

Stefan Schober, BSc

Geschwindigkeits- und Schlupfregelungen elektrisch aktiver Fahrzeuge am Laborprüfstand

MASTERARBEIT

zur Erlangung des akademischen Grades

Diplom-Ingenieur

Masterstudium Elektrotechnik

eingereicht an der

Technischen Universität Graz

Betreuer

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

Institut für Regelungs- und Automatisierungstechnik

Graz, Mai 2021

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

In dieser Arbeit wird eine Geschwindigkeitsregelung für ein Fahrzeug mit elektrischem Antrieb entworfen. Hierbei wird ein Fokus auf eine unterlagerte Schlupfregelung gelegt, d.h. es wird eine kaskadierte Regelkreisstruktur vorgeschlagen. Der Schlupfregler nutzt dabei die Möglichkeiten, welche elektrische Traktionsmotoren bieten, aus. Im Vergleich zu einem Fahrzeug mit Verbrennungsmotor ist es möglich über den Elektromotor sowohl zu beschleunigen als auch zu bremsen. Dies ermöglicht einen Ansatz welcher die Schlupfregelung für Beschleunigungs- und Bremsvorgang (d.h. Antischlupfregelung (ASR) und Antiblockiersystem (ABS)) in einem einzigen Regler zusammenfasst. Dieser Reglerentwurf wird sowohl simulativ als auch experimentell am Prüfstand validiert.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Gliederung	1
2	Stand der Technik	2
3	Antriebsstrangprüfstand	3
4	Modellbildung	5
4.1	Viertelfahrzeugmodell	5
4.2	Modellierung Prüfstand	6
5	Parameter Identifikation	8
5.1	Leerlaufversuch	8
5.2	Auslaufversuch	10
5.3	Identifikation der Reifencharakteristik	12
5.4	Reifenmodell	12
5.5	Experimentelle Bestimmung der Reifencharakteristik	13
6	Regelung	15
6.1	Reifenschlupfdefinition	15
6.2	PI-Schlupfregler	17
6.3	Reifenkraftschätzer	20
6.3.1	Sliding Mode Schätzer	20
6.3.2	Sliding Mode Schätzer: Super Twisting Algorithmus	22
6.3.3	Sliding Mode Schätzer mit Zeitdiskretem Super Twisting Algorithmus	24
6.4	PI Schlupfregler mit Vorsteuerung	26
6.5	Drehzahlregler	30
6.6	Konventioneller Ansatz für Schlupfregelung	32
6.7	Vergleichsstudie: Experimentelle Ergebnisse	36
6.8	Gainscheduling	42
6.9	Experimente und Diskussion zu Oszillationen im Drehzahlsignal	43
7	Online Identifikation Reifenschlupf Optimum	46
7.1	Reifenschlupf Optimum bei verschiedenen Fahrbahnbedingungen	46
7.2	Stand der Technik	47
7.3	Quantitativer Ansatz nach [CF11]	48
7.4	Simulationen	49
7.4.1	Linear parametrisiertes Burkhardtmodell versus Pacejka Modell	49
7.4.2	Simulation mit sinusförmigem Schlupfverlauf	50
7.4.3	Simulation λ_{opt} Schätzer mit Schlupfregler	51
7.5	Prüfstand λ_{opt} Schätzer mit Schlupfregler	53
7.6	Quantitativer Ansatz nach CAS Resümee	54
7.7	Eine neue Methode zur Online Identifikation des optimalen Reifenschlupfs	55
7.8	Simulationsergebnisse mithilfe des neuen λ_{opt} Schätzers	59
7.9	Prüfstandsergebnisse mithilfe des neuen λ_{opt} Schätzers	60

7.10 Vergleich der Ansätze	61
8 Zusammenfassung und Ausblick	64
8.1 Simulation und Experiment bei verschiedenen Diskretisierungszeiten	64
8.2 Testfahrten mit realem Fahrzeug	64
8.3 Überblick Schaeffler 4e-Performance	65
8.4 Überblick Tankia 2020	65

1 Einleitung

Elektrisch angetriebene Fahrzeuge bieten gegenüber konventionellen Fahrzeugen mit Verbrennungsmotor eine Vielzahl von Vorteilen. Ein großer Vorteil ist, dass Energie bei Bremsvorgängen zurückgewonnen werden kann. Diese sogenannte Rekuperation wird durch Bremsvorgänge, bei denen mithilfe des elektrischen Antriebes aktuiert wird, umgesetzt. In einem konventionellen Fahrzeug mit Verbrennungsmotor arbeiten verschiedene Systeme welche den Antriebsschlupf regeln. Für den Bremsvorgang wird beispielsweise ein Antiblockiersystem (ABS) verwendet, für den Beschleunigungsvorgang eine Traktionskontrolle bzw. Antischlupfregelung (ASR). Das ABS nimmt dabei Einfluss auf die hydraulische Bremsanlage, das ASR hingegen auf die Leistungsentfaltung des Verbrennungsmotors. Da es bei einem Fahrzeug mit elektrischen Antrieb möglich ist über den Antriebsmotor zu bremsen, soll dieser Umstand beim Entwurf der Regelung ausgenützt werden. In dieser Arbeit wird eine kaskadierte Reglekreisstruktur vorgeschlagen. Der übergeordnete Geschwindigkeitsregler soll dem Fahrzeug eine vorgegebene Geschwindigkeitstrajektorie einprägen. Der unterlagerte Schlupfregler ist so entworfen, dass sowohl Beschleunigungs- als auch Bremsschlupf im optimalen Bereich gehalten werden. Dabei wird eine alternative Schlupfdefinition für die Regelung verwendet. Der Reglerentwurf wird dabei zuerst in der Simulation erprobt, danach findet eine Validierung am Prüfstand statt. Es wird die Performance des hier präsentierten Schlupfreglerentwurfs im Vergleich zu einem konventionellen Schlupfregler demonstriert. Dazu wird zu Referenzzwecken ein Schlupfregler welcher in der Praxis zum Einsatz kommt am Prüfstand implementiert und getestet. Zum Schluss wird diskutiert wie der optimale Reifenschlupf, welcher für die Regelung benötigt wird, online bestimmt werden kann.

1.1 Gliederung

In Kapitel 2 wird ein kurzer Überblick über den derzeitigen Stand der Technik auf diesem Gebiet gegeben. In Kapitel 3 wird der verwendete Antriebsstrangprüfstand vorgestellt. Kapitel 4 beschäftigt sich mit der Modellierung des Prüfstandes, Kapitel 5 mit der Identifikation der dazu benötigten Parameter. In Kapitel 6 wird das Regelungskonzept inklusive aller Simulations- und Messergebnisse erläutert. Kapitel 7 behandelt die online Schätzung des optimalen Reifenschlupfes. Kapitel 8 dient als Ausblick bezüglich einer möglichen weiteren Vorgehensweise.

2 Stand der Technik

In diesem Abschnitt werden einige bestehende Lösungen beleuchtet und mit dem in dieser Arbeit angeführten Ansatz verglichen. Die Auswahl der hier angeführten Ansätze beschränkt sich auf solche welche eine hohe Praxisrelevanz aufweisen. Dabei werden verschiedene Schlupfregler Ansätze diskutiert, da der Ansatz einen Tempomaten mit untergeordnetem Schlupfregler zu entwerfen neuartig ist. Einen Ansatz für eine Schlupfregelung eines Elektrofahrzeuges liefert [CAF13], dabei wird ein robuster Regelungsansatz verfolgt. Als Regler wird ein Sliding Mode Regler verwendet, die Ansätze wurden experimentell an einen Testfahrzeug verifiziert. In [Joh+03] wird eine Schlupfregelung veranschaulicht wobei ein linearisiertes Fahrzeugmodell mit einem LQR Regler mit zusätzlichem Gain Scheduling zum Einsatz kommt. Hier wird allerdings nur der Bremsvorgang betrachtet, die notwendige Fahrzeuggeschwindigkeit wird dabei online geschätzt. Die Simulationsergebnisse wurden auch hier experimentell an einem Versuchsfahrzeug verifiziert. Das Konzept von [PLG12] unterscheidet sich zu den zuvor genannten Konzepten dahingehend, dass keine Linearisierung des Modells vorgenommen wird, weiters wird eine Vorsteuerung zur Unterstützung der Regelung verwendet. Eine experimentelle Überprüfung wurde auf einem Prüfstand durchgeführt. Der Ansatz von [Cho08] behandelt eine Bremsschlupfregelung, dabei wird ebenfalls ein linearisiertes Modell und eine Schlupfregelung über einen PD-Regler realisiert. Bei diesem Ansatz wird die Fahrzeuggeschwindigkeit allerdings nicht als bekannt angenommen. Die Erprobung fand in einem Fahrzeug mit konventionellem Verbrennungsmotor statt. In [Iva+15] wird eine Schlupfregelung für ein elektrisch betriebenes Offroad Fahrzeug betrachtet. Dabei kommt eine Kombination aus modellbasierter Vorsteuerung und einem PI-Regler mit Gain Scheduling zum Einsatz. Es kommen Schätzer für Reibkoeffizient und Radaufstandskraft zum Einsatz. Eine experimentelle Bestätigung der Simulationsergebnisse an einem Testfahrzeug wurde ebenfalls geliefert. In [NHL15] wird ein robuster Ansatz für eine Schlupfregelung verfolgt, es kommt dabei auch ein Reifenkraft- und Geschwindigkeitsschätzer zum Einsatz. Die Testergebnisse wurden ebenfalls an einem Versuchsfahrzeug bestätigt. Ein weiterer Ansatz wurde in der Masterarbeit von Manfred Grossmann [Ing14] behandelt wo ein konventionelles Schlupfregelsystem auf Basis eines Bosch Systems implementiert wurde. Dabei kommt ein einfacher PID Regler zum Einsatz welcher abhängig von verschiedenen Schlupfgrenzen hinzu- und weggeschaltet wird.

Der in dieser Masterarbeit präsentierte Entwurf für einen Schlupfregler hat als Unterscheidungsmerkmal im Vergleich zu allen hier angeführten Konzepten eine alternative Schlupfdefinition, siehe Unterabschnitt 6.1. Eine Stärke dieses Ansatzes ist dass der Schlupfregelkreis immer geschlossen bleibt. Ein aktivieren ausschließlich in zuvor definierten Bedarfsfällen ist nicht vorgesehen, d.h. die Regelung ist „ständig“ aktiv. Ein weiteres Unterscheidungsmerkmal ist, dass keine Linearisierung der Regelstrecke wie z.B in [Joh+03] oder [Cho08] vorgenommen werden muss.

3 Antriebsstrangprüfstand

Die experimentelle Erprobung der in dieser Arbeit präsentierten Regelung wurde auf einem Antriebsstrangprüfstand des Institutes für Regelungen und Automatisierungstechnik der TU Graz durchgeführt. Der Prüfstand besteht im Wesentlichen aus 2 Elektromotoren welche jeweils über eine Welle, einmal mit einem Reifen, und einmal mit einer Stahlwalze gekoppelt sind. Die Stahlwalze stellt für den Versuchsaufbau eine Fahrbahn und die Masse eines Fahrzeugs dar, auf welcher sich der Reifen bewegt. Es ist möglich durch verschiedene Anpresskräfte zwischen Reifen und Walze verschiedene Haftungs niveaus des Reifens einzustellen. Hohe Anpresskräfte repräsentieren dabei Fahrten über Untergründe mit einem hohen Haftungs niveau und niedrige Anpresskräfte Fahrten über glatte Untergründe wie z.B einer vereisten Fahrbahn. Die Massenträgheit der Stahlwalze ist um ein vielfaches höher als jene des Reifens, um beim Beschleunigen der Walze ein ähnliches Verhalten zu erreichen wie beim Beschleunigen des Fahrzeuges im realen Fahrbetrieb. Durch den Aufbau mit zwei separaten Elektromotoren ist es möglich verschiedene Fahrtwiderstände z.B durch beschleunigen oder bremsen der Walze zu realisieren. Mithilfe einer D-Space Benutzeroberfläche ist es möglich die beiden Motoren sowohl drehzahl- als auch momentengeregelt zu betreiben. Weiters ist es mit diesem System möglich verschiedene Messwerte wie z.B abgegebenes Moment oder Drehzahl der Motoren aufzuzeichnen.



