k kann somit für einen *beliebigen* Eigenwertwunsch z mit

$$k = \frac{1 - z}{T_d}$$

berechnet werden, wobei der gewünschte Eigenwert sinnvollerweise innerhalb des Einheitskreises ($|z| < 1$) vorgegeben wird, damit der geschlossene Regelkreis asymptotisch stabil ist.

In der Simulation sowie am realen System hat sich gezeigt, dass die beiden Terme $\hat{F}r_R$ sowie $\frac{J_R}{r_R}u$ in (3.9) die beiden signifikanten Beiträge zum Antriebsmoment M_a liefern. Wie bereits bei Verwendung eines I-Reglers in Abschnitt 3.2.1 gesehen, ist die Schlupfgröße y am realen System sehr verrauscht. Folglich weist auch der Regelfehler x Rauschen auf, das sich direkt auf das Antriebsmoment auswirken wird. Daher ist eine Filterung durch einen LUENBERGER Beobachter unumgänglich, da dieser einem suboptimalen Kalmanprädiktor entspricht und somit bei geeigneter Eigenwertvorgabe das Rauschen reduzieren wird [10, Kap. 8.6]. Für eine Reduktion des Rauschens muss der Eigenwert des LUENBERGER Beobachters allerdings relativ langsam gewählt werden, sodass der in Abbildung 3.12a geschätzte Regelfehler \hat{x} zu sehr vom realen Regelfehler abweicht. Vielversprechender sieht das Ergebnis mit einem Störgrößenbeobachter

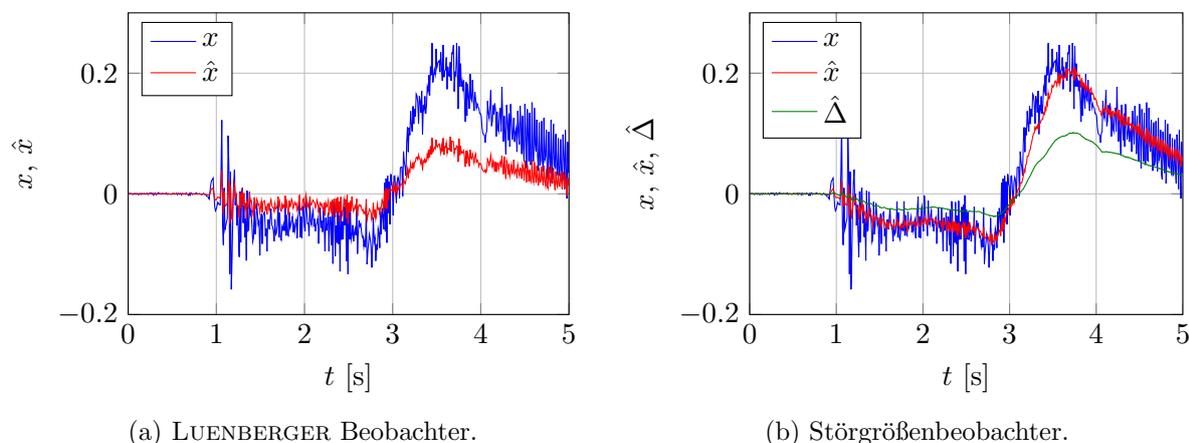


Abbildung 3.12.: Vergleich des LUENBERGER Beobachters sowie des Störgrößenbeobachters zur Schätzung des Regelfehlers x .

aus, wie Abbildung 3.12b zeigt. Deshalb wurde für die Differenzengleichung (3.10) eine konstante Störgröße mit der Dynamik

$$\Delta_{k+1} = \Delta_k$$

angenommen, womit ein erweitertes Zustandsraummodell

$$\begin{bmatrix} x_{k+1} \\ \Delta_{k+1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 1 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_k \\ \Delta_k \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} T_d \\ 0 \end{bmatrix} u_k$$

angeschrieben werden kann. Hierfür kann ein LUENBERGER Beobachter

$$\begin{bmatrix} \hat{x}_{k+1} \\ \hat{\Delta}_{k+1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 1 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \hat{x}_k \\ \hat{\Delta}_k \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} T_d \\ 0 \end{bmatrix} u_k + \begin{bmatrix} \hat{h} \\ \hat{h}_\Delta \end{bmatrix} (x_k - \hat{x}_k)$$

verwendet werden, um einen Schätzwert sowohl für den Regelfehler x als auch für die Störgröße Δ zu erhalten. Die Differenzengleichung des Beobachterfehlers \mathbf{e}_k lautet somit

$$\mathbf{e}_{k+1} = \begin{bmatrix} x_{k+1} \\ \Delta_{k+1} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \hat{x}_{k+1} \\ \hat{\Delta}_{k+1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 1 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \underbrace{\begin{bmatrix} x_k - \hat{x}_k \\ \Delta_k - \hat{\Delta}_k \end{bmatrix}}_{\mathbf{e}_k} - \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \hat{h} & \hat{h}_\Delta \end{bmatrix} \mathbf{e}_k = \begin{bmatrix} 1 - \hat{h} & 1 \\ -\hat{h}_\Delta & 1 \end{bmatrix} \mathbf{e}_k$$

Die Eigenwerte der Dynamikmatrix des Beobachterfehlers \mathbf{e}_k können mit der ACKERMANN Formel (siehe z.B. [8]) durch Transponieren sowie Aufteilen dieser Matrix in

$$\begin{bmatrix} 1 - \hat{h} & 1 \\ -\hat{h}_\Delta & 1 \end{bmatrix}^T = \begin{bmatrix} 1 - \hat{h} & -\hat{h}_\Delta \\ 1 & 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 1 & 1 \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \hat{h} & \hat{h}_\Delta \end{bmatrix}$$

so vorgegeben werden, dass alle Eigenwerte innerhalb des Einheitskreises liegen¹. Die noch ausstehende Frage ist die Wahl der Eigenwerte. Da die Störung als konstant angenommen wird, ist es naheliegend, einen der beiden Eigenwerte langsam zu wählen. Der andere Eigenwert zur Schätzung des Regelfehlers sollte dabei auch möglichst langsam gewählt werden, um eine Reduktion des Rauschens zu bewirken. Die Wahl von

$$z_1 = 0.9, \quad z_2 = 0.95$$

hat zufriedenstellende Ergebnisse geliefert, wie Abbildung 3.12b zeigt. Die Stellgröße u kann nun noch dahingehend adaptiert werden, dass auch die geschätzte Störung $\hat{\Delta}$ abgezogen wird, d.h. mit

$$u = -k\hat{x} - \hat{\Delta} = - \begin{bmatrix} k & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \hat{x} \\ \hat{\Delta} \end{bmatrix}$$

gewählt wird. Allerdings ändert dies am letztendlich generierten Antriebsmoment M_a wenig, das durchaus im Bereich von 100 Nm liegen kann, während die Störgröße relativ gering (< 1) zu sein scheint (vgl. Abbildung 3.12b) und mit dem Faktor 1 anstatt von $k \approx 100 \dots 200$ gewichtet wird.

¹Dazu muss das erweiterte Modell die Eigenschaft der Beobachtbarkeit besitzen. Hierfür muss die Beobachtbarkeitsmatrix

$$\mathbf{B}_y = \begin{bmatrix} \mathbf{c}^T \\ \mathbf{c}^T \Phi \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 1 & 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}$$

vollen Rang besitzen, was in diesem Fall gegeben ist.

Abbildung 3.13 zeigt das Ergebnis des Zustandsreglers mit Störgrößenbeobachter. Der Eigenwert des Reglers wurde dabei mit $z = 0.8$ gewählt. Man erkennt ähnlich gutes Führungsverhalten wie beim I-Regler. Allerdings ist das Rauschen nach wie vor im Antriebsmoment M_a ersichtlich, da der geschätzte Regelfehler noch mit dem relativ großen Faktor $k \frac{J_R}{T_R}$ verstärkt wird.

Der I-Regler liefert also ähnlich gute Ergebnisse wie der Zustandsregler und generiert sogar noch ein glatteres Antriebsmoment! Die Realisierung des Antriebsmoments M_a mit (3.9) sowie des Zustandsreglers mit Störgrößenbeobachters ist wesentlich komplizierter als der einfache I-Regler und erfordert relativ genaue Modellparameter. Es wurde vermutet, dass der Regler besser an unterschiedliche Reibungskoeffizienten adaptiert, da die geschätzte Reibkraft \hat{F} explizit verwendet wird. Allerdings ist auch hier eine Anpassung des Reglereigenwertes notwendig, um Instabilität zu verhindern. Bei sehr geringer Reibung muss dieser auf durchaus $z > 0.95$ erhöht werden!

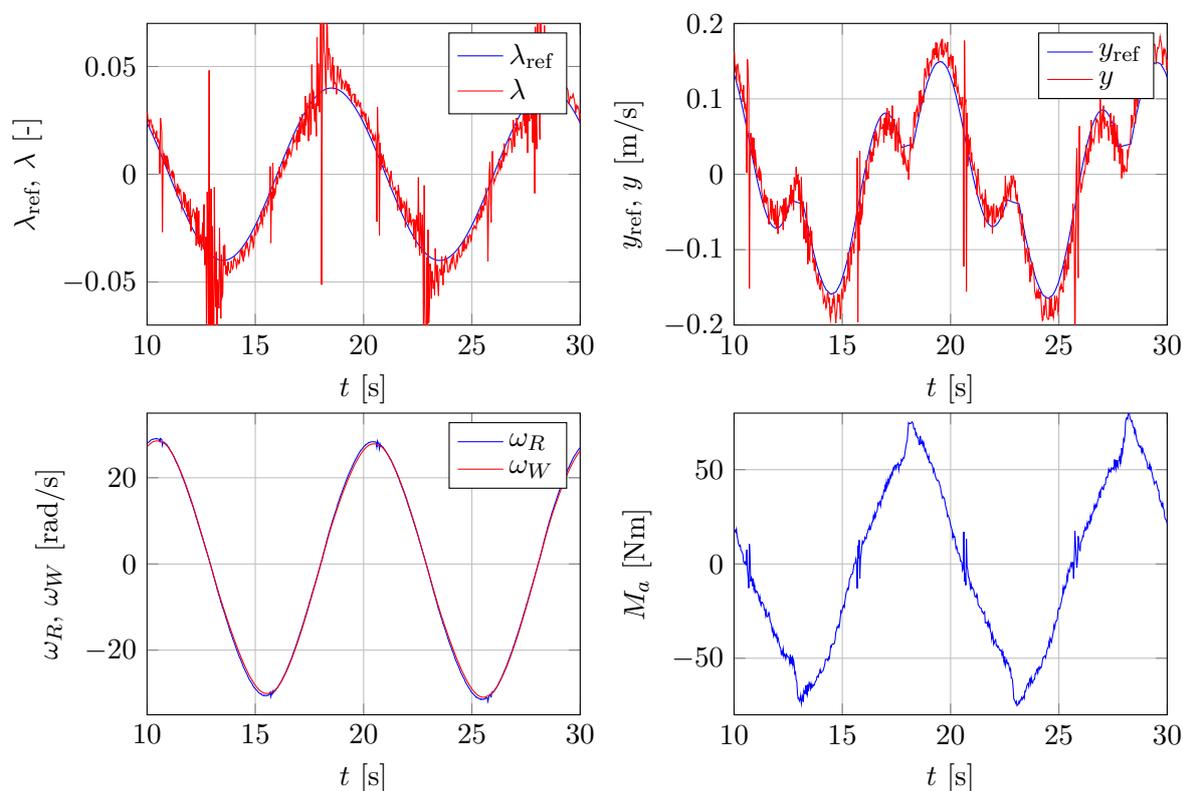


Abbildung 3.13.: Ergebnis des Zustandsreglers zur Regelung des Schlupfes ($z = 0.8$) bei großer Reibung (Höhe der Walze $h \approx 0.067$ m) und einem sinusförmigen Referenzsignal für den Schlupf.

3.3. Korrektur der Winkelgeschwindigkeiten

Die Verwendung eines P-Reglers als Geschwindigkeitsregler der in Abbildung 3.14 ersichtlichen Struktur hat physikalisch nicht schlüssige Ergebnisse geliefert. So ergibt sich durch Vorgabe der in Abbildung 3.15 dargestellten Führungsgröße in eine negative, bleibende Regelabweichung! Diese ist umso negativer, je kleiner der Proportionalfaktor k_P gewählt wird. Der zugehörige Schlupf im eingeschwungenen Zustand ist trotz positiver Winkelgeschwindigkeiten minimal negativ, was physikalisch nicht möglich ist, da in diesem Fall immer ein kleiner, *positiver* Schlupf notwendig ist, der der Reibung entgegenwirkt und die Walze somit auf konstanter Geschwindigkeit hält.

In der Simulation hat sich gezeigt, dass ein Hinzufügen einer *positiven* Störung d zur Winkelgeschwindigkeit ω_W der Walze in Abbildung 3.14 zu ähnlichem Verhalten wie am realen System für kleine k_P führt, wie Abbildung 3.16b zeigt. *Anmerkung:* Es wäre auch eine *negative* Störung d in der Winkelgeschwindigkeit ω_R des Reifens möglich, da lediglich die relative Größe (Schlupf) betrachtet wird. In dieser Anwendung wurde lediglich darauf geachtet, dass die beiden Winkelgeschwindigkeiten *relativ* zueinander korrekt sind und keine Überprüfung der tatsächlichen Winkelgeschwindigkeiten etwa mit einem Drehzahlmessgerät durchgeführt.

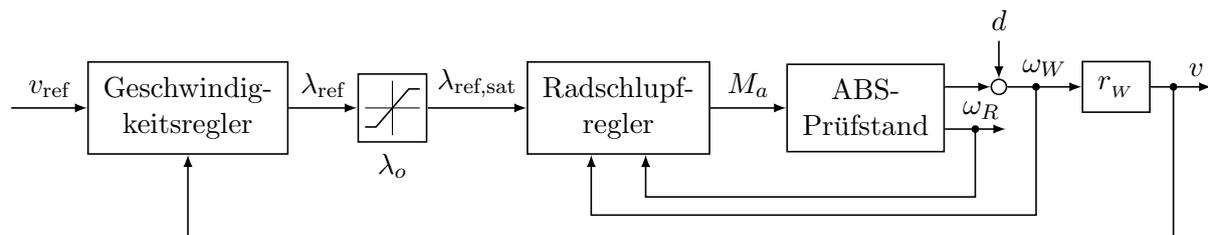


Abbildung 3.14.: In der Simulation hinzugefügte Störung d an der Winkelgeschwindigkeit der Walze.