Abbildung 1: Seitenansicht des verwendeten Antriebsstrangprüfstands im Kellerlabor des Institutes für Regelungen und Automatisierungstechnik der TU Graz.



Abbildung 2: Detailansicht des Antriebsstrangprüfstands welche den Kontakt zwischen Walze und Reifen zeigt.

4 Modellbildung

Der Prüfstand bildet ein vereinfachtes Viertelfahrzeugmodell nach, wobei die Walzenoberfläche die Fahrbahn darstellt. Aus diesem Grund wird mit der Modellbildung eines Viertelfahrzeugmodells begonnen.

4.1 Viertelfahrzeugmodell

Für die grundlegende Modellierung wird ein sogenanntes Viertelfahrzeugmodell herangezogen. Dabei wird das Fahrzeug auf einen Reifen und den entsprechenden Anteil des Chassis reduziert. Zur weiteren Vereinfachung wird die Verbindung zwischen Reifen und Chassis als starr angenommen, es wird kein Fahrwerk modelliert.

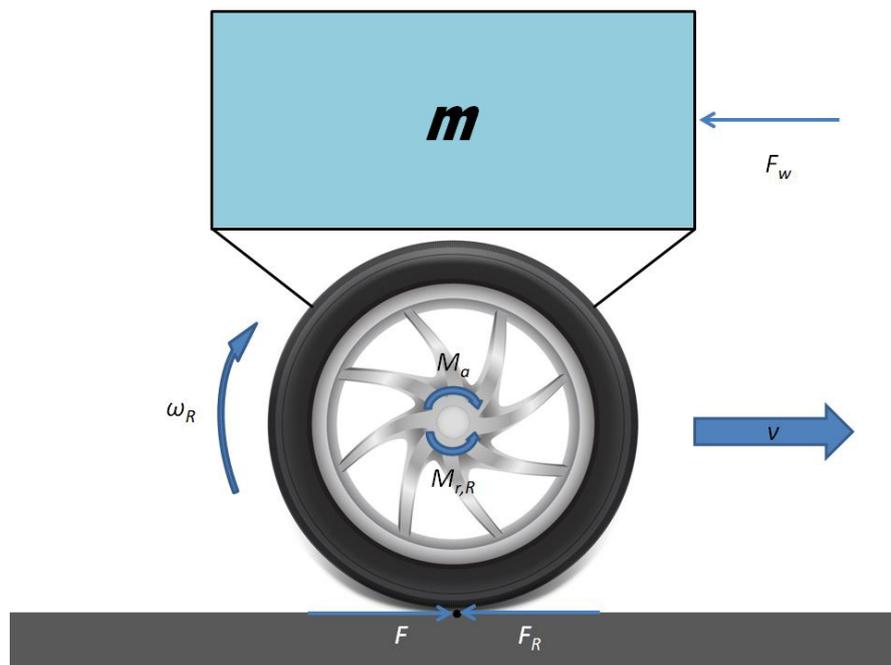


Abbildung 3: Dieses Viertelfahrzeugmodell stellt eine stark vereinfachte Form eines Fahrzeugmodells dar wobei die Verbindung zwischen Reifen und Chassis als starr angenommen wird.

Quelle: vectorpocket [vec]

$$J_R \cdot \dot{\omega}_R = M_a - M_{r,R} - F \cdot r \quad (1)$$

$$m \cdot \dot{v} = F - F_w \quad (2)$$

M_a	Antriebsmoment
$M_{r,R}$	Reibmoment
J_R	Massenträgheit Reifen
m	Fahrzeugmasse
v	Fahrzeuggeschwindigkeit
F_w	Fahrtwiderstandskraft
F_R	Reifenumfangskraft
F	Antriebskraft

Die Masse m wird durch die Antriebskraft F beschleunigt welche durch die auf die Fahrbahn übertragene Reifenkraft F_R hervorgerufen wird. F ist dabei die Gegenkraft zu F_R , betragsmäßig gleich groß aber entgegengerichtet, siehe Abbildung 3.

4.2 Modellierung Prüfstand

Der Unterschied zur Modellierung des Viertelfahrzeuges besteht bei der Modellierung des Prüfstandes darin, dass sich das Fahrzeug nicht mit einer Geschwindigkeit in eine gewisse Richtung bewegt sondern der Reifen eine Walze antreibt. In diesem Fall gelten folgende Zusammenhänge.

$$v = \omega_W \cdot r_W \quad (3)$$

$$J_R \cdot \dot{\omega}_R = M_a - M_{r,R} - F \cdot r_R \quad (4)$$

$$J_W \cdot \dot{\omega}_W = F \cdot r_R - M_{b,W} - M_{r,W} \quad (5)$$

Wichtig dabei ist dass die positive Richtung für ω_R entgegengesetzt zur positiven Drehrichtung von ω_W gewählt wurde da dies spätere Betrachtungen wesentlich vereinfacht. Dies kann man in Abbildung 4 erkennen.

M_a	Antriebsmoment
M_b	Bremsmoment
$M_{r,R}$	Reibmoment Reifen
$M_{r,W}$	Reibmoment Walze
J_W	Massenträgheit Walze
J_R	Massenträgheit Reifen
v	fiktive Fahrzeuggeschwindigkeit, Umfangsgeschwindigkeit Walze
F	vom Reifen auf die Walze übertragene Kraft
r_R	Radius Reifen
r_W	Radius Walze

Der Prüfstand kann die Walze sowohl beschleunigen als auch bremsen, es wurde allerdings die Bezeichnung Bremsmoment verwendet da es wahrscheinlicher ist die Walze bei Versuchen zu bremsen als zu beschleunigen.

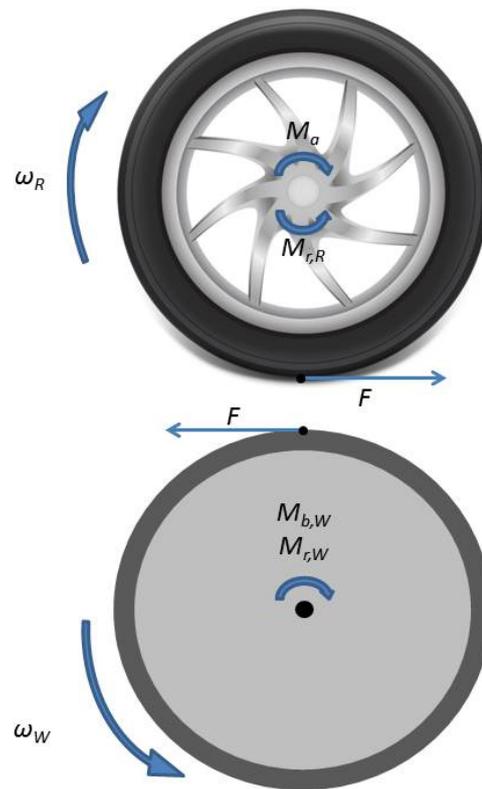


Abbildung 4: Modellierung des Antriebsstrangprüfstandes bestehend aus Reifen und Walze, welche die Fahrbahn und über die Massenträgheit die Masse des Fahrzeuges repräsentiert.

Quelle: vectorpocket [vec]

5 Parameter Identifikation

Um die unbekannt Parameter, welche für die Modellierung des Prüfstandes benötigt werden, zu identifizieren, wurden verschiedene Versuche durchgeführt. Die beiden Reibmomente $M_{r,R}$ und $M_{r,W}$ wurden über einen Leerlaufversuch ermittelt. Die Massenträgheitsmomente J_R und J_W wurden anschließend über einen Auslaufversuch ermittelt.

5.1 Leerlaufversuch

Ziel des Leerlaufversuches ist die Ermittlung von $M_{r,R}$ und $M_{r,W}$. Der verwendete Prüfstand bietet dabei die Möglichkeit das bereitgestellte Antriebsmoment zu messen. Der Versuch wurde ohne Kopplung zwischen Walze und Reifen durchgeführt. Es wurden verschiedene stationäre Drehzahlpunkte angefahren und jeweils das Antriebsmoment aufgezeichnet. Aufgrund der oben genannten Äquivalenz hinsichtlich der Reibungsmodellierung wird in Gleichung (6) bis Gleichung (11) nur auf den Reifen eingegangen. Im stationären Betrieb bei Leerlauf vereinfacht sich Gleichung (4) zu Gleichung (6), d.h.

$$0 = -M_{r,R} + M_{a,R} \quad (6)$$

$$M_{r,R} = M_{a,R} \quad (7)$$

Zur Ermittlung des Reibmomentes wurde der zeitliche Verlauf des Antriebsmomentes für eine konstante Drehzahl gemittelt. Das in diesem Versuch ermittelte Reibmoment wurde um jeden Drehzahlpunkt gemittelt und in Abbildung 5 aufgetragen. Für die Simulation wird die Reibcharakteristik dabei über eine Reibfunktion siehe Gleichung (8) angenähert. Die Reibfunktion besteht dabei aus einem Teil welcher die Coulombsche Reibung und einem der die viskose Reibung repräsentiert.

$$M_r(\omega) = M_{cc} \cdot \text{sign}(\omega) + M_{cv} \cdot \omega \quad (8)$$

$$\overline{M_{r,R}} = \begin{bmatrix} M_{r,R,1} \\ \vdots \\ M_{r,R,N} \end{bmatrix} \quad (9)$$

$$\overline{\omega_R} = \begin{bmatrix} \omega_{R,1} \\ \vdots \\ \omega_{R,N} \end{bmatrix} \quad (10)$$

Die unbekannt Parameter $M_{c,c}$ und $M_{c,v}$ können über einen Least Squares Ansatz mithilfe der Pseudoinversen bestimmt werden. N ist die Anzahl der Messwerte.

$$\begin{bmatrix} M_{cc,R} \\ M_{cv,R} \end{bmatrix} = \text{pinv}(\begin{bmatrix} \text{sign}(\overline{\omega_R}) & \overline{\omega_R} \end{bmatrix}) \cdot \overline{M_{r,R}} \quad (11)$$

Angemerkt sei dass es sich bei obiger Gleichung bei $\overline{\omega_R}$ und $\overline{M_{r,R}}$ um Zeilenvektoren handelt welche die Messwerte enthalten, *pinv* steht dabei für den in Matlab verwendeten Befehl für die Pseudoinverse.

$M_{cc,R} [\frac{Nm}{rad/s}]$	$M_{cv,R} [\frac{Nm}{rad/s}]$	$M_{cc,W}$	$M_{cv,W} [\frac{Nm}{rad/s}]$
2.1798	0.0716	2.8281	0.0955

Tabelle 1: Über Least Squares Ansatz aus Messdaten berechnete Reibfaktoren für Reifen und Walze

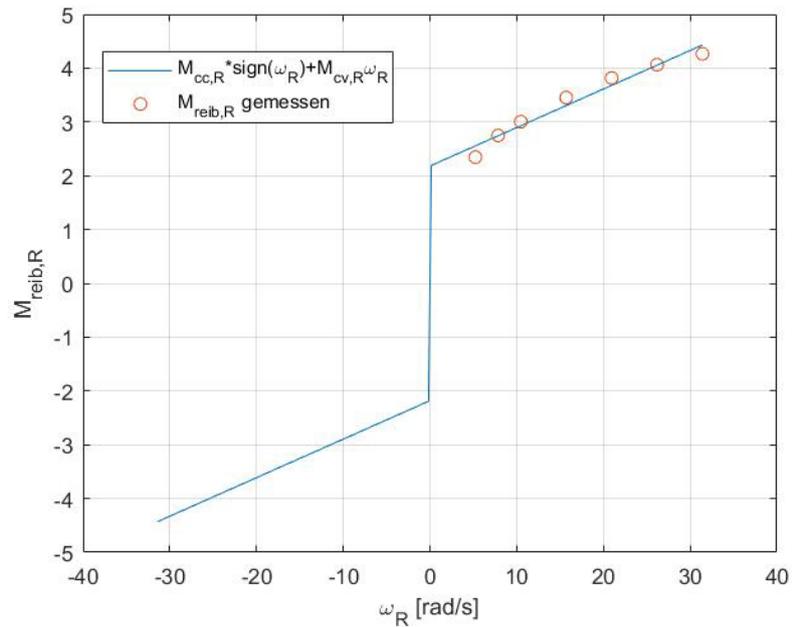


Abbildung 5: Vergleich zwischen aus Messdaten ermitteltem Reibmoment des Reifens und der für den Reifen parametrisierten Reibmomentfunktion aus Gleichung (8).

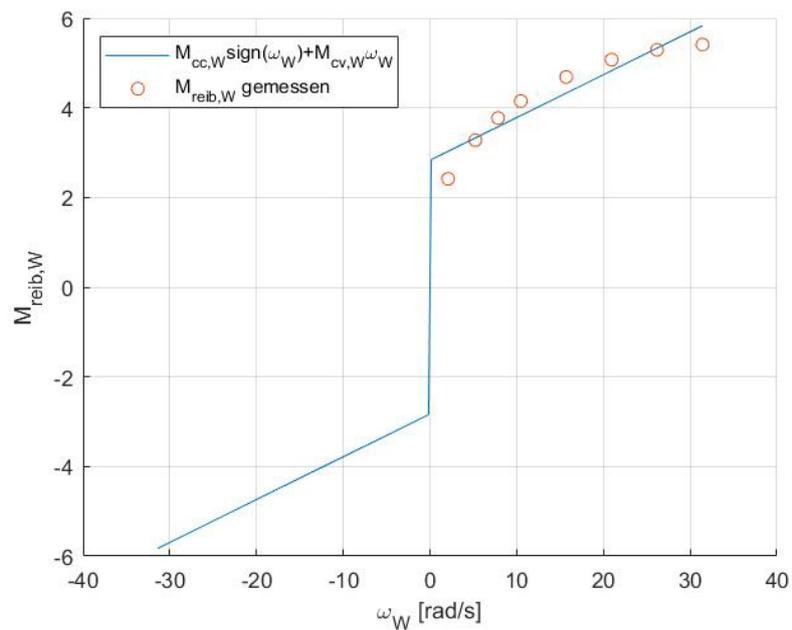


Abbildung 6: Vergleich zwischen aus Messdaten ermitteltem Reibmoment der Walze und der für die Walze parametrisierten Reibmomentfunktion aus Gleichung (8).

5.2 Auslaufversuch

Über den Auslaufversuch werden die Massenträgheitsmomente ermittelt. Die Vorgehensweise wird wieder anhand des Reifens erklärt ist aber für die Walze völlig äquivalent. Dabei sind Walze und Reifen wieder entkoppelt voneinander. Der Reifen wird auf eine konstante Drehzahl gebracht, danach wird dieser nur vom Reibmoment bis zum Stillstand gebremst. In diesem Fall vereinfacht sich Gleichung (4) zu:

$$J_R \cdot \dot{\omega}_R = -M_{r,R} \quad (12)$$

Für die Berechnung des Massenträgheitsmomentes wurde nun vorgegangen wie in [Ste15] beschrieben. Als erstes wurde durch numerische Differenzierung die Winkelbeschleunigung bestimmt. Da es sich bei allen Messwerten um abgetastete Messwerte handelt wird die zeitliche Ableitung von ω_R durch die zeitdiskrete Winkelbeschleunigung α ersetzt, N ist die Anzahl der Messwerte, $k \in \{2 \dots N\}$.

$$\alpha_k = \frac{\omega_k - \omega_{k-1}}{T_d} \quad (13)$$

T_d steht in obiger Gleichung für die Abtastzeit welche 1ms beträgt. Es ist allerdings notwendig die Messdaten vor dem Differenzieren zu filtern, da die Winkelbeschleunigung ansonsten ein starkes Rauschen aufweisen würde. Dazu wurde die Matlabfunktion „smooth“ verwendet.

$$\overline{\omega}_R = \begin{bmatrix} \omega_{R,2} \\ \vdots \\ \omega_{R,N} \end{bmatrix} \quad (14)$$

$$\overline{\alpha} = \begin{bmatrix} \alpha_2 \\ \vdots \\ \alpha_N \end{bmatrix} \quad (15)$$

$$J_R = \text{pinv}(\overline{\alpha}) \cdot M_{r,R}(\overline{\omega}_R) \quad (16)$$

$\overline{\alpha}$ steht für den Vektor welcher die Winkelbeschleunigungen enthält $M_{r,R}(\overline{\omega}_R)$ stellt die approximierte Reibfunktion aus Gleichung (8) dar. Bei diesem Gleichungssystem handelt es sich um ein überbestimmtes Gleichungssystem welches wieder mit einem Least Squares Ansatz gelöst wurde. In Matlab wurde dabei wieder der Befehl „pinv“ für die Pseudoinverse verwendet.

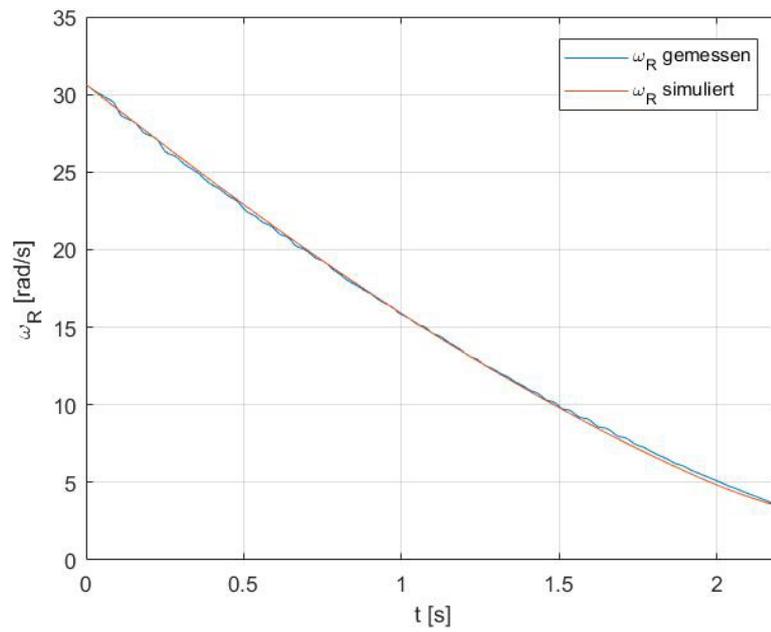


Abbildung 7: Vergleich von ω_R zwischen realem Auslaufversuch und in der Simulation durchgeführtem Auslaufversuch des Reifens.

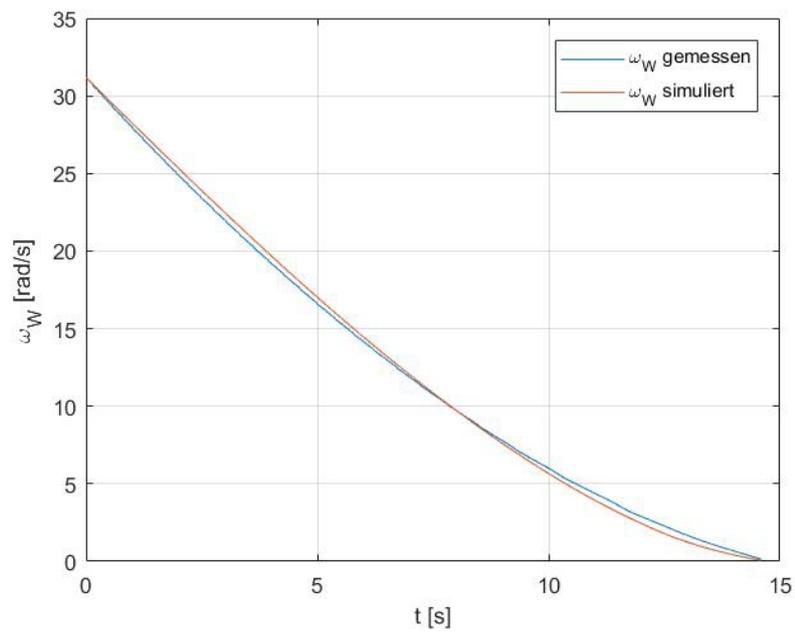


Abbildung 8: Vergleich von ω_W zwischen realem Auslaufversuch und in der Simulation durchgeführtem Auslaufversuch der Walze.

$J_R[kgm^2]$	$J_W[kgm^2]$
0.2634	1.8064

Tabelle 2: Über den Auslaufversuch berechnete Werte der Massenträgheit für Reifen und Walze.

5.3 Identifikation der Reifencharakteristik

Um den Prüfstands Aufbau ausreichend genau zu modellieren ist es notwendig die vorhandene Reifencharakteristik zu bestimmen. In diesem Unterkapitel wird daher zuerst allgemein auf Reifencharakteristiken eingegangen, danach wird die Identifikation der Charakteristik des Prüfstandsreifen behandelt.

5.4 Reifenmodell

Ein Reifen stellt ein stark nichtlineares Verhalten bezüglich der auf die Fahrbahn übertragbaren Kraft dar. Die tatsächlich übertragbare Kraft hängt dabei hauptsächlich von Aufstandskraft des Reifens, dem Reibwert und dem Radschlupf ab. Bei einem realen Fahrzeug ändern sich diese Parameter ständig. Durch dynamische Achslastverlagerungen bei Beschleunigungs- oder Bremsvorgängen kommt es beispielsweise zu Variation der Aufstandskraft. Eine Änderung der Fahrbahnbeschaffenheit ändert wiederum den Reibkoeffizienten. Am Prüfstands Aufbau bleibt der Reibkoeffizient des Reifen- Stahlwalzekontakts gleich, unterschiedliche Reifencharakteristiken können durch Veränderung der Anpresskraft zwischen Walze und Reifen realisiert werden. Angenähert kann die Reifencharakteristik z.B über die sogenannte Pacejka Magic Formula, siehe Gleichung (17) und [Pac05], werden. Abbildung 9 zeigt ein beispielhaftes Pacejka Reifenmodell.

$$F(\lambda) = D \cdot \sin(C \cdot \arctan(B \cdot \lambda)) \quad (17)$$

Bei diesem Pacejka Reifenmodell handelt es sich um ein semi-empirisches Reifenmodell, das heißt das Modell ist kein ausschließlich empirisches oder physikalisches Modell sondern viel mehr eine Zusammensetzung aus beiden. Daher können gewissen Parametern des Modells auch eine physikalische Bedeutung zugeschrieben werden:

- D Peak Factor
- B Stiffnes Factor
- C Shape Factor

Der Peak Factor D bestimmt dabei die maximal übertragbare Kraft, der Stiffness Factor B bestimmt die anfängliche Steigung der Kennlinie. Mit dem Shape Factor C wiederum kann bestimmt werden wie ausgeprägt das Maximum der Reifenkennlinie ist.

Betrachtet man Abbildung 9 erkennt man einige grundsätzliche Gegebenheiten welche ein Reifenmodell charakterisieren. Im Anfangsbereich verläuft die Funktion linear, hat aber einen Peak hinsichtlich übertragbarer Reifenkraft und fällt danach

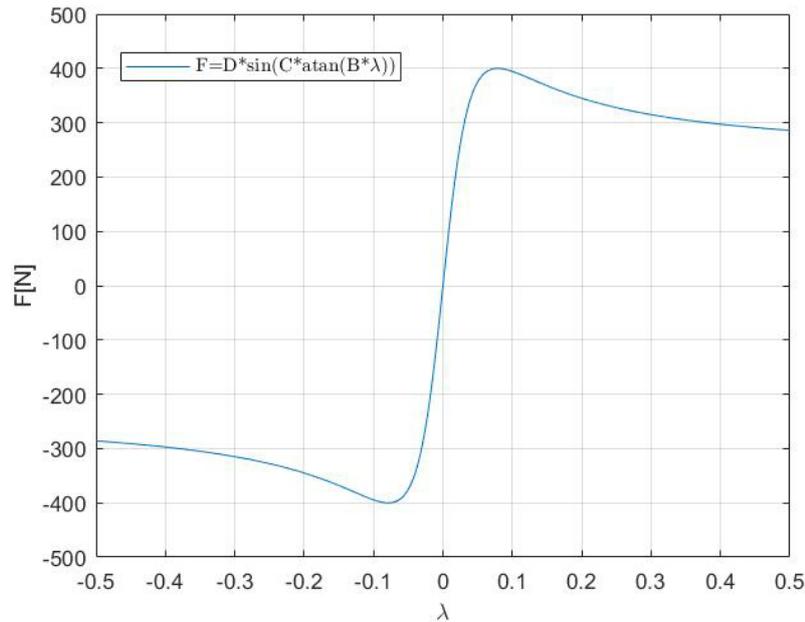


Abbildung 9: Reifenmodell nach Pacejka, charakteristisch für das Kraftübertragungsverhalten ist ein Peak in der übertragbaren Kraft. Wie ausgeprägt dieser Peak ist hängt vom Reifentyp ab.

wieder leicht ab. Je nach Reifen kann die Charakteristik dieser Funktion variieren. Dies kann durch Änderung der Parameter der Magic Formula abgebildet werden. Ein Rennreifen beispielsweise weist einen deutlich ausgeprägteren Peak auf als ein normaler Straßenreifen was ihn für einen Fahrer wesentlich schwieriger zu kontrollieren macht. Der Einfluss der Temperatur verändert die Form der Kennlinie grundsätzlich nicht, sondern skaliert diese nur in der Höhe. Für diese Arbeit werden keine Temperatureinflüsse berücksichtigt. Man kann anhand der Kurve erkennen in welchem Bereich sich der Schlupf des Reifens für eine optimale Kraftübertragung bewegen soll. Befindet sich der Schlupf rechts des Peaks der Funktion kann weniger als die maximale Kraft übertragen werden und der Reifen wird durch den höheren Schlupf stärker abgenutzt, was es vor allem im Straßenverkehr unbedingt zu vermeiden gilt. Somit sollte sich der Schlupf beim Bremsen und Beschleunigen, idealerweise in einem Bereich vom Minimum der Funktion bis zum Maximum der Funktion bewegen.