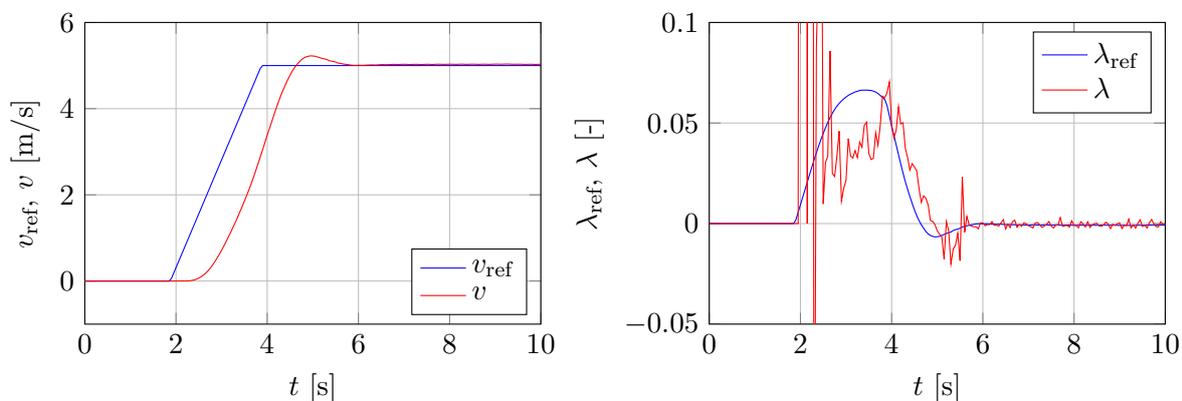
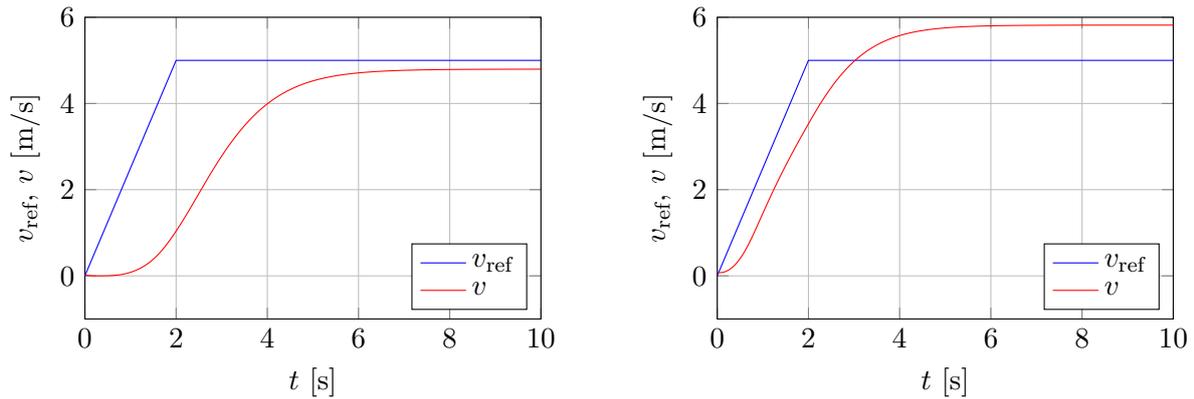


Abbildung 3.15.: Ergebnis des Geschwindigkeitsreglers mit einem P-Regler und nicht korrigierten Winkelgeschwindigkeiten. Die bleibende Regelabweichung ist minimal negativ und auch der Schlupf λ ist im eingeschwungenen Zustand mit $\lambda \approx -0.001$ trotz konstanter, positiver Geschwindigkeit negativ!



(a) P-Regler ohne Störung.

(b) P-Regler mit Störung von $d = 0.3 \text{ rad/s}$.

Abbildung 3.16.: Ergebnis der Simulation eines P-Reglers als Geschwindigkeitsreglers mit und ohne Störung d , wie in Abbildung 3.14 eingezeichnet.

Um physikalisch einigermaßen sinnvolle Werte zu erhalten, wurde die Winkelgeschwindigkeit ω_W mit einem linearen Offset

$$\omega_{W,\text{korrigiert}} = \omega_W - \frac{0.3}{25}\omega_W$$

korrigiert, der empirisch durch Vergleich der Ergebnisse am realen System und jenen in der Simulation herausgefunden wurde. Dieser Korrektur wurde direkt am Steuergerät (SPS) vorgenommen, sodass sich darum in der Regelung der Einfachheit halber nicht weiter gekümmert werden muss. Das Ergebnis am realen System für einen reinen P-Regler mit korrigierter Winkelgeschwindigkeit ω_W der Walze ist in Abbildung 3.17 ersichtlich. Dabei erkennt man eine *positive* bleibende Regelabweichung sowie einen *positiven* Schlupf im eingeschwungenen Zustand, wobei nun beides für das durchgeführte Experiment physikalisch schlüssig ist.

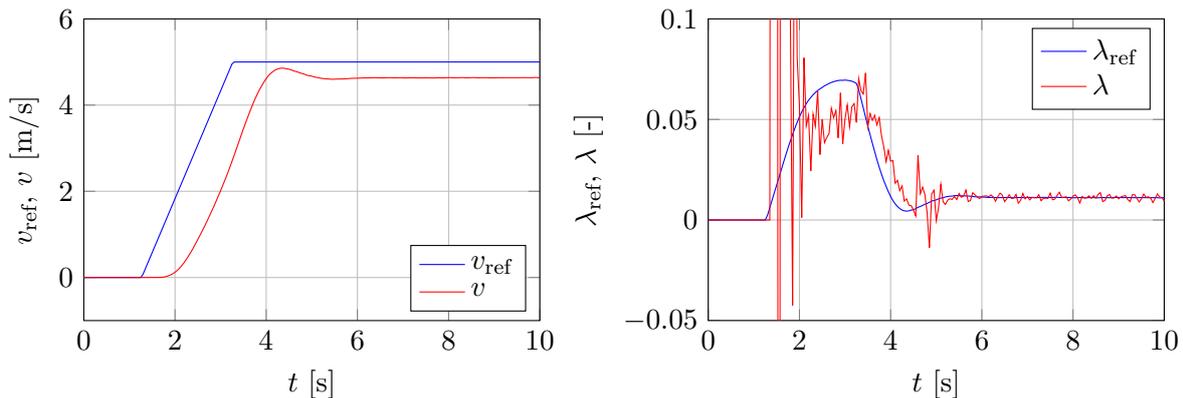


Abbildung 3.17.: Ergebnis des Geschwindigkeitsreglers mit einem P-Regler und korrigierten Winkelgeschwindigkeiten. Die bleibende Regelabweichung sowie der Schlupf im eingeschwungenen Zustand sind positiv.

3.4. Geschwindigkeitsregler

In diesem Abschnitt werden die Ergebnisse des in Abbildung 3.2 ersichtlichen Gesamtkonzeptes präsentiert. Für den Geschwindigkeitsregler wurde durchgehend ein Standardregler, und zwar ein PI-Regler mit den in Tabelle 3.1 aufgelisteten Parametern verwendet, die empirisch ermittelt wurden. Für die nachfolgend gezeigten Ergebnisse wurde immer das in Abbildung 3.18 ersichtliche Referenzgeschwindigkeitsprofil verwendet.

k_P	T_I
0.03	5

Tabelle 3.1.: Parameter des PI-Reglers zur Geschwindigkeitsregelung.

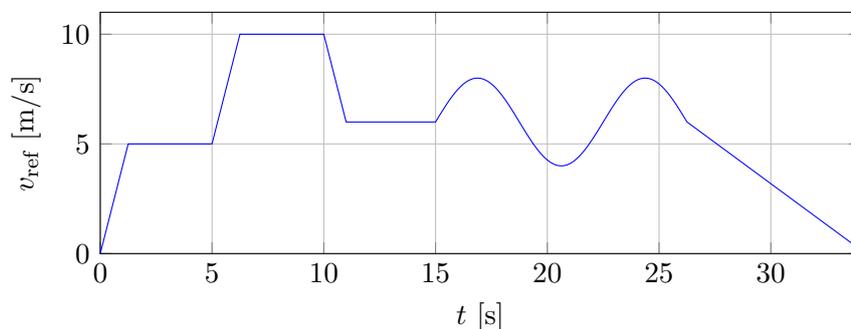


Abbildung 3.18.: Verwendetes Referenzgeschwindigkeitsprofil zur Überprüfung des Regelungskonzeptes.

Da die Stellgröße λ_{ref} des Geschwindigkeitsreglers auf den optimalen Schlupfbereich λ_o begrenzt wird, ist es wichtig, eine Anti-Windup Maßnahme für den PI-Regler vorzusehen. Experimente haben gezeigt, dass es Sinn macht, den Integrator während einer Sättigung zurückzusetzen. Ein Zurücksetzen des Integrators bzw. Summierers im zeitdiskreten Fall verursacht jedoch eine sprunghafte Änderung der Stellgröße λ . Um ein kontinuierliches Referenzsignal $\lambda_{\text{ref,sat}}$ zu erhalten, wurde die in Abbildung 3.19 gewählte Anti-Windup Maßnahme implementiert. Im Falle einer Sättigung, d.h. $|\lambda_{\text{ref}}| > \lambda_o$, wird der Summierer $x_{k+1} = x_k + h e_k$ zu einem asymptotisch stabilen System $x_{k+1} = 0.99x_k + h e_k$ umgeschaltet, um den Integratorzustand langsam abzubauen.

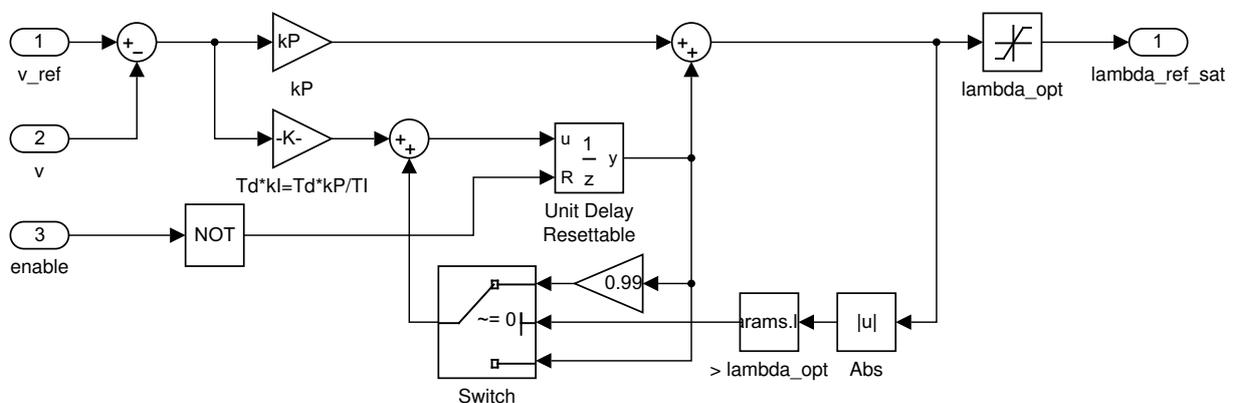


Abbildung 3.19.: Anti-Windup Maßnahme des in Simulink implementierten, zeitdiskreten PI-Reglers.

Es wurde zunächst der I-Regler als Schlupfregler eingesetzt. In Abbildung 3.20 ist das Ergebnis für das Referenzgeschwindigkeitsprofil unter Einsatz des PI-Reglers zur Geschwindigkeitsregelung ersichtlich. Bei den sprunghaft ähnlichen Führungsgrößenwechsel ist ein typisches Überschwingen des PI-Reglers ersichtlich. Die Nachstellzeit T_I des PI-Reglers wurde relativ groß gewählt, womit der Integrator erst „recht spät zu wirken beginnt“. Eine kleinere Nachstellzeit würde sich jedoch negativ auf das Überschwingen auswirken. Ebenfalls typisch für einen *linearen* Regler ist die Phasenverschiebung bei sinusförmiger Referenzgröße. Da mit dem PI-Regler ein Integrierer im offenen Kreis vorliegt, ergibt sich eine konstante Regelabweichung für die vorgegebene Rampe gegen Ende des Experimentes. Wie man anhand des Schlupfes λ sowie der Schlupfgröße y erkennen kann, wird der optimale Schlupfbereich eingehalten. Der schraffierte Bereich y_o entspricht dabei dem mittels (3.8) auf y umgerechneten, optimalen Schlupf λ_o .

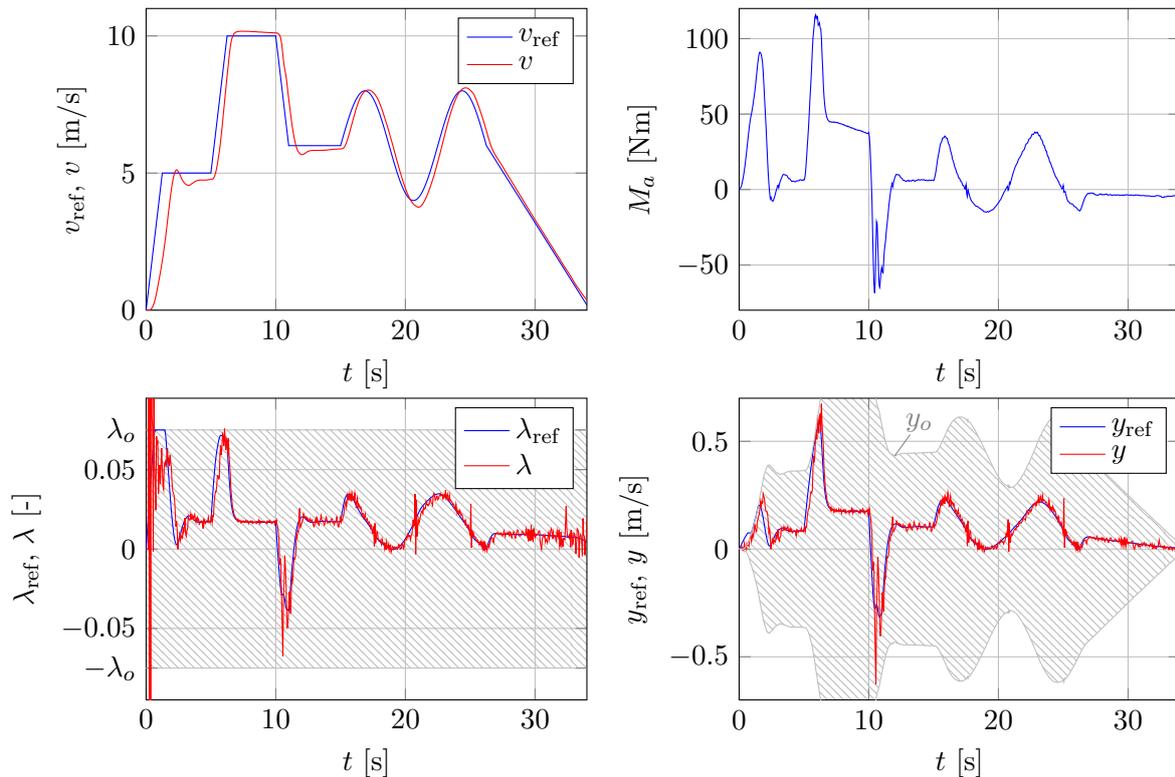


Abbildung 3.20.: Ergebnis des PI-Geschwindigkeitsreglers für das Referenzprofil bei großer Reibung (Höhe der Walze $h \approx 0.067$ m). Als Schlupfregler wurde ein I-Regler ($k_I = 1500$) verwendet.

Als nächstes wurde die Walzenhöhe und somit der Reibungskoeffizient zwischen Reifen und Walze verringert. Für diesen Fall muss der Schlupfregler bereits etwas langsamer gewählt werden, um eine Instabilität zu verhindern. Auch in diesem Fall gelingt jedoch ein ähnlich gutes Führungsverhalten für das Referenzgeschwindigkeitsprofil, wie Abbildung 3.21 zeigt. Das hierfür erforderliche Antriebsmoment ist gegenüber Abbildung 3.20 kleiner. Der optimale Schlupfbereich wird ebenfalls bzw. „fast immer“ eingehalten. Probleme ergeben sich hauptsächlich bei sprunghaften Führungsgrößenwechsel.

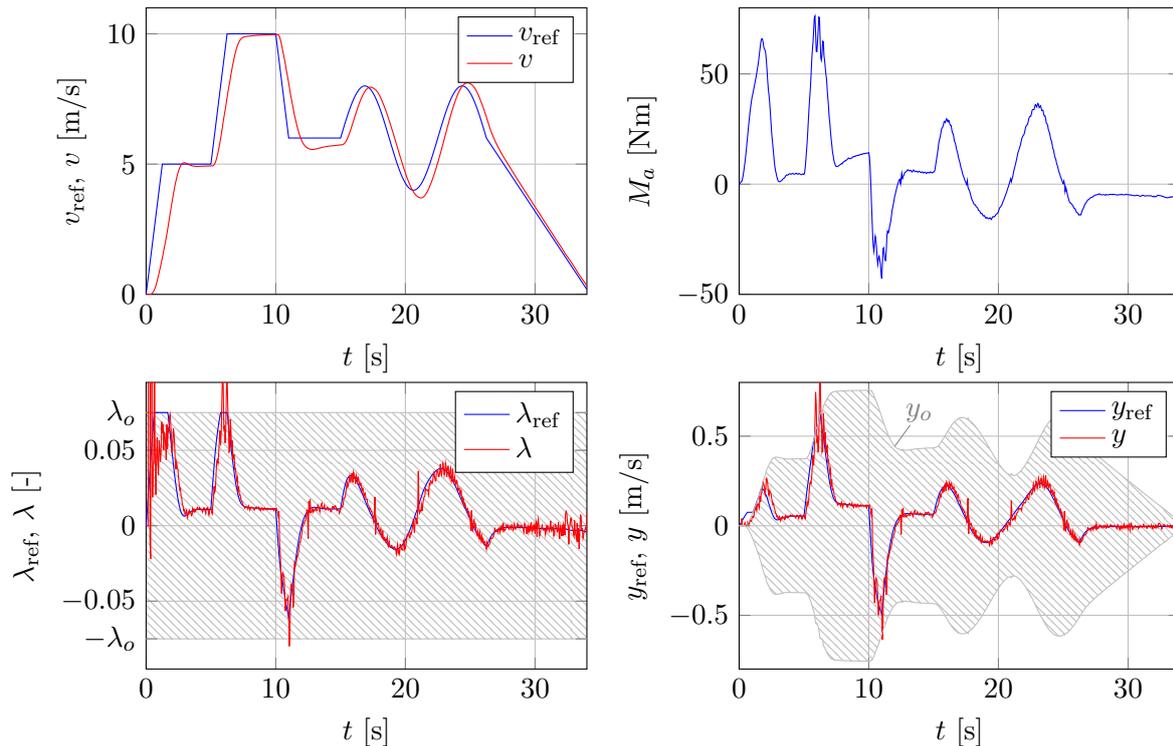


Abbildung 3.21.: Ergebnis des PI-Geschwindigkeitsreglers für das Referenzprofil bei mittlerer Reibung (Höhe der Walze $h \approx 0.063$ m). Als Schlupfregler wurde ein I-Regler ($k_I = 1000$) verwendet.

Wird die Walzenhöhe und somit der Reibungskoeffizient zwischen Reifen und Walze noch weiter verringert, sodass bereits durch festes Andrehen des Reifens mit der Hand ein Durchrutschen des Reifens erzeugt werden kann, so zeigt sich im Ergebnis in Abbildung 3.22 folgendes:

- Es dauert nun wesentlich länger, bis die Walze beschleunigt wurde, da der optimale Schlupfbereich viel schneller erreicht wird. Damit verringert sich auch erneut das Antriebsmoment.
- Der optimale Schlupfbereich wird viel stärker ausgenutzt.
- Bei sprunghaften Änderungen der Führungsgröße bewegt sich der reale Schlupf nahe an der Instabilitätsgrenze (Schwingungen), obwohl der Regelparame-ter des Schlupfreglers drastisch reduziert wurde.

Schlussendlich wurde auch noch der Zustandsregler als Schlupfregler getestet. Das Ergebnis für eine gleich große Walzenhöhe wie in Abbildung 3.20 ist in Abbildung 3.23 ersichtlich. Dabei zeigt sich eine ähnlich gutes Führungsverhalten für das Referenzgeschwindigkeitsprofil. Allerdings ist das Antriebsmoment nicht so glatt, womit auch der Schlupf mehr Oszillationen aufweist. Auch mit dem Zustandsregler als Schlupfregler hat sich gezeigt, dass der Eigenwert des Regler langsamer zu wählen ist, wenn der Reibungskoeffizient zwischen Reifen und Walze abnimmt, wie auch schon in Abschnitt 3.2.2 festgestellt.

3.5. Fazit

Die Verwendung von Standardreglern für das verwendete Regelungskonzept ist also prinzipiell möglich. Allerdings ist eine Adaption der Reglerparameter unumgänglich, um mit verschiedenen Reibungskoeffizienten umgehen zu können.

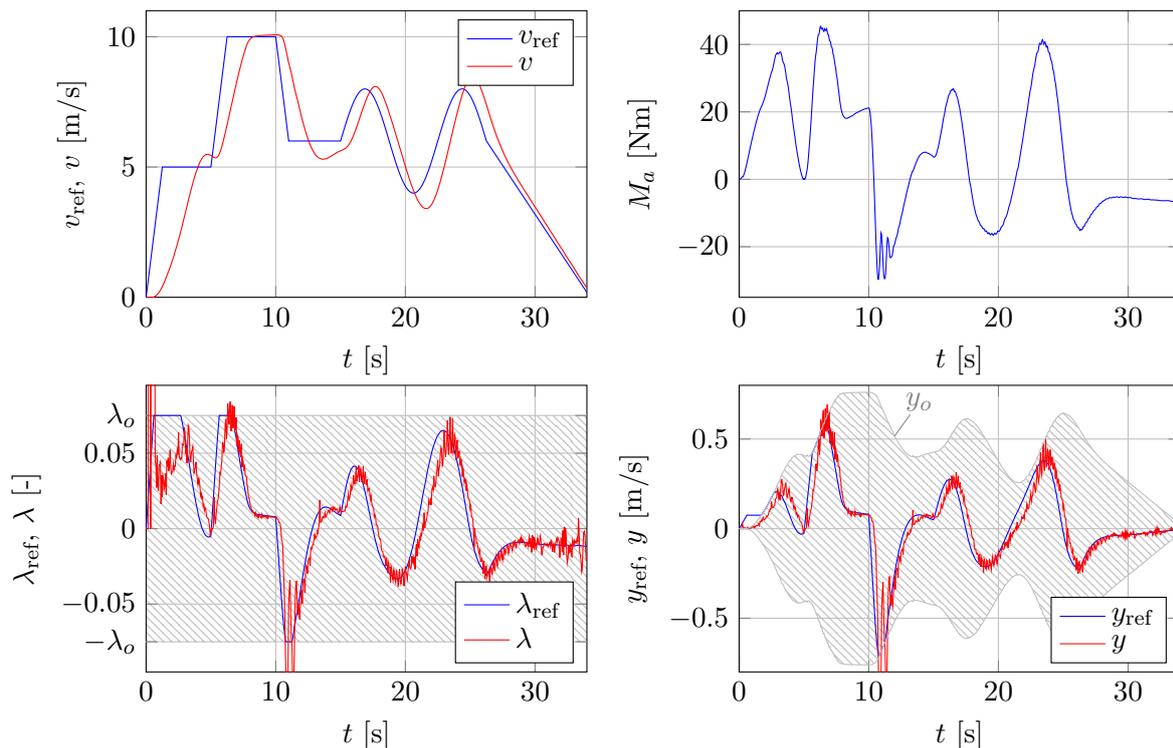


Abbildung 3.22.: Ergebnis des PI-Geschwindigkeitsreglers für das Referenzprofil bei geringer Reibung (Höhe der Walze $h \approx 0.061$ m). Als Schlupfregler wurde ein I-Regler ($k_I = 250$) verwendet.

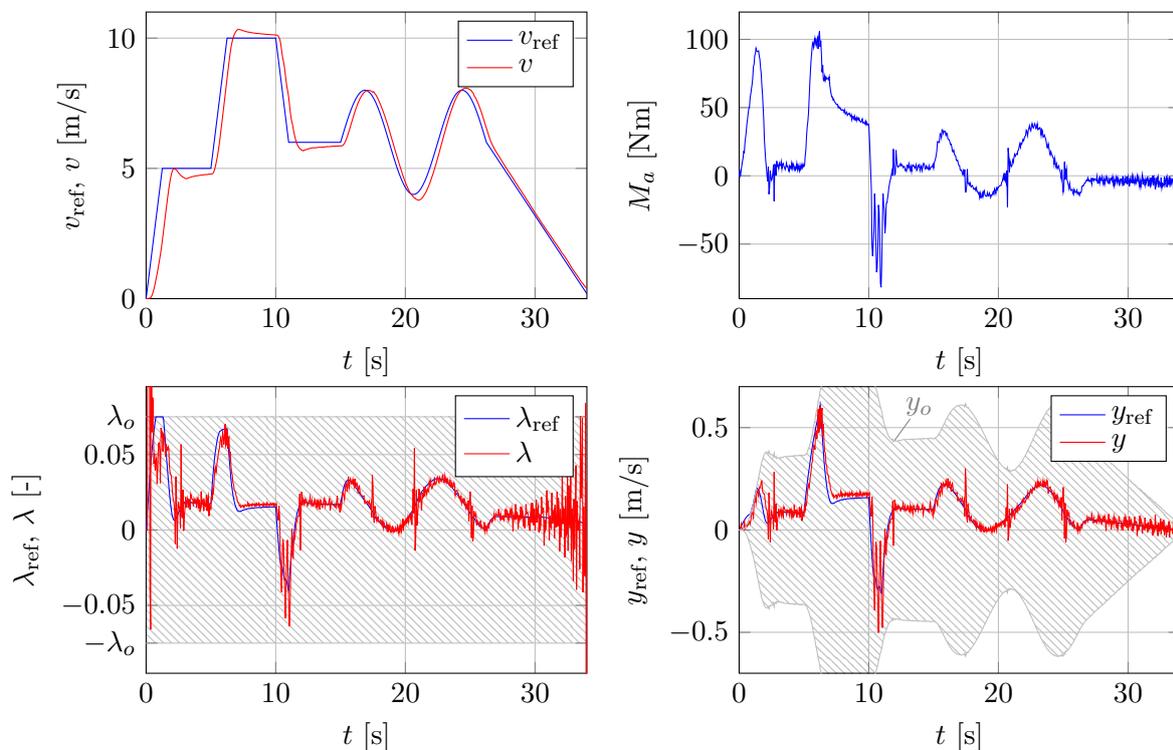


Abbildung 3.23.: Ergebnis des PI-Geschwindigkeitsreglers für das Referenzprofil bei großer Reibung (Höhe der Walze $h \approx 0.067$ m). Als Schlupfregler wurde ein Zustandsregler ($z = 0.8$) verwendet.

4. Matlab Skripts und Simulink Koppelpläne

In Tabelle 4.1 sind die erstellten MATLAB-Skripten inkl. Beschreibung ersichtlich. Dabei gibt es einen Ordner für die Modellbildung und einen weiteren für den Regler. Die SIMULINK-Koppelpläne werden in den nachfolgenden Abschnitten noch detaillierter behandelt.

Dateiname	Beschreibung
Modellbildung/	
Modellidentifikation.mdl	SIMULINK-Koppelplan, der die Vorgabe eines Antriebsmomentes sowie das Abspeichern von Messwerten erlaubt und sich so für die Modellidentifikation eignet.
modellidentifikation.m	MATLAB-Skript, das eine Auswertung der zur Modellbildung durchgeführten Experimente sowie Export der Daten für die Dokumentation durchführt. Die Experimente sind im Ordner Modellbildung abgespeichert.
smooth_and_compute_derivative.m	Berechnet die Winkelbeschleunigungen aus den Winkelgeschwindigkeiten, siehe Abschnitt 2.2.1.
compute_lambda_F.m	Berechnet die Schlupfkennlinie für ein Experiment.
model_params.mat	Speichert die durch <code>modellidentifikation.m</code> bestimmten und in Tabelle 2.4 ersichtlichen Parameter. Damit können weitere SIMULINK-Koppelpläne durch einfaches Laden dieser Daten in den Workspace auf diese Parameter zugreifen, ohne die Modellidentifikation stets neu ausführen zu müssen.
Regler/	
script.m	Muss einmal vor der Verwendung des SIMULINK-Modells <code>Geschwindigkeitsregler.mdl</code> sowie dem Simulationsmodell ausgeführt werden (lädt Modellparameter, dimensioniert Störgrößenbeobachter).
Geschwindigkeitsregler.mdl	SIMULINK-Modell für die Zielhardware für Schlupf- und/oder Geschwindigkeitsregler.
Geschwindigkeitsregler_sim.mdl	Simulationsmodell für Schlupf- und/oder Geschwindigkeitsregler.
versuchsauswertung.m	MATLAB-Skript, das eine Auswertung der durchgeführten Experimente (Schlupf- bzw. Geschwindigkeitsregler) sowie den Export der Daten für die Dokumentation durchführt.
Hoehenregler_Walze.mdl	SIMULINK-Modell für die Zielhardware zur Regelung der Walzenhöhe.

Tabelle 4.1.: Beschreibung der erstellten MATLAB-Skripten sowie SIMULINK-Modellen.

Im Ordner **Regler** gibt es auch noch SIMULINK-Koppelpläne für die beiden Varianten des Beobachters zur Schätzung der Reibkraft F aus Abschnitt 3.1. Diese sind hauptsächlich zur Dimensionierung der Parameter der Beobachter mit einem Sinussignal und einem Referenzmodell gedacht. Ebenso ist ein Sliding Mode Beobachter zweiter Ordnung aus [12] lediglich zu Vergleichszwecken implementiert. In den Koppelplänen **Geschwindigkeitsregler.mdl** sowie **Geschwindigkeitsregler_sim.mdl** ist lediglich ein Sliding Mode Beobachter erster Ordnung für die Differentialgleichung des Reifens in einem Subsystem in Verwendung.

4.1. Simulationsmodell

Abbildung 4.1 zeigt den SIMULINK-Koppelplan für das Simulationsmodell. Vor der Verwendung muss das MATLAB-Skript `script.m` ausgeführt werden. Dieses Modell kann sowohl als Schlupf- als auch Geschwindigkeitsregler verwendet werden, indem der zugehörige Schalter umgelegt wird.

Das Modell des ABS-Prüfstandes mit den Differentialgleichungen aus (2.2) ist im Subsystem *Modell ABS-Prüfstand* implementiert. Dieses Subsystem ist mit einer Maske versehen und bietet die in Abbildung 4.3 ersichtlichen Einstellmöglichkeiten. Einzig interessant ist die Veränderung des Parameters D , der den *Peak Value* der PACEJKA-Formel aus (2.9) darstellt. Mit Veränderung dieses Parameters können somit verschiedene Reibungskoeffizienten simuliert werden.

Das Subsystem *Schlupfregler* ist in Abbildung 4.2 ersichtlich. Mit einem Schalter kann hier einfach zwischen dem I-Regler sowie dem Zustandsregler gewechselt werden. Beide Varianten sind jeweils mit einem Subsystem realisiert und bieten über eine Maske die komfortable Einstellmöglichkeit des Reglerparameters k_I des I-Reglers sowie des Eigenwertes z des Zustandsreglers.

Der Geschwindigkeitsregler ist ein PI-Regler, wobei die zugehörigen Parameter k_P sowie T_I wiederum über eine Maske parametrierbar sind. Die Realisierung dieses zeitdiskreten PI-Reglers mit Anti-Windup Maßnahme wurde bereits in Abschnitt 3.4 anhand von Abbildung 3.19 gezeigt.

Als Referenzgröße für den Geschwindigkeitsregler kann zwischen einer begrenzten Rampe (Konstante mit Rate-Limiter) und dem Geschwindigkeitsreferenzprofil aus Abbildung 3.18 gewählt werden.

Diverse Daten können mit *Scopes* betrachtet werden, die auch gleich dazu benutzt werden, Daten in den Workspace zu exportieren (einstellbar über Reiter *History* in den *Scope*-Parametern).

4.2. Automation Studio Target for Simulink

Die SIMULINK-Koppelpläne **Modellbildung.mdl**, **Hoehenregler_Walze.mdl** sowie **Geschwindigkeitsregler.mdl** sollen auf der Zielhardware, nämlich einer Bernecker und Rainer (B&R) SPS laufen. Hierfür bietet Bernecker und Rainer (B&R) eine komfortable Simulink Anbindung namens „Automation Studio Target for SIMULINK“ an. In MATLAB ist eine Installation sowie eine Lizenzierung (wenn auch Code generiert werden soll) erforderlich¹. Im zip-Ordner für die Installation z.B. von der Version 4.3.2 befindet sich eine PDF-Anleitung, in der sowohl die Installation als auch die Verwendung der einzelnen Blöcke erläutert ist. Daher wird an dieser Stelle nur kurz auf die wichtigsten Punkte eingegangen.