5.5 Experimentelle Bestimmung der Reifencharakteristik

Um die Reifencharakteristik experimentell zu bestimmen wurde die vom Reifen auf die Walze übertragene Kraft über einen weiten Schlupfbereich aufgezeichnet. Da diese Reifenkraft nicht direkt messbar ist wurde dazu der in Unterabschnitt 6.3 beschriebene Ansatz für einen Reifenkraftschätzer verwendet. Beim Versuch wurde die Walze auf eine konstante Drehzahl geregelt, wohingegen der Reifen auf eine sinusförmige Drehzahl geregelt wurde, sodass sich ein Schlupfbereich von $[-0.5, 0.5]$ ergab. In Abbildung 10 kann man die erhaltenen Reifendaten sehen. Man kann ein sehr schwach ausgeprägtes Kraftmaximum bei positivem Schlupf bei ca. 0.12 erkennen und ein noch schwächer ausgeprägtes negatives Kraftmaximum bei ca. -0.2. Auch ist ersichtlich, dass die Kurve nicht spiegelsymmetrisch ist, dies ist

keinesfalls eine Ausnahme, die meisten Reifen haben beim Beschleunigen mehr übertragbares Kraftpotential als beim Bremsen.

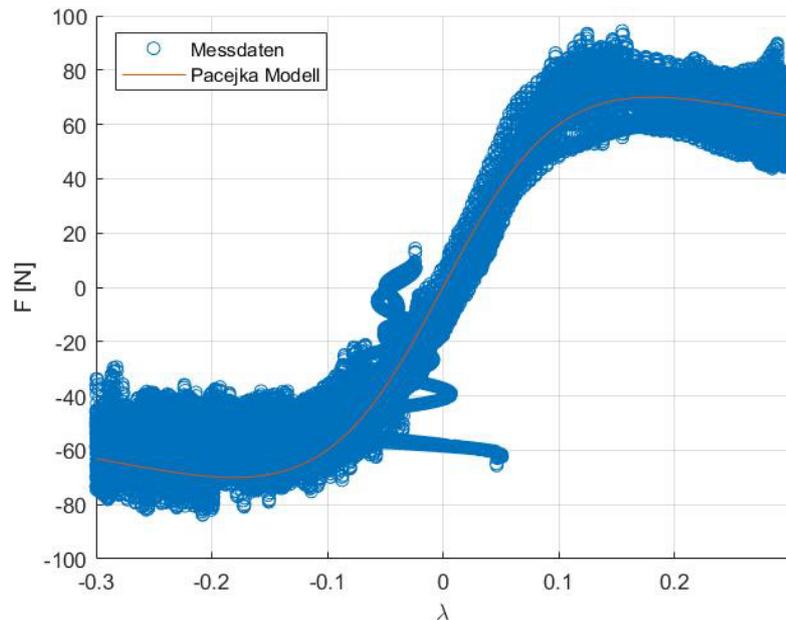


Abbildung 10: Reifendaten welche über einen Versuch am verwendeten Antriebsstrangprüfstand ermittelt wurden. Die rote Linie zeigt das angenäherte Pacejka Modell welches für die folgenden Simulation als Modell des Prüfstandsreifens verwendet wurde.

In Abbildung 10 kann man weiters einen Verlauf eines Pacejka Modells sehen, welches in die Messdaten gelegt wurde. Die Parameter wurden dabei durch probieren so ermittelt, dass das Modell näherungsweise mit den Messdaten korreliert. Dies ist zulässig da dieses Modell in erster Linie für die simulative Erprobung des Reglers verwendet wird und somit keine hohe Anforderung an die Modellgüte gestellt wird. Tabelle 3 zeigt die ermittelten Modellparameter, diese werden in weiterer Folge für die Simulation verwendet.

<i>Parameter</i>	<i>Wert</i>
<i>B</i>	19
<i>C</i>	1.6
<i>D</i>	35

Tabelle 3: Pacejka Parameter des Prüfstandsreifenmodells.

6 Regelung

In diesem Kapitel wird der Entwurf der Regelung betrachtet und verschiedene Konzepte miteinander verglichen. Ziel ist es eine Reglerstruktur aufzubauen welche es ermöglicht einem Geschwindigkeitsprofil zu folgen und der optimale Schlupfbereichs des Reifens berücksichtigt wird. Der Reifenschlupf soll somit immer im optimalen Bereich, hinsichtlich der übertragbaren Reifenkraft, gehalten werden. Für diese Anforderungen wurde eine kaskadierte Reglerstruktur gewählt. Solche Reglerstrukturen haben den Vorteil, dass ein komplexes zu regelndes System in mehrere weniger komplexe Teilsysteme aufgeteilt werden kann. Wobei der untergeordnete Regelkreis schneller sein muss als der nächst übergeordnete. Für diese Arbeit wird ein innerer Regelkreis entworfen welcher den Radschlupf regelt und ein übergeordneter welcher die Drehzahl des Rades regelt um einem vorgegebenem Drehzahlverlauf folgen zu können. Eine simulative Betrachtung eben dieses Ansatzes kann in [RH15] gefunden werden. Die Arbeit von [RH15] dient als Ausgangspunkt jedoch soll in der hier präsentierten Masterarbeit das Hauptaugenmerk auf die experimentelle Erprobung auf dem Prüfstand gelegt werden.

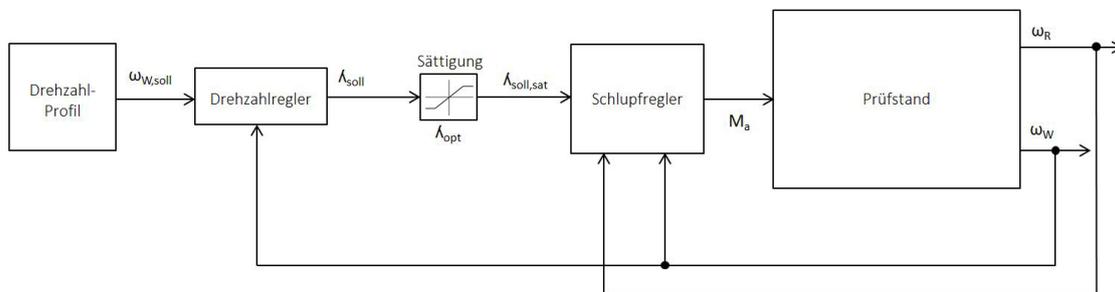


Abbildung 11: Regelkreisstruktur welche in dieser Arbeit umgesetzt wurde.

6.1 Reifenschlupfdefinition

Der innere Reifenschlupfregler verwendet eine alternative Schlupfdefinition. Die hier verwendete Definition stammt aus [RH15]. Normalerweise wird bei der Definition des Reifenschlupfes eine Fallunterscheidung vorgenommen, und es wird in Antriebs- und Bremschlupf unterschieden. Die Gleichung (18) bis Gleichung (22) zeigen die konventionellen Schlupfdefinitionen aus [HW16].

v	Fahrzeuggeschwindigkeit
ω_R	Winkelgeschwindigkeit Reifen
λ	Antriebsschlupf
λ_B	Bremsschlupf
r_R	Radius Reifen

Rollt das Rad frei so gilt für die Geschwindigkeit

$$v = \omega_R \cdot r_R \quad (18)$$

Kommt es beim Bremsen zu Radschlupf gilt

$$v > \omega_R \cdot r_R \quad (19)$$

$$\lambda_B = \frac{\omega_R \cdot r_R - v}{|v|} \quad (20)$$

Kommt es beim Beschleunigen zu Radschlupf gilt

$$v < \omega_R \cdot r_R \quad (21)$$

$$\lambda = \frac{\omega_R \cdot r_R - v}{|\omega_R| \cdot r_R} \quad (22)$$

Ein Problem dieser konventionellen Definitionen in der Praxis stellen sehr niedrige Geschwindigkeiten dar, λ hat eine Singularität bei $v = \omega = 0$. Aus diesem Grund wird in der Literatur häufig ein zusätzlicher Parameter ν eingeführt wobei $\nu > 0$. Damit wird zwar die Singularität bei „0“ behoben allerdings beeinflusst dieser Parameter die Schlupfberechnung und muss erst vom Anwender gewählt werden.

$$\lambda_B = \frac{\omega_R \cdot r_R - v}{|v_x| + \nu} \quad (23)$$

$$\lambda = \frac{\omega_R \cdot r_R - v}{|\omega_R| \cdot r_R + \nu} \quad (24)$$

In dieser Arbeit wird nun eine alternative Schlupfdefinition aus [RH15] angeführt.

$$\lambda = \frac{\omega_R \cdot r_R - v}{\max(|\omega_R| \cdot r_R, |v|)} \quad (25)$$

$$y = \omega_R \cdot r_R - v = \lambda \cdot \max(|\omega_R| \cdot r_R, |v|) \quad (26)$$

Diese Schlupfdefinition behebt die oben genannten Probleme der klassischen Radschlupfdefinition und auch die Singularität bei niedrigen Geschwindigkeiten tritt nicht auf. Weiters ist es im Vergleich zur Standardschlupfdefinition problemlos möglich diese Schlupfdefinition zu differenzieren. Diese Eigenschaft wird z.B bei der Herleitung der Vorsteuerung für den PI-Schlupfregler in Unterabschnitt 6.4 tragend.

$$y = \omega_R \cdot r_R - \omega_W \cdot r_W = \lambda \cdot \max(|\omega_R| \cdot r_R, |\omega_W| \cdot r_W) \quad (27)$$

Um auf den korrekten Zusammenhang für den Prüfstand zu kommen wird nun Gleichung (3) in Gleichung (26) eingesetzt man erhält Gleichung (27). Die reale Fahrzeuggeschwindigkeit wird durch die Umfangsgeschwindigkeit der Walze ersetzt.