¹<https://www.br-automation.com/en/downloads/#categories=software/automation-studio-target-for-simulink>

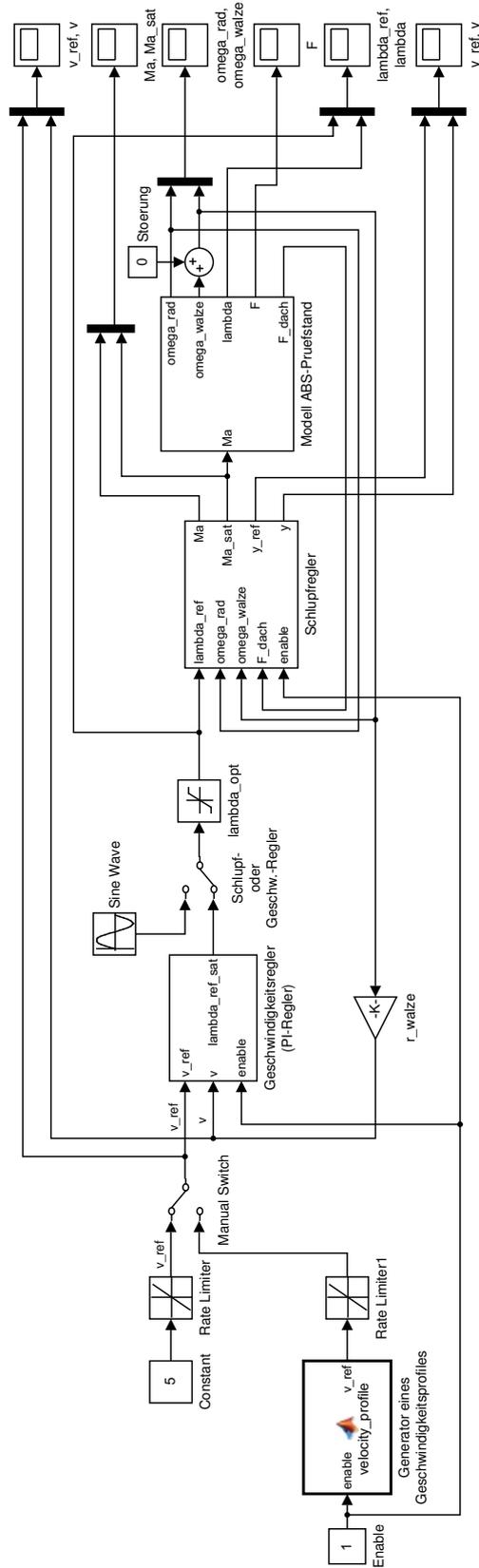


Abbildung 4.1.: SIMULINK-Koppelplan des Simulationsmodells.

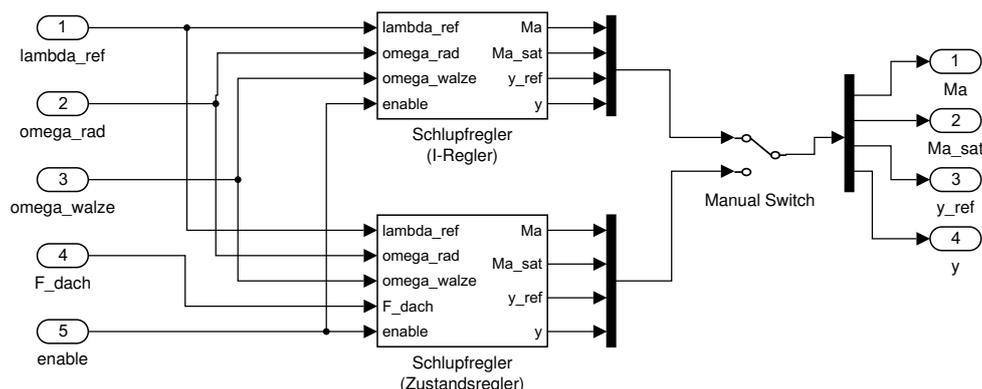
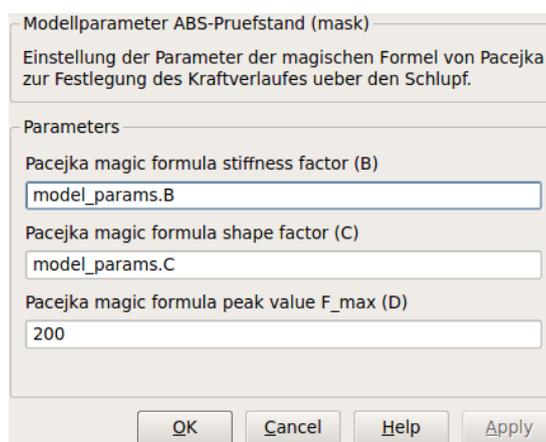
Abbildung 4.2.: Subsystem *Schlupfregler* in Abbildung 4.1.Abbildung 4.3.: Parameter des Subsystems *Modell ABS-Prüfstand* in Abbildung 4.1.

Abbildung 4.4 zeigt die im *Library Browser* verfügbaren Blöcke nach erfolgreicher Installation der B&R Library. Ein SIMULINK-Koppelplan, der Elemente des „Automation Studio Target for SIMULINK“ verwendet, muss genau einen *Config Block* in der äußersten Ebene (Hauptansicht) des Koppelplanes enthalten. Dieser Block bietet die in Abbildung 4.5 ersichtlichen Einstellmöglichkeiten. In unserem Fall wurde C-Code generiert, wobei *Generic Real Time Target based* gewählt wurde. Laut Anleitung wird bei Auswahl der Option *Embedded Real Time Target based* ein etwas effizienterer Code für die Zielhardware generiert, erfordert jedoch den *Simulink Coder*, dessen Lizenzen sehr beschränkt verfügbar sind. In konkreten Fall wurde mit der Option *Generic Real Time Target based* leicht das Auslangen gefunden und die *Simulink Coder* Lizenz somit nicht benötigt.

Sobald ein *Config Block* im Modell platziert wird, werden viele Voreinstellungen getroffen bzw. viele Optionen (unveränderbar) vorgegeben. Die noch möglichen bzw. erforderlichen Einstellungen sind:

- Die Diskretisierungszeit muss der Zykluszeit des Tasks auf der Zielhardware entsprechen, wie in Abbildung 4.6 ersichtlich.
- Der Pfad zum Automation Studio Projekt sowie Optionen zur Hardware Konfiguration sind entsprechend Abbildung 4.7 zu setzen bzw. den Projekteinstellungen anzupassen.
- Abbildung 4.8 zeigt zwei weitere, nützliche Optionen. Sind zeitkontinuierliche Elemente im Modell vorhanden, muss die zugehörige Option aktiviert werden. Der externe Modus bietet

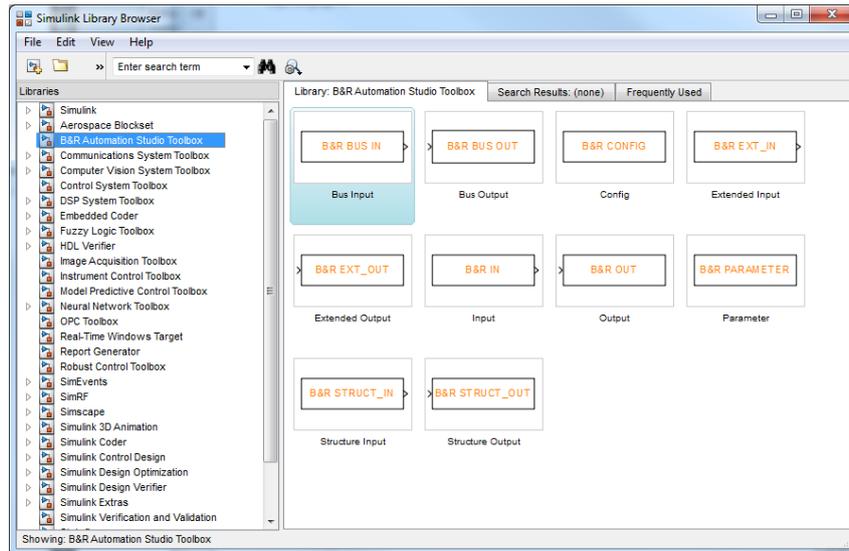


Abbildung 4.4.: Verfügbare Blöcke bei installiertem Automation Studio Target for SIMULINK im *Library Browser*.

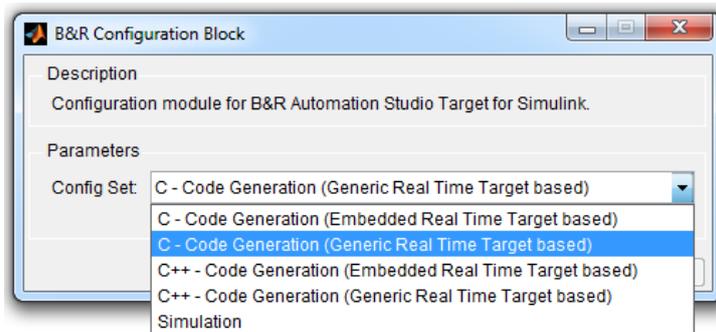


Abbildung 4.5.: Parameter des B&R Config Blocks.

die Möglichkeit, das Modell zur Laufzeit mit der Zielhardware zu verbinden. So können diverse Parameter (z.B. Regler) zur Laufzeit verändert sowie Daten mitgeloggt und in den Workspace geschrieben werden. Sind mehrere Modelle mit aktiviertem externen Modus in der Softwarekonfiguration des Automation Studios aktiv, so müssen unterschiedliche Ports verwendet werden!

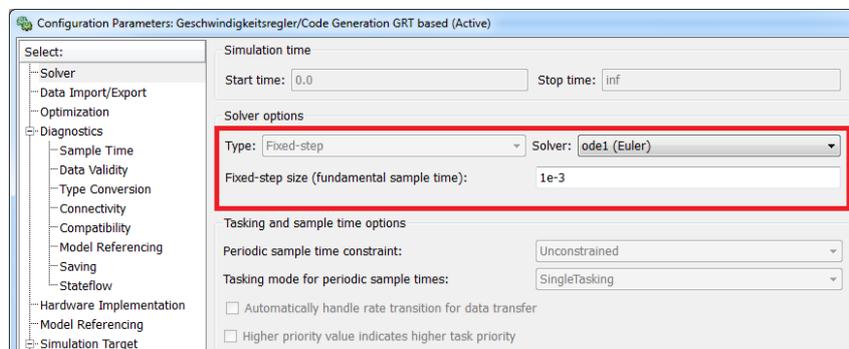


Abbildung 4.6.: Erforderliche Einstellungen in der Kategorie *Solver*. Die hier eingetragene Diskretisierungszeit T_d muss der Zykluszeit des Tasks auf der Zielhardware entsprechen!

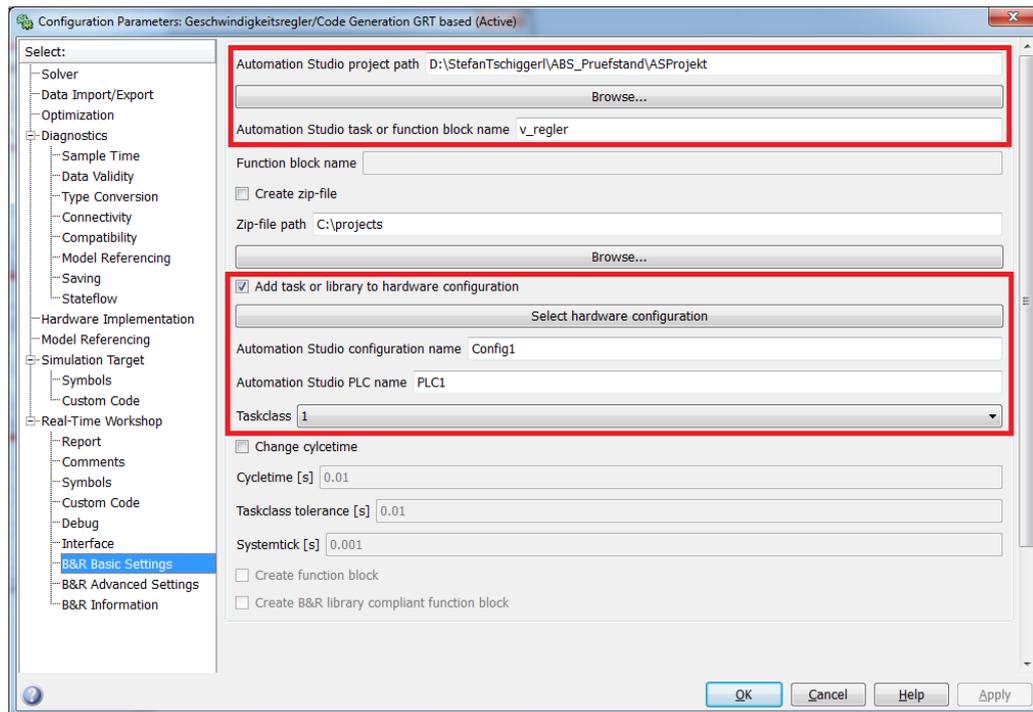


Abbildung 4.7.: Erforderliche Einstellungen in der Kategorie *Real-Time Workshop/B&R Basic Settings*. Es müssen Projektname, ein beliebiger Taskname von max. 8 Zeichen sowie Einstellungen der Hardwarekonfiguration im Automation Studio konfiguriert werden.

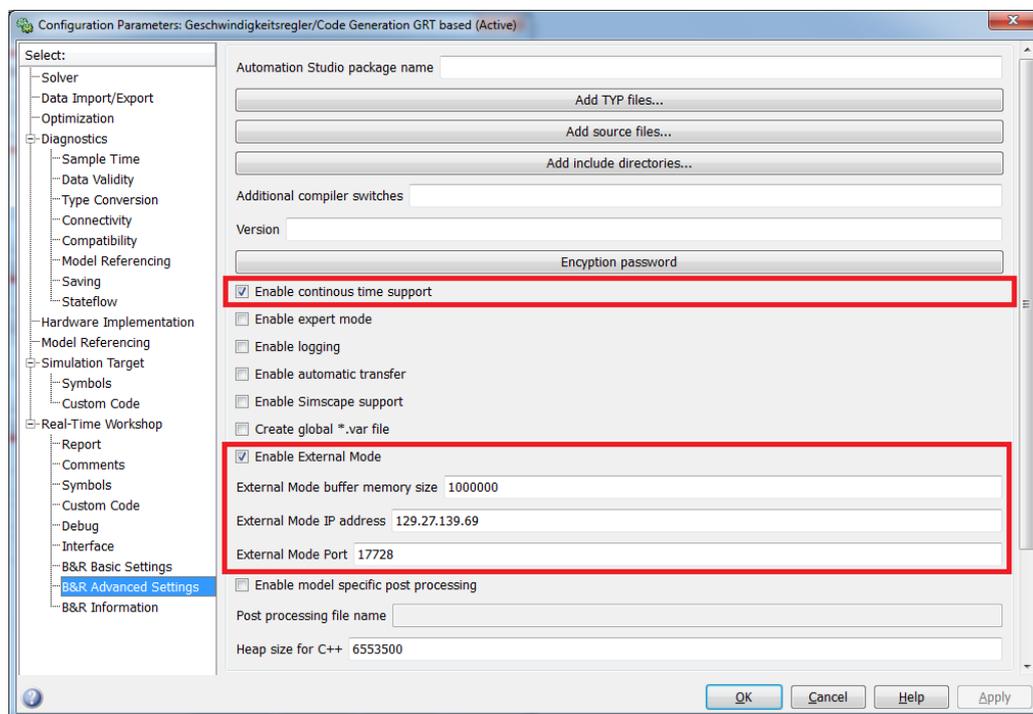


Abbildung 4.8.: Erforderliche Einstellungen in der Kategorie *Real-Time Workshop/B&R Advanced Settings*. Hierbei sind die Optionen für zeitkontinuierliche Unterstützung sowie den externen Modus interessant.

4.3. Schlupf- und Geschwindigkeitsregler

Abbildung 4.11 zeigt das mit B&R Blöcken aufgebaute SIMULINK-Modell für den Schlupf- und Geschwindigkeitsregler. Die Struktur entspricht dabei genau derselben wie im Falle des Simulationsmodells, das Modell kann also nur als Schlupfregler oder auch in Kombination mit einem Geschwindigkeitsregler verwendet werden. Es wurde lediglich eine Aktivierung des Regelkreises mit der globalen Variablen `gEnable_Controller` über das Automation Studio hinzugefügt sowie das Modell des ABS-Prüfstandes mit dem in Abbildung 4.9 ersichtlichen Subsystem ausgetauscht. Dabei werden die Messwerte für die Winkelgeschwindigkeiten ω_R des Reifens sowie ω_W der Walze eingelesen und gefiltert sowie das Antriebsmoment mit dem Subsystem *Write M_a* geschrieben. Letzteres ist als *Enabled Subsystem* ausgeführt und in Abbildung 4.10 ersichtlich. Dieser „Trick“ wurde verwendet, um bei Deaktivierung des Regelkreises, d.h. setzen von `gEnable_Controller` im Automation Studio auf `FALSE`, ein Schreiben der Variable über das Automation Studio zu ermöglichen (z.B. für Manuellbetrieb, ohne *Enabled Subsystem* würde die Variable permanent überschrieben werden). Um jedoch keinen ungesicherten Betrieb zu erzeugen, wenn `gEnable_Controller` bei $M_a \neq 0$ auf `FALSE` gesetzt wird, erfolgt die Deaktivierung des Subsystems *Write M_a* erst einen Zyklus später. Mit einem *Switch* wird sichergestellt, dass während dieses eines Zyklus das Antriebsmoment auf Null gesetzt wird.

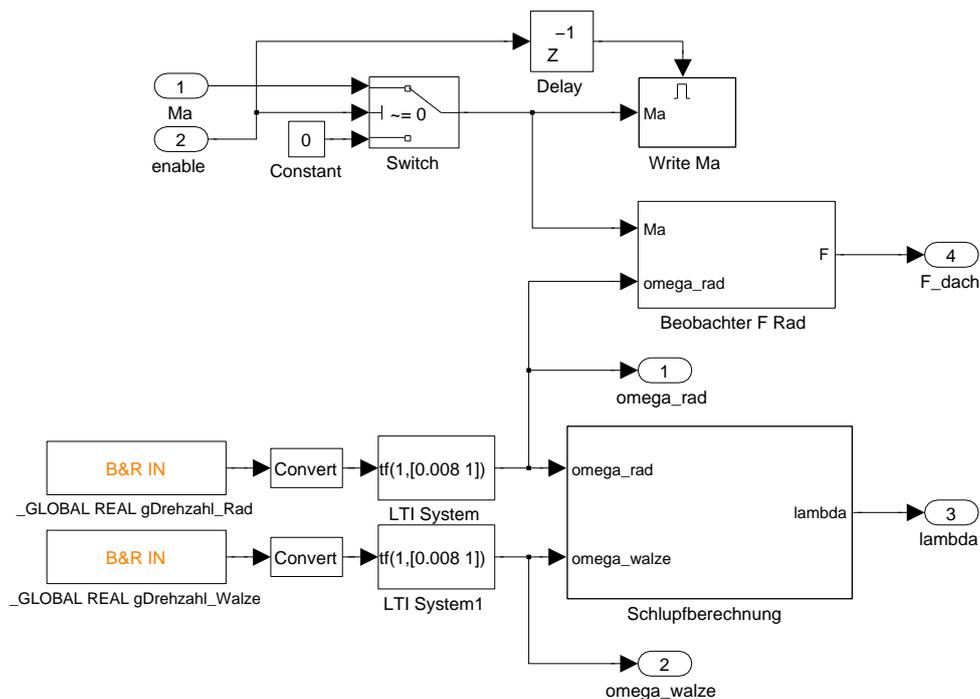


Abbildung 4.9.: Subsystem *ABS-Prüfstand* des SIMULINK Koppelplans für den Schlupf- bzw. Geschwindigkeitsregler.

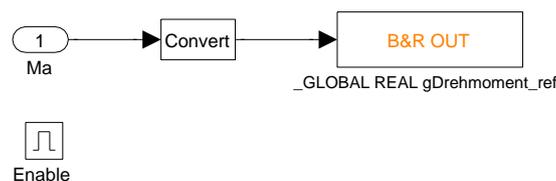


Abbildung 4.10.: Subsystem *Write M_a* des SIMULINK Koppelplans für den Schlupf- bzw. Geschwindigkeitsregler.

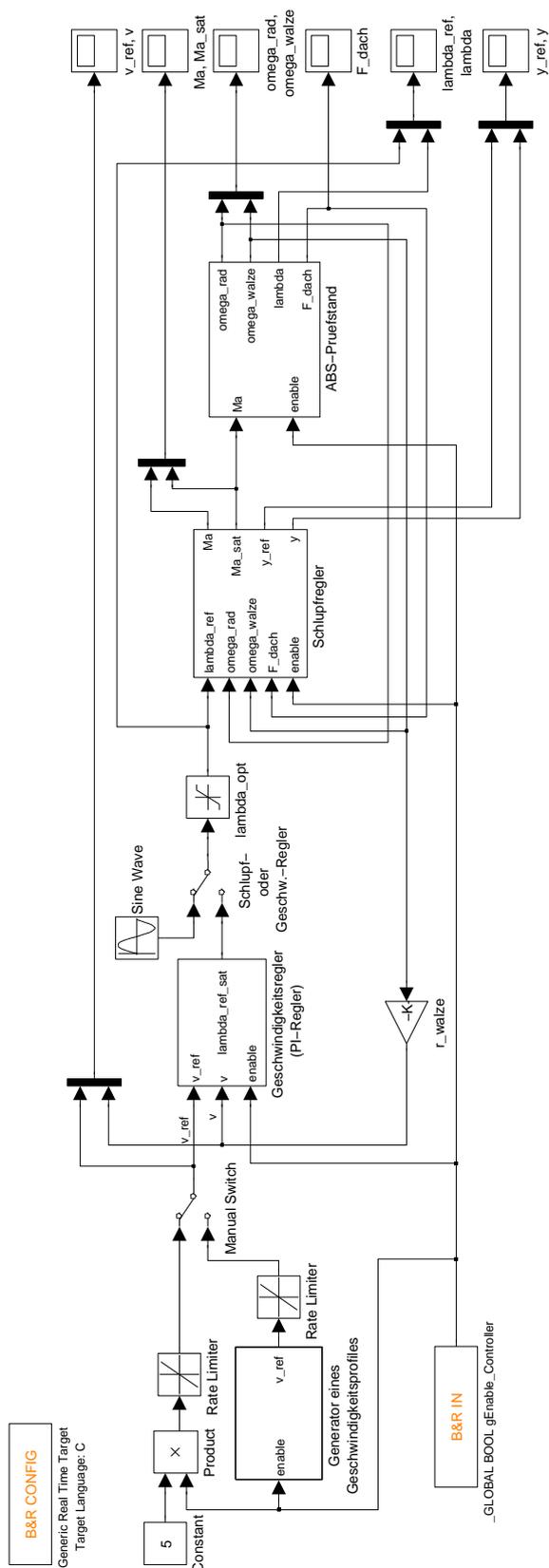


Abbildung 4.11.: SIMULINK Koppelplan für den Schlupf- bzw. Geschwindigkeitsregler.

5. Inbetriebnahme des ABS-Prüfstandes

Dieses Kapitel beschäftigt sich mit der Hardware des ABS-Prüfstandes sowie deren Inbetriebnahme. Dazu zählen sowohl Sensoren als auch Aktoren sowie das Automation Studio Projekt für die Speicherprogrammierbare Steuerung (SPS) der Firma Bernecker und Rainer (B&R), die als zentrale Steuereinheit dient.

Über Powerlink ist ein ACOPOS Antriebsverstärker mit dieser Steuerung verbunden, der die Regelung des Elektromotors übernimmt und Messwerte für Winkelgeschwindigkeiten von Reifen und Walze sowie dem Antriebsmoment bereit stellt. In den nachfolgenden Abschnitten wird detaillierter auf die Ansteuerung des Antriebsverstärkers sowie von installierten Sensoren bzw. Aktoren über verfügbare I/O Module eingegangen. Ebenso wird ein Abschnitt der installierten Hydraulik sowie deren Inbetriebnahme gewidmet.

5.1. Automation Studio Projekt

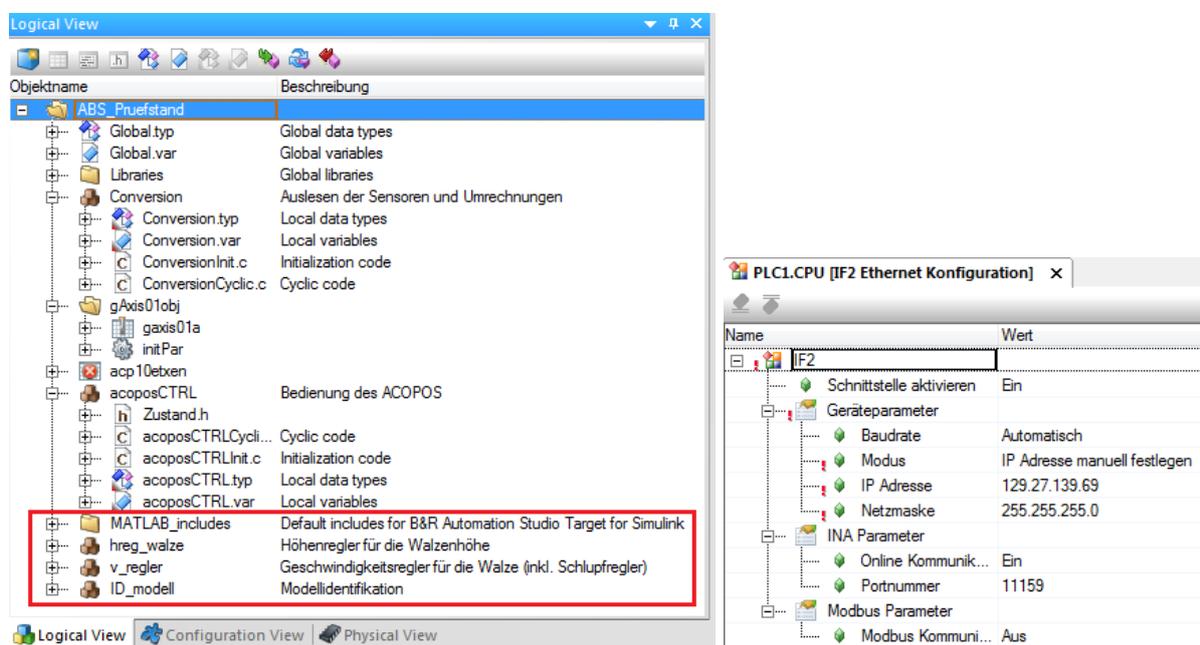
Ein Automation Studio Projekt gliedert sich in die Bereiche *Logical*, *Physical* und *Configuration View*, wobei in dieser Anwendung vor allem die ersten beiden interessant sind. Essentiell ist die korrekte Hardwarekonfiguration (vgl. Abbildung 5.3), die bei Erstellung eines Projekts vom Zielsystem geladen oder manuell eingegeben werden kann. Zudem müssen vorhandene Antriebe, die z.B. über ACOPOS Antriebsverstärker betrieben werden, hinzugefügt und konfiguriert werden. Hierfür bietet das Automation Studio einen komfortablen Assistenten, Details hierzu können der Hilfe in der Kategorie *Motion/ACP10* entnommen werden.

Wurden auf einer Hardware, wie z.B. dem ABS-Prüfstand, schon mehrere Projekte durchgeführt, so kann es durchaus empfehlenswert sein, ein vorhandenes Automation Studio Projekt zu übernehmen und lediglich die Software-Komponenten sowie die I/O Konfiguration anzupassen, was für diese Arbeit gemacht wurde. Abbildung 5.1a zeigt die vorhandenen Software-Tasks, wobei die rot markierten Komponenten von MATLAB mittels „Automation Studio Target for SIMULINK“ generiertem Code entsprechen. Die verbleibenden Komponenten haben folgende Aufgaben:

- **Global.var:** Hier sind alle globalen Variablen definiert, über die (zumindest in diesem Projekt) zahlreiche digitale Ausgänge bedient sowie Größen für die Regler kommuniziert werden.
- **Libraries:** Notwendige Bibliotheken beispielsweise zum Ansprechen der ACOPOS Antriebsverstärker. Für das „Automation Studio Target for SIMULINK“ sind ebenfalls einige Bibliotheken erforderlich, die im zugehörigen Manual (PDF) des Installationsordners entnommen werden können.
- **gAxis01obj:** Einstellungen und Parameter für die ACOPOS Antriebsverstärker. Beispielsweise wird hier auch der zweite Inkrementalgeber (Walze) ausgewertet und differenziert, um die Winkelgeschwindigkeit der Walze zu berechnen. Dies erfolgt über eine Abfolge von *Parameter IDs*, die unter anderem erforderliche Instanzen von Funktionsblöcken erzeugen.

- Conversion: Dient zum Einlesen sowie der Umrechnung von Sensordaten auf SI-Einheiten.
- acoposCTRL: Übernimmt die Ansteuerung des ACOPOS Antriebsverstärkers und somit die Steuerung des Elektromotors über einen Zustandsautomaten.

Die einzelnen Tasks, die auf der SPS zyklisch ausgeführt werden sollen, müssen in der Software Konfiguration zu einer Taskklasse zugeordnet werden. Je geringer die Taskklasse, desto höher ist die Priorität. Innerhalb einer Taskklasse haben jene Tasks eine höhere Priorität, die weiter oben in der Liste stehen. Wie man unschwer erkennen kann, werden alle Tasks zyklisch mit 1 ms abgearbeitet. Die Software Konfiguration kann durch Rechtsklick auf die CPU (X20CP1486) geöffnet werden. Ebenso kann über dieses Kontextmenü die *IF2 Ethernet Konfiguration* geöffnet werden, in der die IP-Adresse der Steuerung einzutragen ist (die SPS wird sinnvollerweise per Ethernet mit dem PC verbunden), wie in Abbildung 5.1b ersichtlich. Im Automation Studio muss unter *Online* → *Einstellungen* dieselbe IP-Adresse eingetragen werden, wie Abbildung 5.2 zeigt.



(a) Logical View. In rot: Von MATLAB generierter Code.

(b) Ethernet Einstellungen.

Abbildung 5.1.: Logical View des Automation Studio Projekts sowie Ethernet Einstellungen.



Abbildung 5.2.: Online Einstellungen des Automation Studio Projekts.

Abbildung 5.5 zeigt die *Watch*-Konfiguration für die globalen Variablen. Befindet sich die Steuerung im Zustand *ONLINE*, was in der Statusleiste am rechten unteren Rand erkennbar ist, so können die einzelnen Variablen auf den gewünschten Wert gestellt sowie Sensordaten überwacht werden. Beispielsweise können hiermit diverse Regler sowie deren Sollgrößen eingestellt sowie die Hydraulik bedient werden.