6.2 PI-Schlupfregler

In diesem Unterkapitel wird der Schlupfregler als PI-Regler ausgeführt. Es werden Simulationen in Simulink durchgeführt welche mit den experimentellen Prüfstandsdaten verglichen werden. Ein PI-Regler wurde aufgrund seiner geringen Komplexität gewählt, es soll dennoch demonstriert werden dass das Konzept auch mit diesem sehr einfachen Ansatz brauchbare Ergebnisse erzielen kann. Für den Einsatz am Prüfstand wurde für die Berechnung der Führungsgröße y_{soll} eine kleine Modifikation vorgenommen um ein Anfahren vom Stillstand weg zu ermöglichen, siehe Gleichung (28). Ansonsten würde bei $\omega_R = 0$ und $\omega_W = 0$ die Führungsgröße y_{soll} bei 0 verweilen.

$$y_{soll} = \lambda \cdot \max(1, \max(|\omega_R| \cdot r_R, |\omega_W| \cdot r_W)) \quad (28)$$

$$y_{ist} = \omega_R \cdot r_R - \omega_W \cdot r_W \quad (29)$$

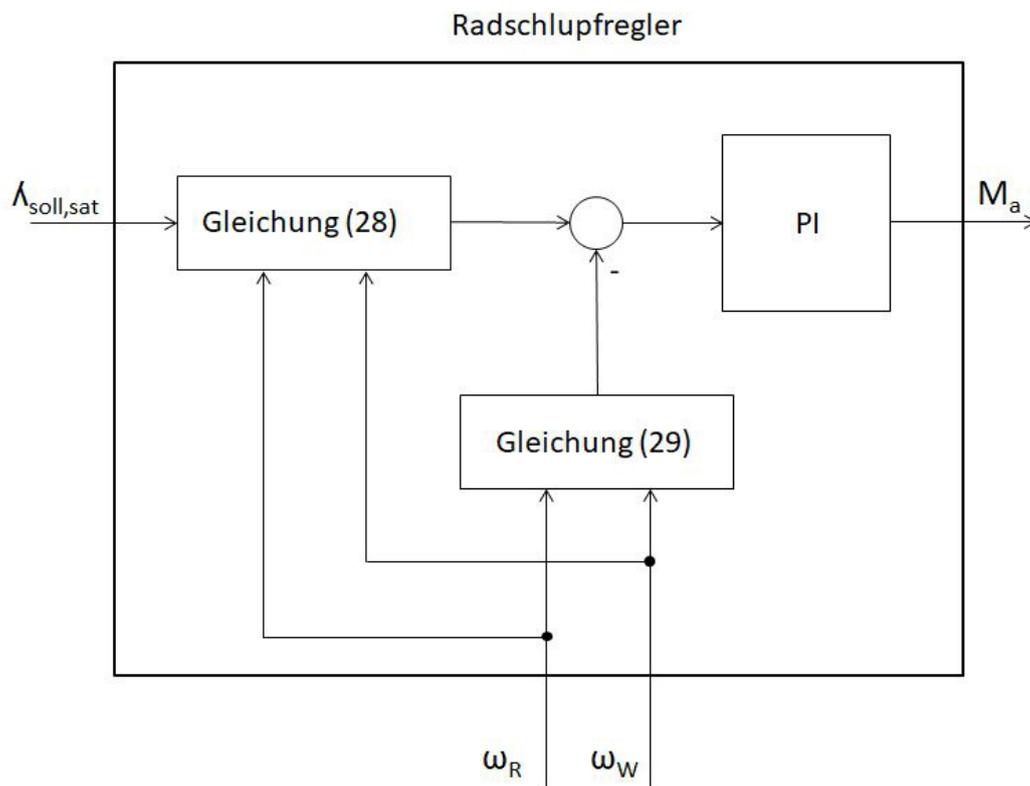


Abbildung 12: Struktur des Radschlupfreglers unter Verwendung eines PI-Reglers.

Die Walze wird bei den Versuchen nicht durch den Elektromotor beeinflusst, dem Reifen werden über den Schlupfregler verschiedene Schlupfprofile vorgegeben. Um den Schlupfregler bei verschiedenen Geschwindigkeiten zu evaluieren werden Reifen und Walze zuerst auf Drehzahl gebracht und danach wird ein symmetrisches Schlupfprofil mit Brems- und Beschleunigungsschlupf vorgegeben. Durch die Reibungskräfte welche im Prüfstand wirken verlangsamten sich Walze und Reifen

bis zum Stillstand, somit werden verschiedene Geschwindigkeitsbereiche durchfahren. Plots zur Linken stellen dabei Simulationsergebnisse dar, wohingegen Plots zur Rechten die Prüfstandsergebnisse abbilden. Als Führungsgröße für den Schlupfregler in Abbildung 13 wurde dabei ein rechteckförmiger Schlupfverlauf mit Maximalwert 0.12 verwendet. Die Reglerparameter wurden mit $K_P = 40$ und $K_I = 750$ gewählt. Der Regler wurde in PI Parallelform implementiert:

$$u(t) = K_P \cdot e(t) + K_I \int_0^t e(\tau) d\tau \quad (30)$$

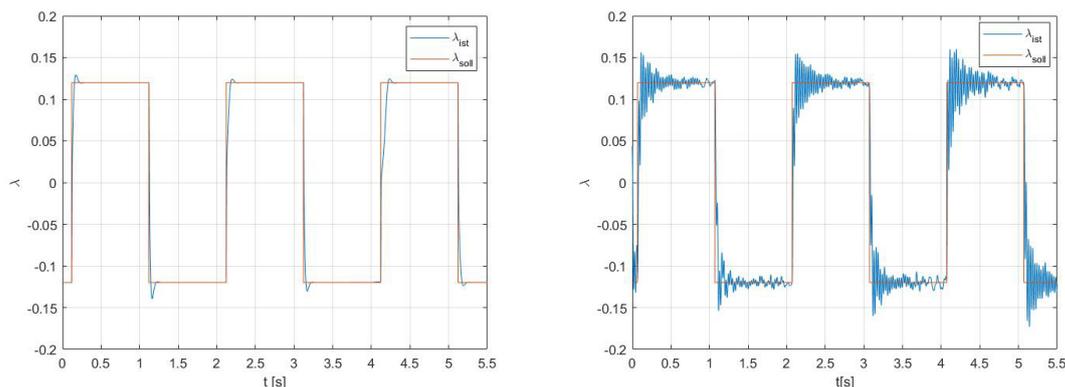


Abbildung 13: Verhalten des Radschlupfes λ in der Simulation und beim Prüfstandsversuch, der linke Plot zeigt die Simulationsergebnisse der rechte Plot zeigt die Prüfstandsergebnisse. Als Führungsgröße für den Schlupfregler wurde dabei ein rechteckförmiger Sollschlupfverlauf gewählt.

In der Simulation, siehe Abbildung 13 links kann man ein leichtes Überschwingen erkennen. Im Experiment hingegen kommt es zu einem sehr starken Überschwingen, generell ist das Schlupfsignal mit einem leichten Rauschen behaftet. Das Rauschen der Drehzahlsignale pflanzt sich nämlich in die Schlupfberechnung fort. Weiters kann man in der Simulation erkennen dass die Regelung bei niedrigen Geschwindigkeiten länger benötigt um den Sollwert einzustellen. Im Experiment erhält man hingegen bei niedrigen Geschwindigkeiten ein stärkeres Überschwingen. Betreffend der Simulation liegt die Ursache der schlechteren „Tracking Performance“ in der Schlupfdefinition. Eine gleich große absolute Abweichung in y wirkt sich nämlich bei niedrigeren Geschwindigkeiten in einer größeren Abweichung in λ aus. Bei höheren Geschwindigkeiten hat dieser Effekt allerdings keinen Einfluss mehr. Um diesen Einfluss zu kompensieren könnte eine aggressivere Reglereinstellung für geringe Geschwindigkeiten gewählt werden welche ein besseres Führungsverhalten aufweist. Möglichkeiten dazu sind in Unterabschnitt 6.8 zusammengefasst.

In Abbildung 14 ist das Drehzahlverhalten von Reifen und Walze dargestellt. Man kann erkennen dass die Drehzahl in der Simulation schneller abnimmt als im realen Versuch, dies kann durch Modellabweichungen zwischen Realität und Simulation begründet werden. Selbst kleine Ungenauigkeiten in der Modellierung der Reifenkennlinie führen zu diesen Abweichungen zwischen Simulation und Experiment. Da bei diesem Vergleich das Hauptaugenmerk aber auf der Validierung der Schlupfreglung liegt wird dieser Unterschied hier nicht weiter behandelt.

Abbildung 15 zeigt die Ergebnisse für den Schlupfverlauf bei sinusförmiger Führungsgröße. Auffallend ist dabei wieder dass sowohl in Simulation als auch

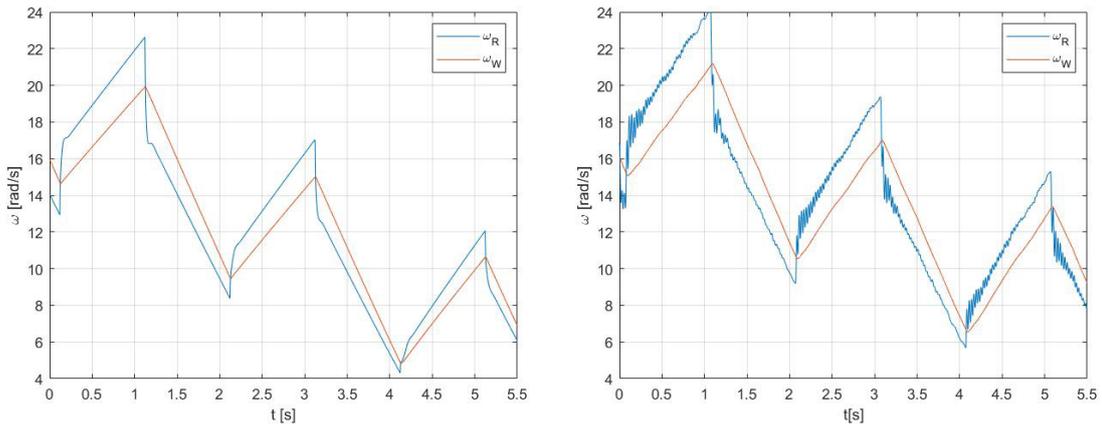


Abbildung 14: Verhalten von ω_R in Simulation und beim Prüfstandsversuch, der linke Plot zeigt die Simulationsergebnisse der rechte Plot zeigt die Prüfergebnisse. Als Führungsgröße für den Schlupfregler wurde dabei ein rechteckförmiger Sollschlupfverlauf gewählt. Walze und Reifen wurden zuvor auf Drehzahl gebracht.

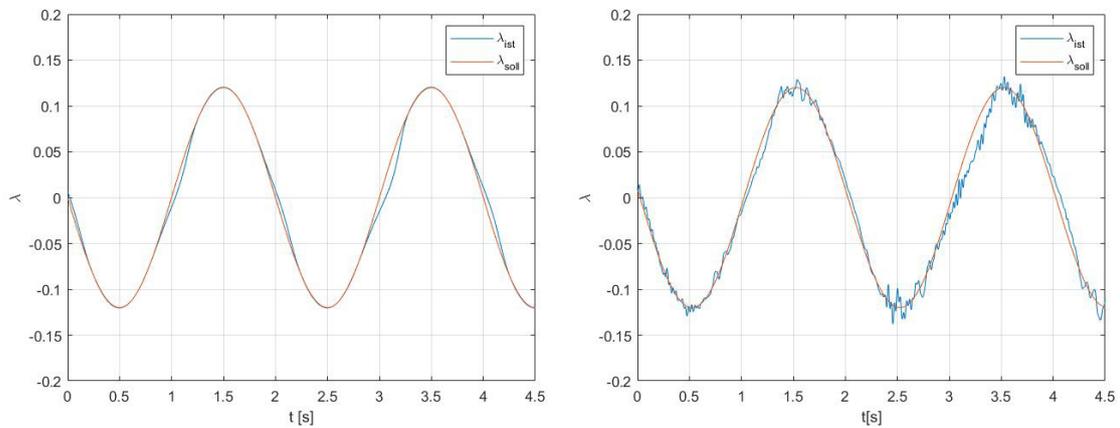


Abbildung 15: Verhalten des Radschlupfes λ in Simulation und beim Prüfstandsversuch, der linke Plot zeigt die Simulationsergebnisse der rechte Plot zeigt die Prüfergebnisse. Als Führungsgröße für den Schlupfregler wurde dabei ein sinusförmiger Sollschlupfverlauf gewählt.

im Experiment im Bereich bei 3s der Regler Probleme hat der Führungsgröße zu folgen. Weiters kann man erkennen dass dieses Verhalten bei höheren Geschwindigkeiten weniger stark ausgeprägt auftritt, z.B bei ca. 1s. Dieses Verhalten tritt aufgrund der konservativen Einstellung des PI-Reglers auf. Eine verstärktes Auftreten bei niedrigeren Geschwindigkeiten kann wie zuvor beim Rechteck Versuch begründet werden. Eine aggressivere Einstellung war am Prüfstand allerdings nicht möglich da diese zu einem unerwünschten Schwingen der Regelgröße geführt hätte. Die Abweichung der Drehzahlverläufe in Abbildung 16 ist wieder Modellierungsungenauigkeiten verschuldet.