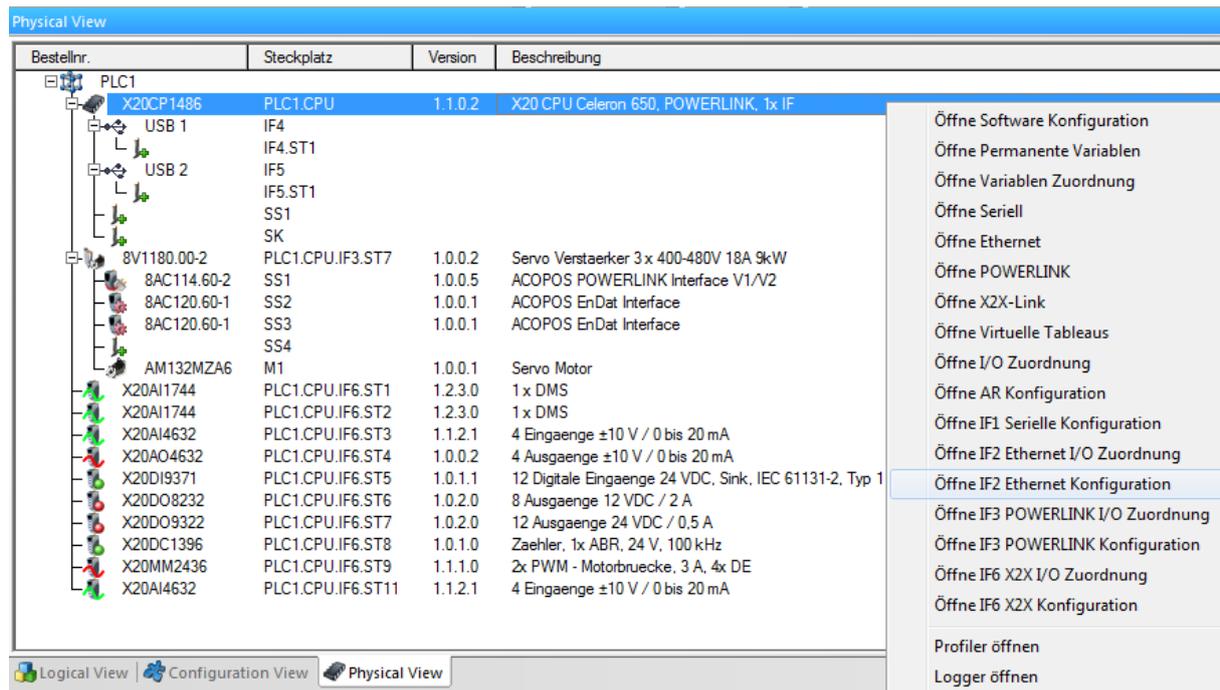


Abbildung 5.3.: Physical View des Automation Studio Projekts.

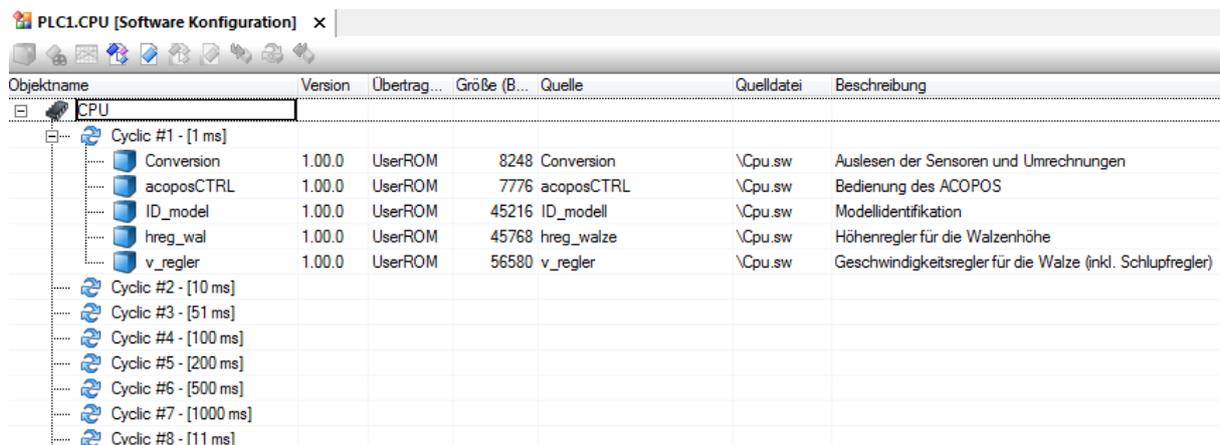


Abbildung 5.4.: Software Konfiguration des Automation Studio Projekts.

5.2. Ansteuerung des ACOPOS Antriebsverstärkers

Die Ansteuerung des ACOPOS Antriebsverstärkers erfolgt über Funktionsblöcke der *ACP10 Motion Bibliothek*. Einen guten Einstieg in die Thematik bietet die Automation Studio Hilfe¹. Dort kann auch ein Zustandsdiagramm gefunden werden, mit dem die Ansteuerung im Task *acoposCTRL* leicht nachvollziehbar sein sollte. Die Automation Studio Hilfe bietet auch eine sehr gute Beschreibung der verwendeten Funktionsblöcke mit Diagrammen und Codebeispielen². Ansonsten können Funktionsblöcke sowie Fehlernummern über die Suche in der Hilfe gefunden werden.

¹Programmierung → Bibliotheken → Motion Bibliotheken → ACP10_MC → ACP10_MC → Konzept

²Programmierung → Bibliotheken → Motion Bibliotheken → ACP10_MC → ACP10_MC → Funktionsblöcke

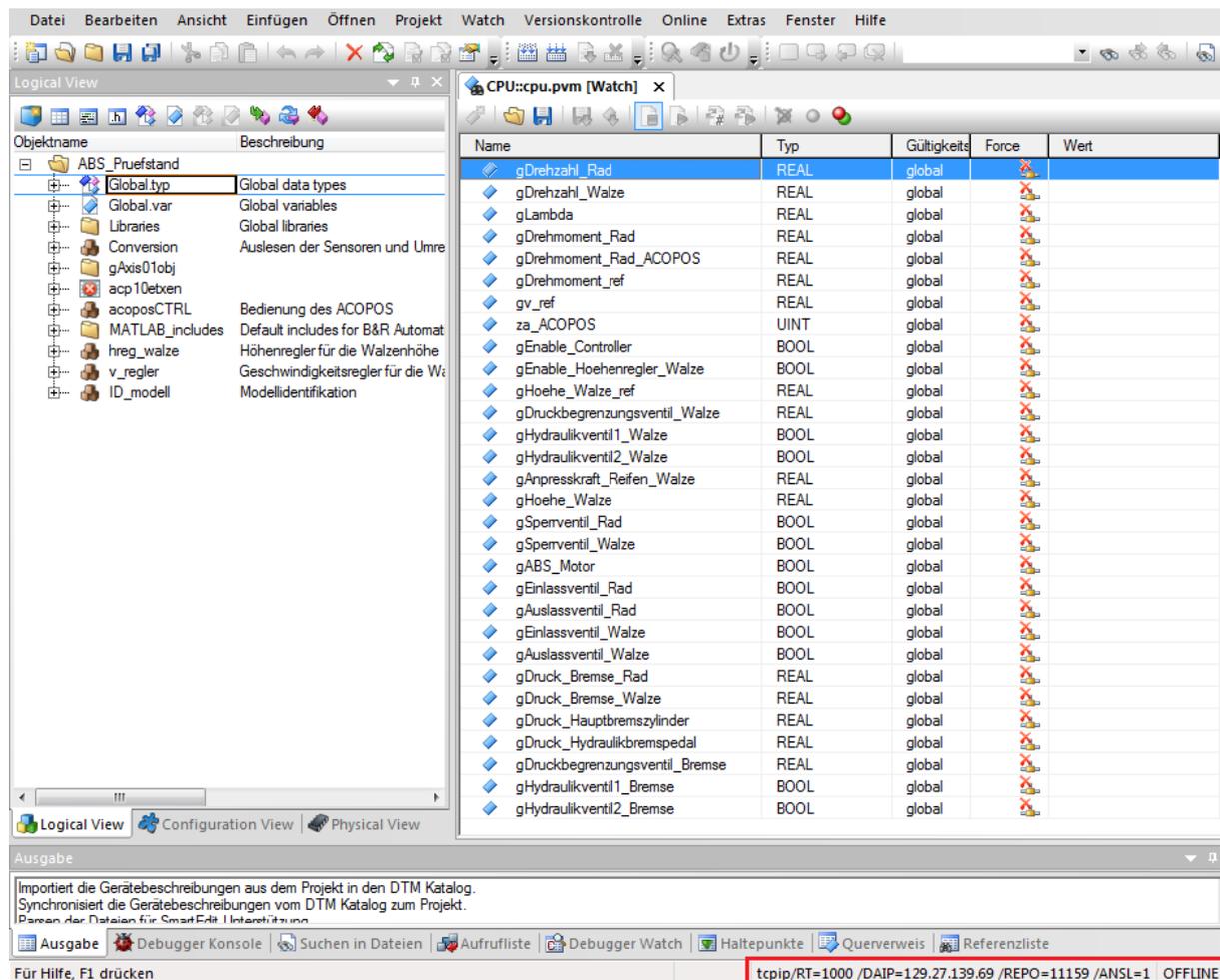


Abbildung 5.5.: Vorgespeicherte Watch-Konfiguration des Automation Studio Projekts für globale Variablen.

Die Programmierung mit Funktionsblöcken sieht üblicherweise wie folgt aus:

- Ein Funktionsblock ist in der verwendeten Programmiersprache C nichts anderes als eine Struktur. Die Strukturelemente werden in jedem zyklischen Aufruf wie gewünscht gesetzt.
- Am Ende des zyklischen Tasks wird eine – dem Namen des Funktionsblocktyps sehr ähnliche – C-Funktion aufgerufen, wobei der Funktionsblock per Referenz übergeben wird. Nur durch diesen Aufruf wird auch tatsächlich eine Aktion ausgeführt! Dieser Funktionsaufruf sollte üblicherweise nur *einmal* pro Zyklus erfolgen.
- Die Funktionsblöcke bieten Eingänge wie *Execute* aber auch Ausgänge für Statusmeldungen wie *Valid* oder *Finished* an. Neue Daten werden üblicherweise nur bei *positiver* Flanke des *Execute* Eingangs übernommen. Hat der Funktionsblock seinen Task erledigt, wird der entsprechende Statusausgang gesetzt sowie der *Execute* Eingang automatisch zurückgesetzt. Danach können neue Daten übergeben sowie der *Execute* Eingang erneut auf TRUE gesetzt werden.
- Da auch mehrere Antriebe in einem System vorkommen können, muss für jeden Funktionsblock das *Axis* Element gesetzt werden (das ist eine globale Variable, die beim Hinzufügen des Antriebs erzeugt wird und im konkreten Projekt den Namen *ax_obj* trägt).

Abbildung 5.6 zeigt die übliche Abfolge des Zustandsautomaten. Der Wechsel in die einzelnen Zustände erfolgt – bis auf die strichlierten Zustände – nicht automatisch, sondern muss vom Benutzer durch Setzen der globalen Variablen `za_ACOPOS` auf den jeweiligen Wert des Zustandes durchgeführt werden. Einen Überblick über alle verfügbaren Zustände sowie deren Werte liefert Tabelle A.1 in Anhang A.2.1. Der Elektromotor kann entweder Winkelgeschwindigkeits- oder Momentengeregt betrieben werden. Ein Abschalten des laufenden Elektromotors mit einer Winkelgeschwindigkeit ungleich Null sollte über den Zustand `SPIN_OUT` (Auslaufen) erfolgen, der den Antriebsverstärker auch abschaltet (`POWER_OFF`). Befindet sich der Elektromotor im Stillstand, ist ein Wechsel in den Zustand `POWER_OFF` legitim, wie punktiert in Abbildung 5.6 angedeutet.

Im Zustand der Winkelgeschwindigkeits- bzw. Momentenregelung können vom Benutzer über die angegebenen Variablen die gewünschten Referenzgrößen vorgegeben werden. Im Falle der Momentenregelung wurde die Variable `gv_ref` dazu verwendet, die maximale Geschwindigkeit zu definieren. Diese ist nämlich dem zugehörigen Funktionsblock vorzugeben, wodurch das Moment automatisch zurückgeregt wird, sollte die Geschwindigkeit größer als `gv_ref` werden.

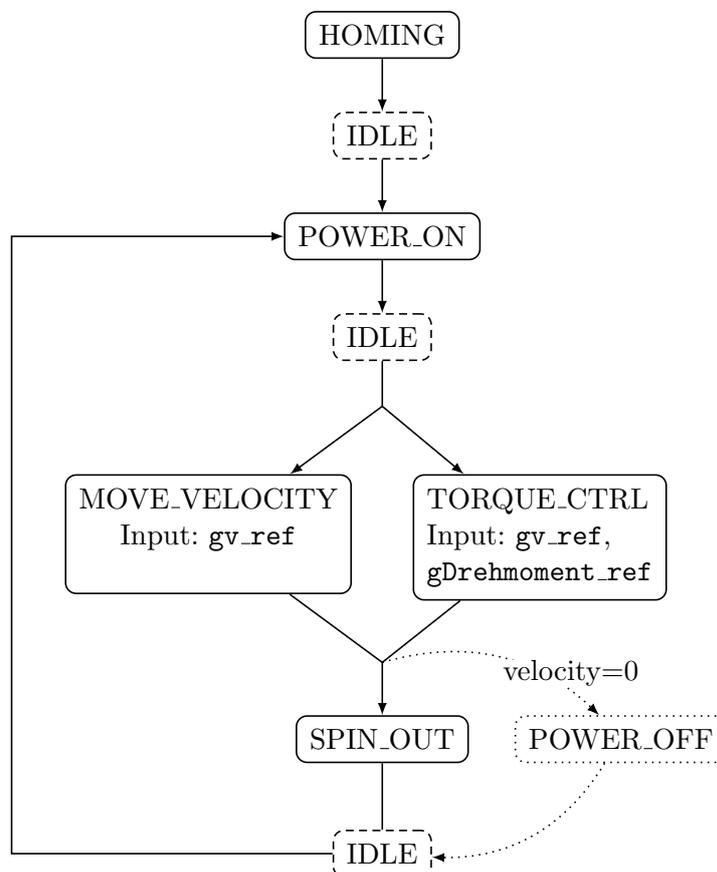


Abbildung 5.6.: Abfolge des Zustandsautomaten für den Task `acoposCTRL` zur Ansteuerung des ACOPOS Antriebsverstärkers.

5.3. Sensoren, Aktoren und I/O Zuordnung

Der ABS-Prüfstand verfügt über zahlreiche Sensoren bzw. Aktoren, die über die SPS ausgelesen bzw. gesteuert werden können. Dazu sind neben der CPU auch zahlreiche I/O Module verbaut,

wie bereits im Abschnitt *Automation Studio Projekt* mit Abbildung 5.3 gezeigt.

Die Umrechnung von Sensordaten bzw. von Werten für Aktoren aus SI-Einheiten zu modul-spezifischen Werten kann zum Teil der Hilfe zum jeweiligen Modul bzw. den Kommentaren in `ConversionCyclic.c` des C-Tasks `Conversion` entnommen werden. Sensordaten können in den nachfolgenden Tabellen sowie Datenblättern zu Unterlagen des ABS-Prüfstandes gefunden werden.

Für jedes Modul muss eine I/O Zuordnung getroffen werden, die die Schnittstelle zwischen Variablen im Automation Studio Projekt zum I/O Modul ist. Die I/O Zuordnung kann durch Rechtsklick auf das zugehörige I/O Modul in der Hardwarekonfiguration (Physical View, siehe Abbildung 5.3) sowie Wahl des Kontextmenüeintrags *Öffne I/O Zuordnung* geöffnet werden. Für das erste der beiden DMS-Module X20AI1744 (Slot IF6.ST1) ist die zugehörige I/O Zuordnung in Abbildung 5.7 ersichtlich. Hierbei ist ersichtlich, dass der konvertierte Analogwert der DMS-Brückenspannung in der lokalen Variable `AIKraft_Lenkung` des Tasks `Conversion` gespeichert wird. Die Konfiguration des Moduls wird über die globale Variable `gAI1744_Config` vorgenommen.

Es können aber auch direkt globale Variablen verwendet werden, wie anhand der I/O Zuordnung des Moduls X20DO9322 (Slot IF6.ST7) in Abbildung 5.8 ersichtlich ist. Dies ist beispielsweise für die Steuerung von binären Ausgängen (z.B. viele der Hydraulikventile) sinnvoll. Durch Manipulation der booleschen Variablen über die zugehörige *Watch*-Konfiguration (vgl. Abbildung 5.5) können die binären Ausgänge sehr einfach gesteuert werden.

Erwähnenswert für die Module mit Analogeingängen bzw. Analogausgängen ist noch, dass über die I/O Konfiguration (Achtung, nicht I/O Zuordnung) ausgewählt werden kann, ob der Eingang bzw. Ausgang für ein Spannungssignal (± 10 V) oder ein Stromsignal (0...20 mA) konfiguriert werden soll, wie Abbildung 5.9 beispielhaft zeigt.

In den nachfolgenden Tabellen ist ersichtlich, welche I/O Module zu welchen Sensoren bzw. Aktoren zugeordnet sind.

Kanalname	Datentyp	Taskklasse	PV oder Kanalname	Invertiert	Simulation	Quelldatei	Beschreibung [1]
ModuleOk	BOOL			<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>		Module status (1 = mo)
AnalogInput01	DINT	Automatisch	Conversion.AIKraft_Lenkung	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	\\NoMap.iom	DMS value
StatusInput01	USINT			<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>		Module status
ConfigOutput01	USINT	Cyclic#7	gAI1744_Config	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	\\NoMap.iom	ADC configuration

Abbildung 5.7.: I/O Zuordnung des Moduls X20AI1744 (Slot IF6.ST1).

Modul	X20AI1744 (Slot IF6.ST1)
Beschreibung	Auswertung eines DMS Sensors über Brückenschaltung.
AI 1	Kraftsensor Walze (Anpresskraft zum Reifen), 5kN, 2 mV/V sensitivity

Tabelle 5.1.: Übersicht der Zuordnung des Moduls X20AI1744 (Slot IF6.ST1).

Kanalname	Datentyp	Taskklasse	PV oder Kanalname	Invertiert	Simulation	Quelldatei	Beschreibung [1]
ModuleOk	BOOL			<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>		Module status (1 = modul
DigitalOutput01	BOOL	Automatisch	gHydraulikventil1_Walze	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	\\IoMap.iom	24 VDC / 0.5 A, source
DigitalOutput02	BOOL	Automatisch	gHydraulikventil2_Walze	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	\\IoMap.iom	24 VDC / 0.5 A, source
DigitalOutput03	BOOL	Automatisch	gHydraulikventil1_Bremse	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	\\IoMap.iom	24 VDC / 0.5 A, source
DigitalOutput04	BOOL	Automatisch	gHydraulikventil2_Bremse	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	\\IoMap.iom	24 VDC / 0.5 A, source
DigitalOutput05	BOOL	Automatisch	gSperrventil_Rlad	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	\\IoMap.iom	24 VDC / 0.5 A, source
DigitalOutput06	BOOL	Automatisch	gSpemventil_Walze	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	\\IoMap.iom	24 VDC / 0.5 A, source
DigitalOutput07	BOOL			<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>		24 VDC / 0.5 A, source
DigitalOutput08	BOOL			<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>		24 VDC / 0.5 A, source
DigitalOutput09	BOOL			<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>		24 VDC / 0.5 A, source
DigitalOutput10	BOOL			<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>		24 VDC / 0.5 A, source
DigitalOutput11	BOOL			<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>		24 VDC / 0.5 A, source
DigitalOutput12	BOOL	Automatisch	gABS_Motor	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	\\IoMap.iom	24 VDC / 0.5 A, source

Abbildung 5.8.: I/O Zuordnung des Moduls X20DO9322 (Slot IF6.ST7).

Name	Wert	Beschreibung
IF6.ST3		X20AI4632
Funktionsmodell	Standard	Arbeitsweise des Moduls
Allgemein		
Modulueberwachung	Ein	Service Mode ausloesen, wenn Modul
Modulinformation	Aus	Zusaetzliche Modulinformation
Kanalstatusinformation	Ein	Kanalstatusinformation
Erweiterte Kanalstatusinform...	Aus	Erweiterte Kanalstatusinformation
Samplezeit [us]	100	Samplezeit in us
Trace Funktion		
Trace Funktion aus/ein	Aus	Trace inaktiv/aktiv
Kanal 01		
Kanal ein/aus	Ein	Kanal aktiv/inaktiv
Kanalkonfiguration		
Kanaltyp	0 bis 20 mA	Spannung ±10 V / Strom 0 bis 20 mA
Fehlerueberwachung	±10 V	Fehlerueberwachung ein/aus
Minimaler/maximaler W...	0 bis 20 mA	Minimaler/Maximaler Wert ein/aus

Abbildung 5.9.: I/O Zuordnung des Moduls X20AI4632 (Slot IF6.ST3).

Modul	X20AI1744 (Slot IF6.ST2)
Beschreibung	Auswertung eines DMS Sensors über Brückenschaltung.

AI 1	Kraftsensor Walze, 1kN, 2 mV/V sensitivity
------	--

Tabelle 5.2.: Übersicht der Zurodnung des Moduls X20AI1744 (Slot IF6.ST2).

Modul	X20AI4632 (Slot IF6.ST3)
Beschreibung	4 Analogeingänge mit ±10 V oder 0...20 mA (I/O Konfiguration)

AI 1	Drehmomentsensor Reifen (Sensor liefert Stromsignal)
AI 2	Höhensensor für die Walze, 0-160 mm, 4...20 mA
AI 3	Sensor für Lenkwinkel des Reifens (Sensor liefert Stromsignal)
AI 4	Drucksensor Hydraulikbremspedal, 0-250 bar, 4...20 mA

Tabelle 5.3.: Übersicht der Zurodnung des Moduls X20AI4632 (Slot IF6.ST3).

Modul	X20AO4632 (Slot IF6.ST4)
Beschreibung	4 Analogausgänge mit ± 10 V oder 0...20 mA (I/O Konfiguration)
AO 1	Proportionalventil Lenkung
AO 2	-
AO 3	-
AO 4	-

Tabelle 5.4.: Übersicht der Zurodnung des Moduls X20AO4632 (Slot IF6.ST4).

Modul	X20DO8232 (Slot IF6.ST6)
Beschreibung	8 digitale Ausgänge 12 VDC / 2 A
DO 1	Einlassventil Walze (Hydraulik Bremskreis)
DO 2	Auslassventil Walze (Hydraulik Bremskreis)
DO 3	Einlassventil Rad (Hydraulik Bremskreis)
DO 4	Auslassventil Rad (Hydraulik Bremskreis)
DO 5	Apserrventil
DO 6	Umschaltventil
DO 7	Versorgung Proportionalventil Lenkung
DO 8	-

Tabelle 5.5.: Übersicht der Zurodnung des Moduls X20DO8232 (Slot IF6.ST6).

Modul	X20DO9322 (Slot IF6.ST7)
Beschreibung	12 digitale Ausgänge 24 VDC / 0.5 A
DO 1	Hydraulikventil Walze heben
DO 2	Hydraulikventil Walze senken
DO 3	Hydraulikventil Bremszylinder ausfahren
DO 4	Hydraulikventil Bremszylinder einfahren
DO 5	Sperrventil Rad (Hydraulik Bremskreis)
DO 6	Sperrventil Walze (Hydraulik Bremskreis)
DO 7	-
DO 8	-
DO 9	-
DO 10	-
DO 11	-
DO 12	ABS Motor ein/aus

Tabelle 5.6.: Übersicht der Zurodnung des Moduls X20DO9322 (Slot IF6.ST7).

Modul	X20MM2436 (Slot IF6.ST9)
Beschreibung	2x PWM-Motorbrücke 3 A im PWM- oder Stromreglerbetrieb
PWM 1	Druckbegrenzungsventil Walze (PWM-Betrieb)
PWM 2	Druckbegrenzungsventil Bremse (PWM-Betrieb)

Tabelle 5.7.: Übersicht der Zurodnung des Moduls X20MM2436 (Slot IF6.ST9).

Modul	X20AI4632 (Slot IF6.ST11)
Beschreibung	4 Analogeingänge mit ± 10 V oder 0...20 mA (I/O Konfiguration)
AI 1	Drucksensor Bremse Rad, 0-250 bar, 4...20 mA
AI 2	Drucksensor Bremse Walze, 0-250 bar, 4...20 mA
AI 3	Drucksensor Hauptbremszylinder, 0-250 bar, 4...20 mA
AI 4	-

Tabelle 5.8.: Übersicht der Zuordnung des Moduls X20AI4632 (Slot IF6.ST11).

5.4. Hydraulik

Abbildung 5.10 zeigt schematisch den Hydraulikplan der verwendeten Komponenten des ABS-Prüfstandes. Dazu zählen der Bremszylinder sowie die Höhenverstellung der Walze.

Die Walze wird über einen doppeltwirkenden Zylinder verstellt, dessen Position über ein 5/3-Wegeventil sowie einem Druckbegrenzungsventil variiert werden kann. Ein 5/3-Wegenventil bietet hierzu die Stellungen neutral, Walze heben und Walze senken an. Die am ABS-Prüfstand verbauten 5/3-Wegeventile können dabei entweder manuell (Hebel) oder über die SPS gesteuert werden. Eine Anleitung zur programmtechnischen Höhenverstellung mit zugehörigen Variablenamen und notwendigen Schritten kann Anhang A.1 entnommen werden. Der Hydraulikkreis für die Verstellung der Walzenhöhe verfügt zudem über ein Handventil, sodass eine einmal eingestellte Walzenhöhe durch Absperren des Handventils ohne ständigem Laufen des Hydraulikaggregats beibehalten werden kann.

Etwas detaillierter muss der Bremskreis betrachtet werden. Wie in Abbildung 5.10 schematisch angedeutet, kann die Scheibenbremse des Reifens oder der Walze entweder über einen einfachwirkenden Bremszylinder oder manuell über ein Bremspedal betätigt werden, was dank einer speziellen mechanischen Konstruktion möglich ist. Die Position des Bremszylinders kann dabei wiederum über ein 5/3-Wegenventil so wie bei der Höhenverstellung der Walze verstellt werden, d.h. manuell (Hebel) oder über die SPS. Ebenso ist ein Druckbegrenzungsventil verbaut, mit dem letztendlich der Bremsdruck eingestellt werden kann. In Abbildung 5.11a ist der Hydraulikplan des Bremskreises detaillierter ersichtlich. Über Sperrventile kann ausgewählt werden, ob entweder der Reifen, die Walze oder beides gebremst werden soll. Dazwischen befindet sich auch noch ein ABS-Modul (Anti-Blockiersystem), dessen Aufbau in Abbildung 5.11b dargestellt ist. Dieses ist jedoch bei dieser Masterarbeit nicht zum Einsatz gekommen. Die Stellungen der Ventile im ABS-Moduls sind ohne Ansteuerung genau so, dass der eingangsseitige Bremsdruck 1:1 durchgeschleust wird. Eine Anleitung zum Bremsen der Walze mit dem Druckbegrenzungsventil kann Anhang A.4 entnommen werden.

5.4.1. Höhenregler für die Walze

Die Walzenhöhe kann entweder manuell oder über einen einfachen Regler eingestellt werden. Beide Vorgehensweisen sind in Anhang A.1 erläutert. Abbildung 5.12 bzw. Abbildung 5.13 zeigen die Komponenten des SIMULINK-Modells. Dieses wurde bewusst erst hier angeführt, da hierfür die Kenntnis des Hydraulikplanes Voraussetzung ist. Eine sehr einfache, wenn nicht relativ genaue Möglichkeit zur Regelung der Walzenhöhe stellt ein einfacher Zweipunktregler mit Hysterese dar. Dazu wird das Druckbegrenzungsventil auf 100% gestellt und je nach Walzenhöhe

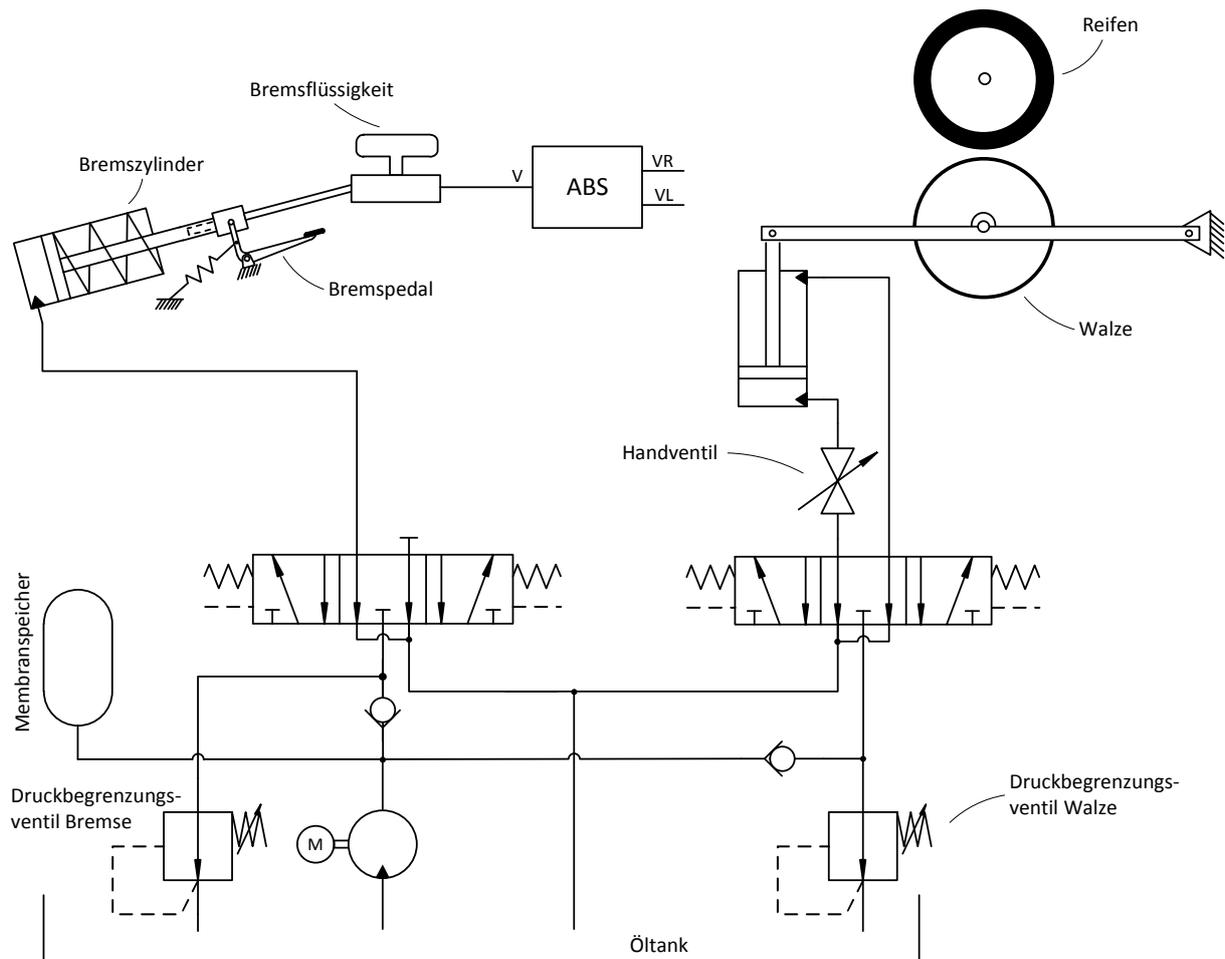
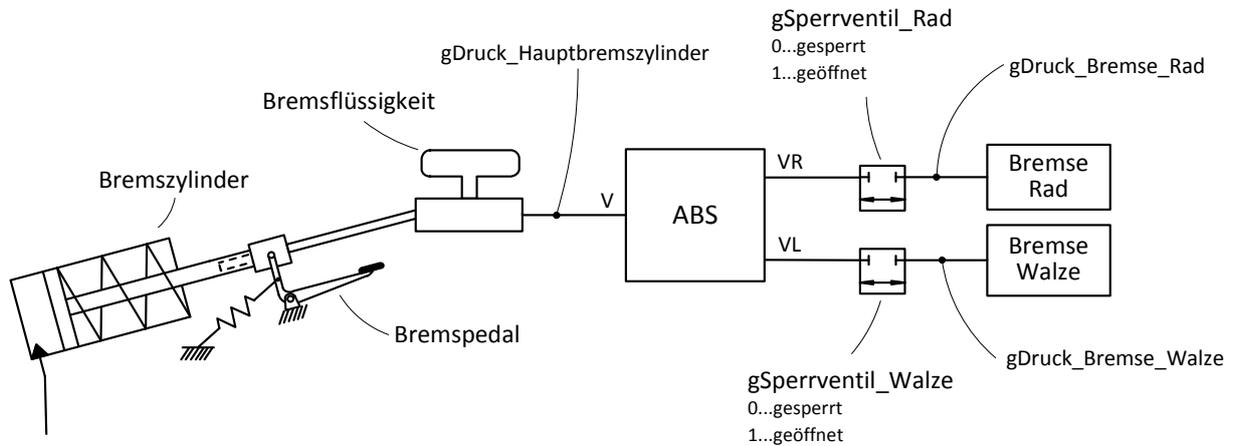
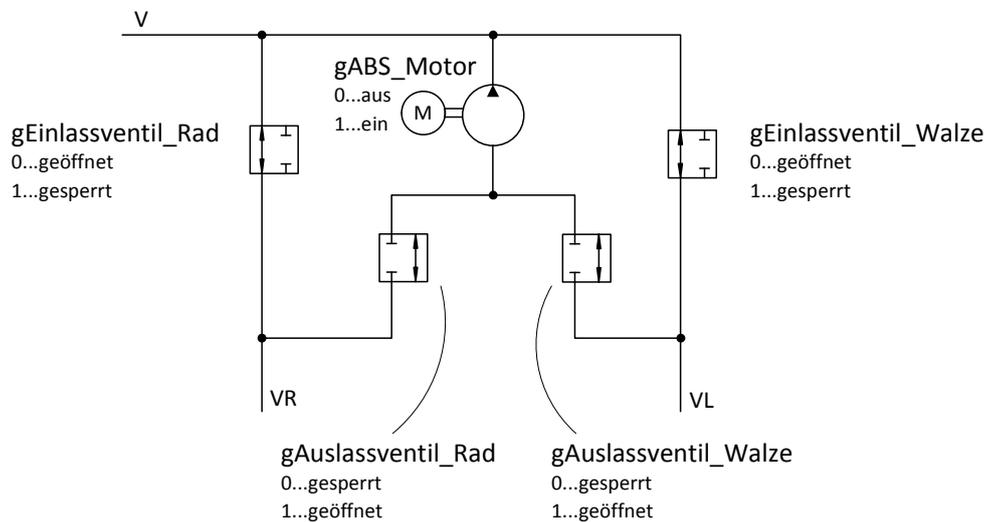