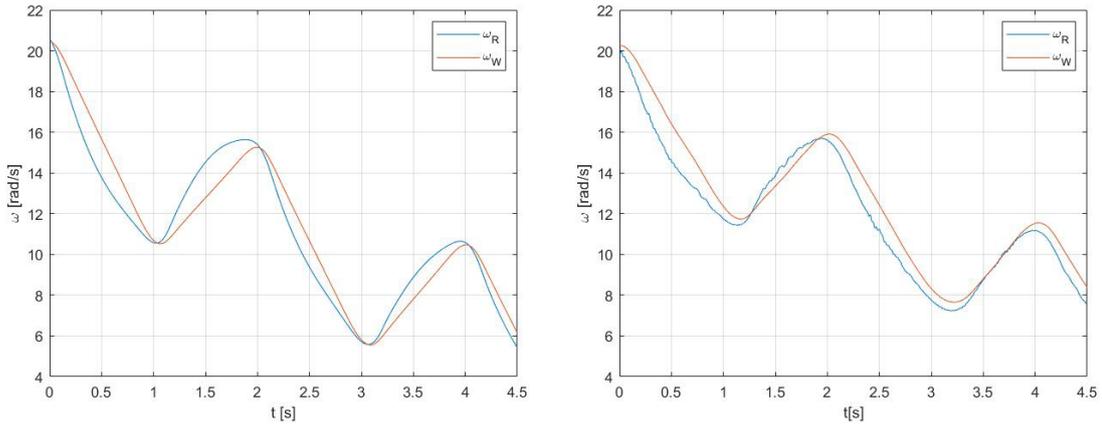


Abbildung 16: Verhalten von ω_R in Simulation und beim Prüfstandsversuch, der linke Plot zeigt die Simulationsergebnisse der rechte Plot zeigt die Prüfstandsergebnisse. Als Führungsgröße für den Schlupfregler wurde dabei ein sinusförmiger Sollschlupfverlauf gewählt. Walze und Reifen wurden zuvor auf Drehzahl gebracht.

6.3 Reifenkraftschätzer

Für die Erweiterung des PI Reglers (aus Unterabschnitt 6.4) um eine Vorsteuerung ist es notwendig die vom Reifen auf die Straße übertragene Kraft zu kennen. Dazu wird hier auf den Entwurf eines Reifenkraftschätzers eingegangen. Dabei werden verschiedene mögliche Ausführungen eines Reifenkraftschätzers erläutert und hinsichtlich ihrer Performance miteinander verglichen.

6.3.1 Sliding Mode Schätzer

In diesem Unterkapitel wird die Schätzung der unbekannt Reifenkraft durch einen Sliding Mode Schätzer behandelt. Das Schätzen der Reifenkraft kann dabei entweder über die Differentialgleichung der Walze oder der des Reifens erfolgen, aufbauend auf den Erkenntnissen aus [Ste15] wird hier nur die Variante über die Gleichung (31) verwendet, d.h.

$$J_R \cdot \dot{\omega}_R = M_a - M_{r,R} - F \cdot r_R \quad (31)$$

Es wird ein Beobachter für $\hat{\omega}_R$ entworfen, dabei ist zu beachten dass M_a und $M_{r,R}$ bekannt sind. Die vom Reifen auf die Walze übertragene Kraft $F_{r,R}$ ist weder bekannt noch kann diese direkt gemessen werden daher wird sie als Störung modelliert, und durch den unbekannt aber betragsmäßig beschränkten Störungsterm $\Delta(t)$ ersetzt, daraus folgt

$$J_R \cdot \dot{\omega}_R = M_a - M_{r,R} - \Delta(t) \quad (32)$$

Weiters wird die unbekannt Störung $\Delta(t)$ durch den Korrekturterm „ $f_B(e)$ “ berücksichtigt und es ergibt sich die Beobachter Gleichung:

$$J_R \cdot \dot{\hat{\omega}}_R = M_a - M_{r,R} + f_B(e) \quad (33)$$

Nun wird ein Beobachterfehler definiert,

$$e = J_R(\omega_R - \hat{\omega}_R) \quad (34)$$

Die Differentialgleichung des Beobachterfehlers lautet

$$\dot{e} = J_R(\dot{\omega}_R - \dot{\hat{\omega}}_R) \quad (35)$$

Setzt man nun die Gleichung (31) und Gleichung (33) in die Differentialgleichung des Beobachterfehlers Gleichung (35) ein erhält man Gleichung (36). Für die spätere Erprobung anderer Algorithmen bleibt dies der Ausgangspunkt.

$$\dot{e} = -F \cdot r_R - f_B(e) \quad (36)$$

Der Korrekturterm werden so gewählt dass e gegen 0 konvergiert. Wenn dies der Fall ist dann bildet $f_B(e)$ den Wert von $\Delta(t)$ ab. $\Delta(t)$ wiederum repräsentiert das Moment welches von Reifen auf Walze übertragen wird. Ist der Fehler konvergiert gilt $\dot{e} = 0$ und die geschätzte Kraft kann wie in Gleichung (37) berechnet werden:

$$\hat{F} = -\frac{f_B(e)}{r_R} \quad (37)$$

Nachfolgend werden verschiedene Ansätze für den Korrekturterm „ $f_B(e)$ “ angeführt. Als erstes wurde ein klassischer Ansatz für einen Sliding Mode Beobachter mit Signum Funktion im Korrekturterm verwendet, d.h.

$$f_B(e) = k \cdot \text{sign}(e), k > 0 \quad (38)$$

Ist der Fehler negativ ergibt sich für $f_B(e)$ ein positiver Wert für einen positiven Fehler ergibt sich ein negativer Wert für $f_B(e)$. Dies hat zur Folge dass der Fehler e wie gewünscht gegen 0 konvergiert, es gilt

$$\hat{F} = -\frac{k \cdot \text{sign}(e)}{r_R} \quad (39)$$

In diesem Fall würde die geschätzte Kraft \hat{F} allerdings bei jedem Vorzeichenwechsel von e eine sprunghafte Änderung aufweisen. Um einen brauchbaren stetigen Schätzwert zu erhalten muss ein Tiefpassfilter für \hat{F} verwendet werden. Die Dimensionierung des Filters erfolgte empirisch durch Simulationen mithilfe der Matlab Filter Designer Toolbox. Es wurde ein Tiefpassfilter achter Ordnung mit Grenzfrequenz 8 rad/s gewählt da dieser den besten Kompromiss zwischen Phasenverschiebung und dem Folgen von schnellen Kraftänderungen darstellte. Die Konstante k des Korrekturterms wurde mit 400 gewählt.

In Abbildung 17 kann man das Verhalten des Sliding Mode Reifenkraftschätzers mit Tiefpassfilter anhand realer Messdaten sehen. Für die Messung wurde die Walze mithilfe der am Prüfstand vorhandenen Drehzahlregelung auf konstanter Geschwindigkeit gehalten. Dem Reifen wurde ebenfalls über einen Drehzahlregler

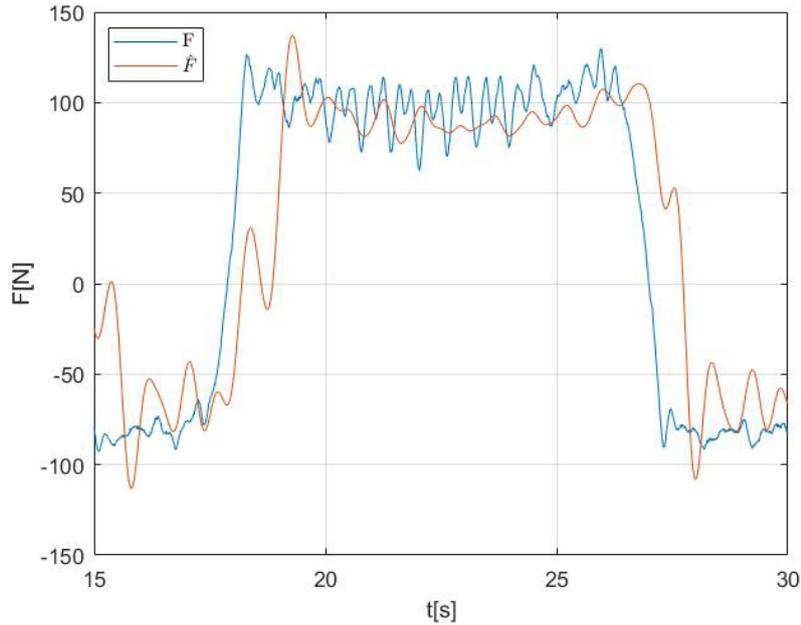


Abbildung 17: Vergleich zwischen am Prüfstand ermittelter Reifenkraft F und über Reifenkraftschätzer aus Messdaten geschätzter Kraft \hat{F} . Dabei wurde ein Sliding-Mode Reifenkraftschätzer 1. Ordnung mit Tiefpassfilter verwendet

ein sinusförmiges Drehzahlprofil vorgegeben. Der Motor, welcher an die Walze gekoppelt ist, versucht nun die Walze auf konstanter Drehzahl zu halten. Das dazu benötigte Moment kann gemessen werden und unter Berücksichtigung der Reibung kann somit auf die real zwischen Reifen und Walze übertragene Kraft zurückgerechnet werden. Diese wird wie in Gleichung (40) aus dem Antriebsmoment des Motors der Walze und dem Reibmoment der Walze berechnet. Somit kann anhand dieser Messdaten ein Vergleich zwischen real übertragener Kraft F und geschätzter Kraft \hat{F} durchgeführt werden. Das Massenträgheitsmoment der Walze kommt nicht vor, da diese sich mit konstanter Geschwindigkeit dreht. Der Grund warum der Versuch nicht mit stillstehender Walze durchgeführt wurde ist, dass so besser verschiedene Schlupfbereiche durchfahren werden können. Eine stillstehende Walze würde nur die Schlupfpunkte $-1,0,1$ zulassen.

$$F = \frac{M_a + M_{r,W}}{r_W} \quad (40)$$

6.3.2 Sliding Mode Schätzer: Super Twisting Algorithmus

Eine Verbesserung zum einfachen Sliding Mode Beobachter mit Tiefpassfilter stellt der Sliding Mode Schätzer mit Super Twisting Algorithmus (abgekürzt STA) dar. Der Vorteil ist dass man keinen Filter mehr zur Aufbereitung des geschätzten Signals benötigt. Es wird wieder vom Ansatz wie in Gleichung (36) ausgegangen. Der Unterschied besteht in der Wahl des Korrekturterms welcher wie folgt lautet:

$$f_B(e) = k_1 \cdot \sqrt{|e|} \cdot \text{sign}(e) + v \quad (41)$$

$$\dot{v} = k_2 \cdot \text{sign}(e) \quad (42)$$

Der Fehler wird hierbei nicht nur durch einen proportionalen Anteil sondern auch durch einen integralen Anteil kompensiert. Ziel dabei ist es auch ein stetiges $f_B(e)$ für alle e zu erhalten, daher wird in diesem Fall keine reine Signum Funktion verwendet sondern $sign(e) \cdot \sqrt{|e|}$, siehe Abbildung 18. Bei $e = 0$ weist die Funktion zwar eine unendliche hohe Steigung auf ist allerdings dennoch stetig. Um diesen

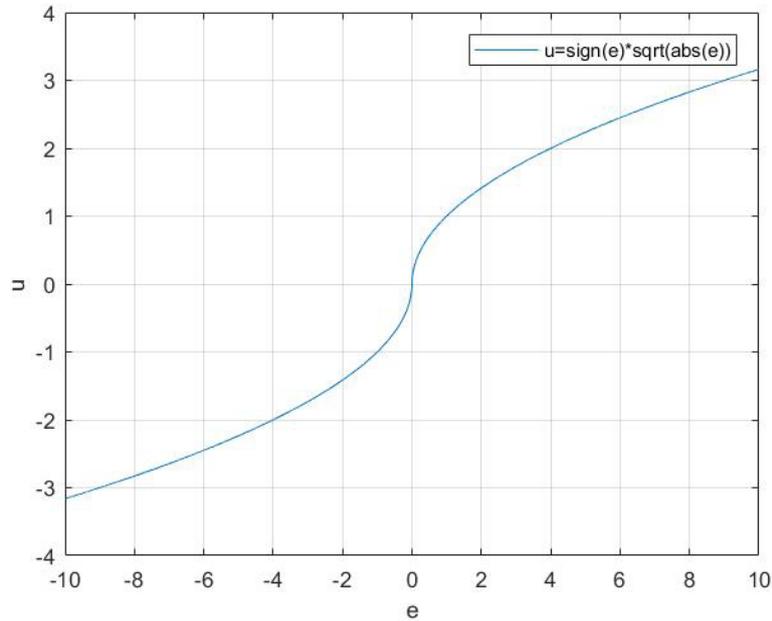


Abbildung 18: Term „ $\sqrt{|e|} \cdot sign(e)$ “ des Korrekturterms aus Gleichung (53) für den STA Reifenkraftschätzer.