Abbildung 5.10.: Teil des Hydraulikplanes für die verwendeten Komponenten des ABS-Prüfstandes (Bremsse, Höhenverstellung der Walze).

das 5/3-Wegeventil in die Stellung „Walze heben“, „Walze senken“ oder „neutral“ (aktuelle Höhe beibehalten) gebracht. Für ein *Heben* der Walze ist die erreichbare Genauigkeit im Bereich von 1 mm. Aufgrund der großen Masse der Walze wird die Sollposition für ein *Senken* der Walze jedoch stark unterschritten, sodass danach immer ein Heben der Walze erfolgt. In dieser Arbeit wurden lediglich konstante Walzenhöhen *vor* einem jeweils durchgeführten Experiment benötigt, weshalb diese Variante der Regelung vollkommen ausreichend ist. Unter Umständen wäre es wünschenswert, eine Verstellung der Walzenhöhe auch während des Betriebes zu ermöglichen, damit beispielsweise ein Übergang von einem hohen zu einem niedrigen Reibungskoeffizienten und umgekehrt untersucht werden kann. Hierfür ist jedoch eine andere Art von Positionsregelung zu implementieren.



(a) Hydraulikplan des Bremskreises vom Bremszylinder/Bremspedal bis zu den Scheibenbremsen.



(b) Hydraulikplan des ABS-Modules in Abbildung 5.11a.

Abbildung 5.11.: Hydraulikplan des Bremskreises mit globalen Variablennamen zum Ansteuern der Aktoren bzw. Auslesen der Sensoren.

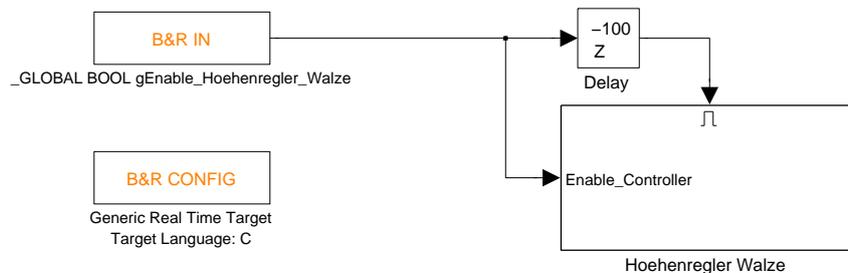


Abbildung 5.12.: Hauptansicht des SIMULINK-Modells zur Regelung der Walzenhöhe.

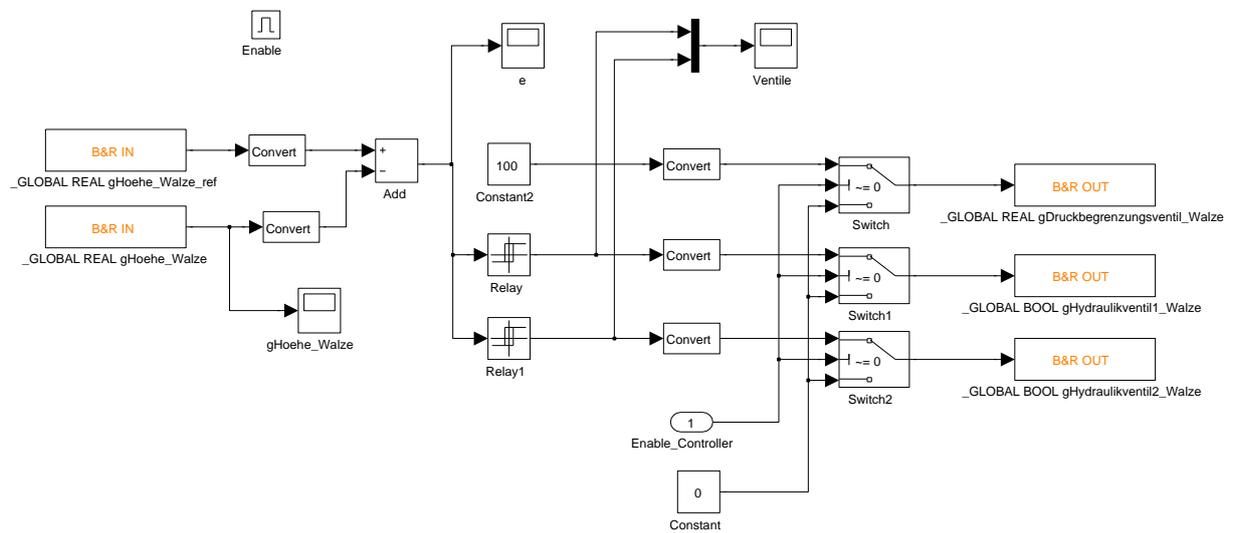


Abbildung 5.13.: Höhenregler für die Walze (Subsystem aus Abbildung 5.12).

Anhang A.

Schritt für Schritt Anleitungen

A.1. Einstellung der Walzenhöhe

A.1.1. Manuell

1. Hydraulikaggregat einschalten
2. Handventil zum Anheben der Walze öffnen
3. `gHydraulikventil1.Walze = 1`
4. `gDruckbegrenzungsventil.Walze` auf ca. 20 % setzen
5. Walze beginnt sich nun zu heben
6. Handventil zum Anheben der Walze schließen
7. `gHydraulikventil1.Walze = 0`
8. `gDruckbegrenzungsventil.Walze` auf 0 % setzen
9. Hydraulikaggregat abschalten
10. Durch vorsichtiges Öffnen des Handventils gewünschte Anpresskraft einstellen

A.1.2. Mit Höhenregler

1. Hydraulikaggregat einschalten
2. Handventil zum Anheben der Walze öffnen
3. `gHoehe_Walze_ref` setzen (z.B. 0.06 m)
4. `gEnable_Hoehenregler_Walze = 1`
5. Walze beginnt sich nun zu heben
6. Kontrolle mit `gHoehe_Walze` (Walzenhöhe) sowie `gAnpresskraft_Reifen_Walze` (Anpresskraft) und evtl. Anpassung von `gHoehe_Walze_ref` (Achtung: Hysterese des Zweipunktreglers beachten, d.h. Änderung von einigen Millimetern in der Referenzposition erforderlich)
7. Handventil zum Anheben der Walze schließen
8. `gEnable_Hoehenregler_Walze = 0`
9. Hydraulikaggregat abschalten

A.2. ACOPOS Antriebsverstärker

1. Nach dem Einschalten der Steuerung befindet sich der Zustandsautomat `za_ACOPOS` im Zustand 3 (HOMING).
2. Der Antriebsverstärker ist bereit, sobald `za_ACOPOS = 1` (IDLE)
3. Einschalten des Reglers: `za_ACOPOS = 2` (POWER_ON), danach automatischer Wechsel zu `za_ACOPOS = 1` (IDLE), wenn der Regler aktiviert werden konnte.
4. Entweder Winkelgeschwindigkeitsregelung
 - a) `za_ACOPOS = 5` (MOVE_VELOCITY)
 - b) Gewünschte Winkelgeschwindigkeit über Variable `gv_ref` vorgeben (z.B. 20 rad/s)
5. oder Momentenregelung:
 - a) `za_ACOPOS = 9` (TORQUE_CTRL)
 - b) Maximale Winkelgeschwindigkeit des Reifens über Variable `gv_ref` vorgeben (z.B. 100 rad/s)
 - c) Gewünschtes Antriebsmoment über Variable `gDrehmoment_ref` vorgeben (z.B. 20 Nm)
6. `za_ACOPOS = 7` (SPIN_OUT) zum Auslaufen des Reifens und der Walze, danach wieder mit Schritt 3 (Regler einschalten) fortsetzen. Befindet sich das System bereits in Ruhe, kann anstelle von SPIN_OUT auch direkt in den Zustand `za_ACOPOS = 4` (POWER_OFF) gewechselt werden.

A.2.1. Verfügbare Zustände

Zustand	Wert
IDLE	1
POWER_ON	2
POWER_OFF	4
HOMING	3
MOVE_VELOCITY	5
STOP	6
SPIN_OUT	7
STATE_ERROR_RESET	8
TORQUE_CTRL	9

Tabelle A.1.: Verfügbare Zustände des Zustandsautomaten zur Ansteuerung des ACOPOS Antriebsverstärkers.

A.3. Schlupf- und Geschwindigkeitsregler

1. Walzenhöhe einstellen (siehe Anhang A.1)
2. ACOPOS Antriebsverstärker für momentengeregelten Betrieb konfigurieren (siehe Anhang A.2). Die maximale Winkelgeschwindigkeit des Reifens muss über die Variable `gv_ref` so gesetzt werden, dass sie über der erwarteten Winkelgeschwindigkeit liegt! Der Wert der Variablen `gDrehmoment_ref` wird auf Null belassen.
3. In MATLAB das SIMULINK Modell `Geschwindigkeitsregler.mdl` öffnen und mit dem Zielsystem verbinden (Connect to target).
4. Im SIMULINK Modell mit dem Schalter „Schlupf- oder Geschwindigkeitsregler“ einen der beiden Betriebsmodi wählen.
5. Gewünschte Referenzgröße wählen bzw. einstellen
6. Im Automation Studio `gEnable_Controller = 1` setzen
7. Regler ist aktiv und Reifen bzw. Walze sollten sich entsprechend der Einstellungen zu bewegen beginnen
8. Im Fehlerfall (Regler instabil) oder nach Ende des Experiments `gEnable_Controller = 0` setzen und/oder `za_ACOPOS = 7` (SPIN_OUT)
9. ACOPOS Antriebsverstärker abschalten: `za_ACOPOS = 4` (POWER_OFF)
10. Walze durch Öffnen des Handventils senken, wenn keine weiteren Experimente durchgeführt werden oder eine andere Walzenhöhe gewünscht ist.

A.4. Aktivieren der Bremse

1. Hydraulikaggregat einschalten
2. `gSperrventil_Rad = 1` zum Bremsen des Reifens oder `gSperrventil_Walze = 1` zum Bremsen der Walze
3. `gDruckbegrenzungsventil_Bremse` auf einen Wert zwischen 0...100% setzen
4. `gHydraulikventil1_Bremse = 1` zum Aktivieren der Bremse (evtl. Anpassung des Druckbegrenzungsventils)
5. `gHydraulikventil1_Bremse = 0` bzw. `gHydraulikventil2_Bremse = 1` zum Lösen der Bremse
6. `gHydraulikventil2_Bremse = 0` wenn Bremszylinder wieder in Ausgangsstellung
7. `gSperrventil_Rad = 0`
8. Hydraulikaggregat abschalten

Literaturverzeichnis

- [1] Amodeo, M., A. Ferrara, R. Terzaghi und C. Vecchio: *Wheel Slip Control via Second-Order Sliding-Mode Generation*. Intelligent Transportation Systems, IEEE Transactions on, 11(1):122–131, March 2010, ISSN 1524-9050.
- [2] Aström, K. und T. Hägglund: *Advanced PID Control*. ISA, 2006.
- [3] Burg, J. van der und P. Blazevic: *Anti-lock braking and traction control concept for all-terrain robotic vehicles*. In: *Robotics and Automation, 1997. Proceedings., 1997 IEEE International Conference on*, Band 2, Seiten 1400–1405 vol.2, Apr 1997.
- [4] Cho, Kwanghyun, Jinsung Kim und Seibum Choi: *The integrated vehicle longitudinal control system for ABS and TCS*. In: *Control Applications (CCA), 2012 IEEE International Conference on*, Seiten 1322–1327, Oct 2012.
- [5] Goodwin, G., S. Graebe und M. Salgado: *Control System Design*. Prentice Hall, 2000.
- [6] Harifi, A., A. Aghagolzadeh, G. Alizadeh und M. Sadeghi: *Designing a Sliding Mode Controller for Antilock Brake System*. In: *Computer as a Tool, 2005. EUROCON 2005. The International Conference on*, Band 1, Seiten 258–261, Nov 2005.
- [7] Horn, M. und J. Zehetner: *A Brake-Testbench for Research and Education*. In: *Control Applications, 2007. CCA 2007. IEEE International Conference on*, Seiten 444–448, Oct 2007.
- [8] Horn, Martin und Nicolaos Dourdoumas: *Regelungstechnik*. Pearson Studium, 2004.
- [9] Khatun, P., C.M. Bingham, N. Schofield und P.H. Mellor: *Application of fuzzy control algorithms for electric vehicle antilock braking/traction control systems*. Vehicular Technology, IEEE Transactions on, 52(5):1356–1364, Sept 2003, ISSN 0018-9545.
- [10] Lunze, J.: *Regelungstechnik 2*. 8. Auflage. Springer-Verlag, 2014.
- [11] Pacejka, H.: *Tyre and Vehicle Dynamics*. Butterworth-Heinemann, 2006.
- [12] Reichhartinger, M. und M. Horn: *Robust Cascaded Automatic Cruise Control of Electric Vehicles*. Technische Universität Graz, 2014. Interner Bericht.
- [13] Unsal, C. und P. Kachroo: *Sliding mode measurement feedback control for antilock braking systems*. Control Systems Technology, IEEE Transactions on, 7(2):271–281, Mar 1999, ISSN 1063-6536.