Ansatz verwenden zu können muss die unbekannte Störung $\Delta(t)$ nun Lipschitzstetigkeit aufweisen, d.h.:

$$\left| \dot{\Delta} \right| \leq L \quad (43)$$

L steht dabei für die Lipschitzkonstante. Eine gute Wahl der Konstanten k_1 respektive k_2 kann wie folgt getroffen werden.

$$k_2 > 1.1 \cdot L \quad (44)$$

$$k_1 > 1.5 \cdot \sqrt{L} \quad (45)$$

Ist der Fehler e zu Null konvergiert gelten nun Gleichung (46) und Gleichung (47):

$$\hat{F} = -\frac{f_B(e)}{r_R} \quad (46)$$

$$\hat{F} = -\frac{v}{r_R} \quad (47)$$

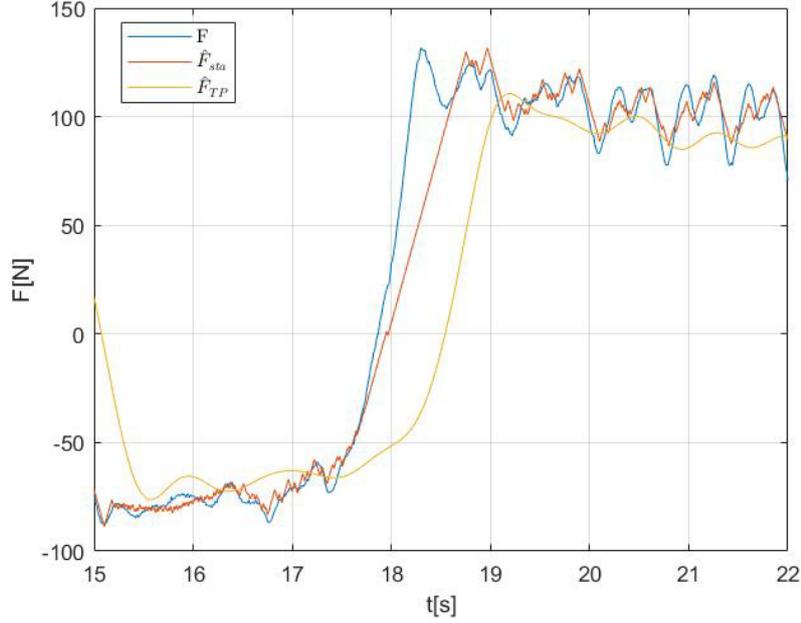


Abbildung 19: Vergleich zwischen Schätzungen von verschiedenen Reifenkraftschätzer Ausführungen. Die blaue Linie zeigt die reale Kraft, die gelbe Linie die mittels STA Reifenkraftschätzer ermittelte Kraft und die rote Linie die mittels Sliding-Mode 1.Ordnung mit Tiefpassfilter ermittelte Kraft.

Abbildung 19 zeigt den Vergleich zwischen real übertragener Kraft, mittels STA Schätzer ermittelter Kraft und mittels Sliding Mode Schätzer mit Signum Funktion und Tiefpassfilter ermittelter Kraft. Im Vergleich zum einfachen Sliding Mode Schätzer mit Tiefpassfilter kann man in diesem Fall eine wesentlich bessere Annäherung zur realen Kraft erkennen, vorallem bei schnellen Änderungen, fällt die Phasenverschiebung durch den Tiefpassfilter weg. Die Lipschitzkonstante L wurde mit 30 gewählt.

6.3.3 Sliding Mode Schätzer mit Zeitdiskretem Super Twisting Algorithmus

In diesem Abschnitt wird auf die zeitdiskrete Implementierung des Sliding Mode Schätzers mit Super Twisting Algorithmus eingegangen. Eine zeitdiskrete Implementierung ist notwendig da der Schätzer online auf der Hardware des Prüfstands implementiert wird. Im zeitdiskreten Fall wird der Beobachter wie folgt in Gleichung (48) angeschrieben.

$$\omega_{R,k+1} = \omega_{R,k} + \frac{T_d}{j_R} (M a - M_{r,R} + f_B(e)_k) \quad (48)$$

Der Korrekturterm $f_B(e)$ wird in diesem Fall wie folgt gewählt

$$f_B(e)_k = \frac{1}{\tau} (q_{1,k} + q_{2,k} - 2) e_k + \mu_k \quad (49)$$

$$\mu_{k+1} = \mu_k + \frac{1}{\tau} (q_{1,k} + q_{2,k} - q_{1,k} q_{2,k} - 1) e_k \quad (50)$$

Wahl der beiden Eigenwerte s_1 und s_2 , laut [KR19]

$$s_1 = |e|^{-\frac{1}{2}} p_1 \quad (51)$$

$$s_2 = |e|^{-\frac{1}{2}} p_2 \quad (52)$$

p_1 und p_2 sind dabei die Lösungen von Gleichung (53).

$$p^2 + k_1 \cdot p + k_2 = 0 \quad (53)$$

Wobei für k_1 und k_2 die Überlegung aus Gleichung (44) und Gleichung (45) verwendet werden, daraus kann ein ungefährer Wertebereich für p_1 und p_2 festgelegt werden allerdings sollen p_1 und p_2 in diesem Fall rein reelwertig sein. Nach einigen Simulation wurden $p_1 = -4$ und $p_2 = -4$ gewählt. Die Parameter $q_{1,k}$ und $q_{2,k}$ ergeben sich wie folgt.

$$q_{i,k} = \begin{cases} e^{s_i(k\tau)\tau} & \text{für } e_k \neq 4 \\ 0 & \text{sonst,} \end{cases} \quad i=1,2 \quad (54)$$

Die Kraft ergibt sich zu:

$$\hat{F}_k = \frac{\mu_k}{r_R} \quad (55)$$

Abbildung 20 zeigt den Vergleich zwischen zeitdiskretem STA und zeitkontinuierlichem STA.

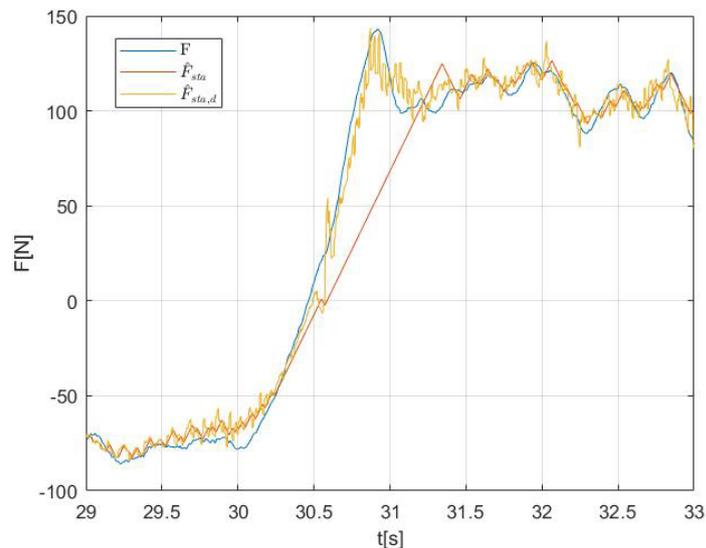


Abbildung 20: Vergleich zwischen Schätzungen von verschiedenen Reifenkraftschätzer Ausführungen. Die blaue Linie zeigt die reale Kraft, die gelbe Linie die mittels zeitdiskretem STA Reifenkraftschätzer ermittelte Kraft und die rote Linie die mittels zeitkontinuierlichem STA Reifenkraftschätzer ermittelte Kraft. Die Simulationen wurden dabei mit ODE 1 Solver und 1ms Diskretisierungszeit ausgeführt.

Dieser Vergleich verdeutlicht den Vorteil der zeitdiskreten Implementierung des STA, der diskrete Schätzer kann dem realen Kraftverlauf deutlich besser folgen als der STA Schätzer ohne zeitdiskreter Erweiterung. Der Reifenschätzer soll auf der dSpace Hardware implementiert werden. Daher wird für die Simulation in Simulink fixed Step mit 1ms und ODE1 als Solver gewählt, da dies die Ausführung des Codes auf der Hardware am besten repräsentiert.

6.4 PI Schlupfregler mit Vorsteuerung

In diesem Kapitel wird die bestehende Schlupfregelung mit PI-Regler durch eine Vorsteuerung erweitert. Auch in diesem Kapitel werden Simulationen durchgeführt welche anschließend experimentell validiert werden. Die Vorsteuerung bezieht auch die geschätzte vom Reifen auf die Walze übertragene Kraft \hat{F} ein. In Abbildung 21 wurde daher das Regelsystem aus Abbildung 11 um einen Reifenkraftschätzer erweitert.

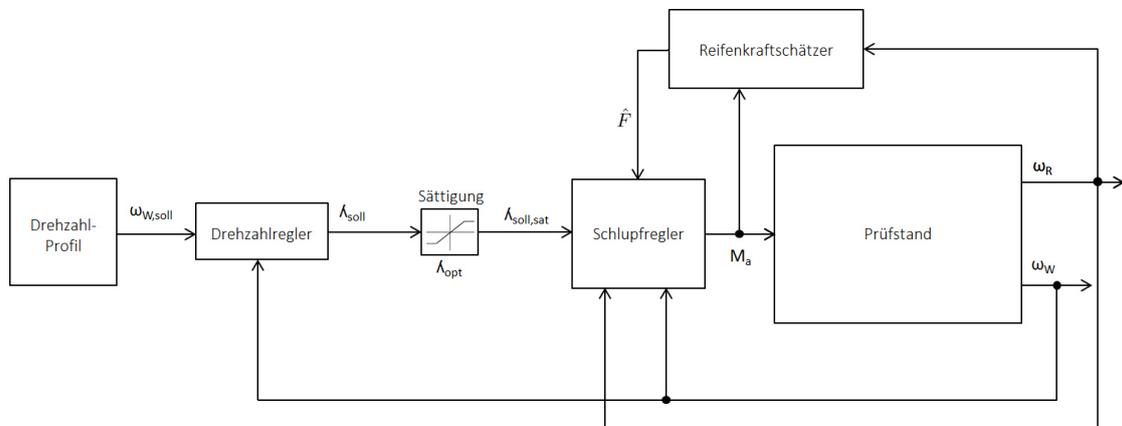


Abbildung 21: Reglekreisstruktur mit zusätzlichem Reifenkraftschätzer

Die folgenden Gleichungen beschreiben die Herleitung der Vorsteuerung zur Unterstützung des PI-Schlupfreglers. Gleichung (57) repräsentiert dabei die Differentialgleichung der Walze, Gleichung (56) repräsentiert die Differentialgleichung des Reifens.

$$J_R \cdot \dot{\omega}_R = M_a - M_{r,R} - F \quad (56)$$

$$J_W \cdot \dot{\omega}_W = F - M_{b,W} - M_{r,W} \quad (57)$$

Das Bremsmoment $M_{b,W}$ welches von der Walze ausgeübt wird wird mit Null angenommen. Ziel der Vorsteuerung soll folgendes sein:

$$y_{soll} = y \quad (58)$$

Setzt man y_{soll} in die alternative Schlupfdefinition aus Gleichung (27) ein und bildet die zeitliche Ableitung so ergibt sich mit die Dynamik.

$$\dot{y}_{soll} = \frac{r_W}{J_W}(F \cdot r_W - M_{r,W}) + \frac{r_R}{J_R}(M_{r,R} + F \cdot r_R + M_a) \quad (59)$$

Somit kann das Antriebsmoment durch Umformung von Gleichung (59) wie folgt ausgedrückt werden:

$$M_a = M_{r,R} + \hat{F} \cdot r_R + \frac{J_R}{r_R} \frac{r_W}{J_W} (\hat{F} \cdot r_W - M_{r,W}) + \frac{J_R}{r_R} \cdot \dot{y}_{soll} \quad (60)$$

Die unbekannte Kraft F wird dabei über den Reifenkraftschätzer geschätzt und somit durch \hat{F} ersetzt.

Erste Versuche zeigten dass durch die Vorsteuerung selbst annähernd stationäre Genauigkeit erreicht werden kann. Der zuvor verwendete PI-Regler wurde daher durch einen P-Regler ersetzt. Deshalb wurden alle nun folgenden Versuche lediglich mit einem P-Regler mit Vorsteuerung durchgeführt. Weiters zeigten Versuche dass der Term $\frac{J_R}{r_R} \cdot \dot{y}_{ref}$ einen negativen Einfluss bei den Prüfstandsläufen hatte, durch die Berechnung der Führungsgröße in Gleichung (28) pflanzt sich das Rauschen der Drehzahlssignale nämlich zu einem gewissen Grad in eben diese fort. Durch die Differenzierung von y_{soll} wurde dieses Rauschen verstärkt. Daher wurde bei der endgültigen Version der Vorsteuerung Gleichung (61) auf diesen Term verzichtet:

$$M_a = M_{r,R} + \hat{F} \cdot r_R + \frac{J_R}{r_R} \frac{r_W}{J_W} (\hat{F} \cdot r_W - M_{r,W}) \quad (61)$$

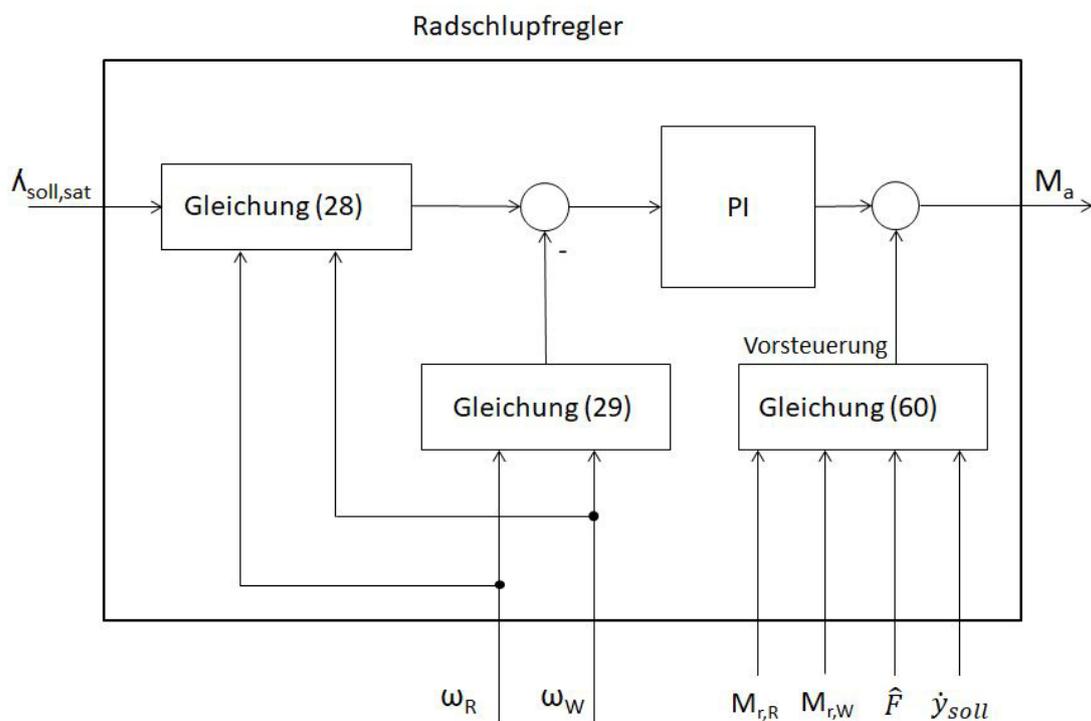


Abbildung 22: Struktur des Radschlupfreglers unter Verwendung eines PI-Reglers mit zusätzlicher Vorsteuerung

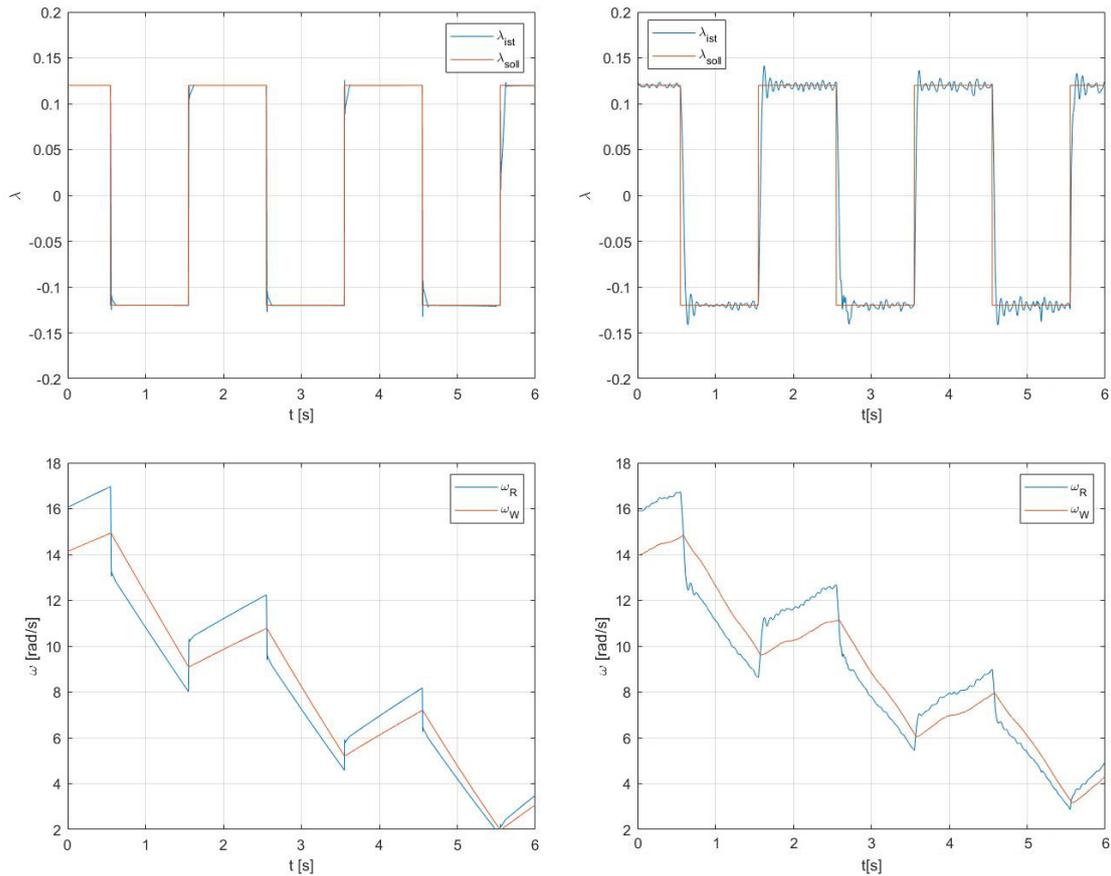


Abbildung 23: Verhalten von ω_R und λ in Simulation und beim Prüfstandsversuch, der linke Plot zeigt die Simulationsergebnisse der rechte Plot zeigt die Prüfstandsergebnisse. Als Führungsgröße für den Schlupfregler wurde dabei ein rechteckförmiger Sollschlupfverlauf gewählt. Walze und Reifen wurden zuvor auf Drehzahl gebracht.

Die obere Zeile der Plots in Abbildung 23 zeigt den Verlauf von Soll- und Istwert für λ . Der Proportionalbeiwert des P-Reglers wurde dabei mit 30 gewählt. Der linke Plot stellt die Simulation dar, der rechte Plot die experimentelle Validierung. Wie zuvor bei den Versuchen mit PI-Regler fällt das Überschwingen im Experiment deutlicher aus als in der Simulation. Auch tritt wieder ein leichtes Schwingen des Schlupfes um den Sollwert auf, was auf die verauschten Drehzahl-signale zurückzuführen ist. Generell korrelieren Simulationsergebnisse und Experimente am Prüfstand besser als beim PI-Schlupfregler zuvor. Im Vergleich zum PI-Regler ohne Vorsteuerung ist auch das Führungsverhalten besser, was man vor allem beim Versuch mit sinusförmiger Schlupfvorgabe erkennen kann. Mit dieser Variante der Schlupfregelung ist der am Prüfstand erhaltene Drehzahlverlauf dem Simuliertem deutlich ähnlicher als bei dem zuvor besprochenem Konzept, siehe Abbildung 24.

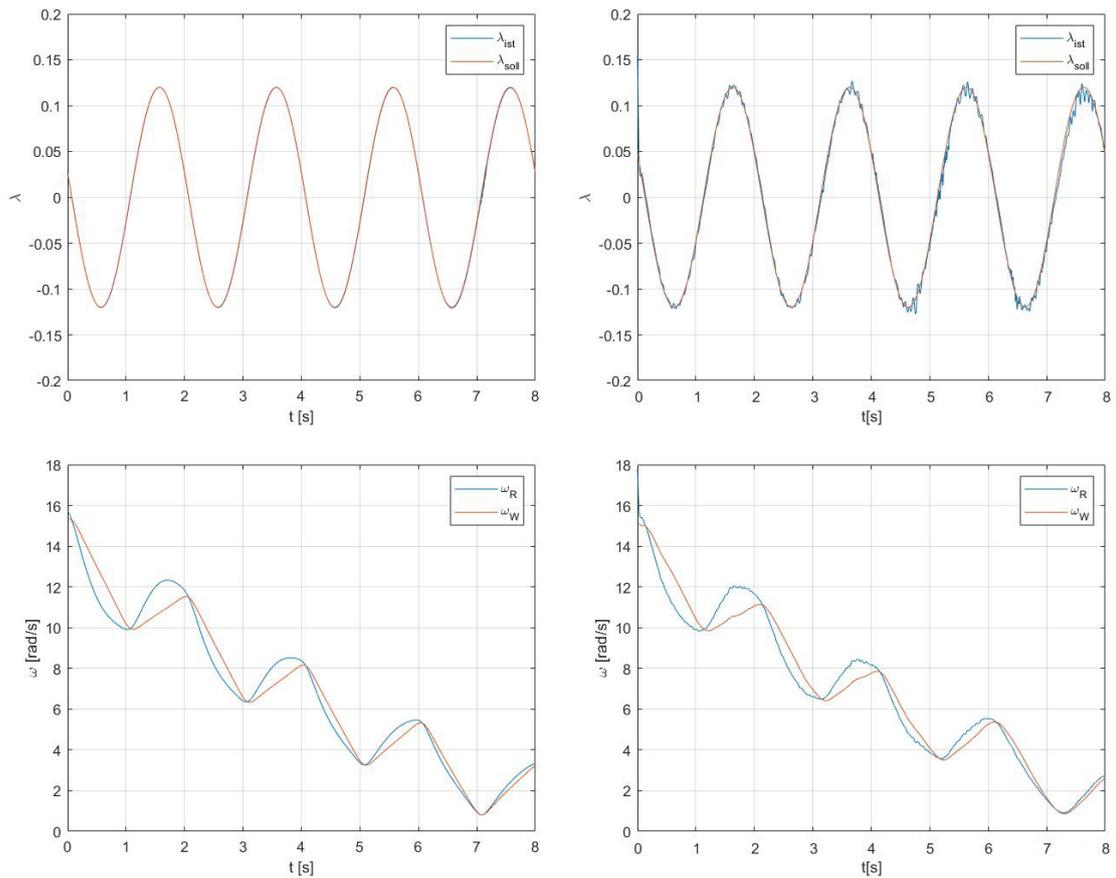


Abbildung 24: Verhalten von ω_R und λ in Simulation und beim Prüfstandsversuch, der linke Plot zeigt die Simulationsergebnisse der rechte Plot zeigt die Prüfstandsergebnisse. Als Führungsgröße für den Schlupfregler wurde dabei ein sinusförmiger Sollschlupfverlauf gewählt. Walze und Reifen wurden zuvor auf Drehzahl gebracht.

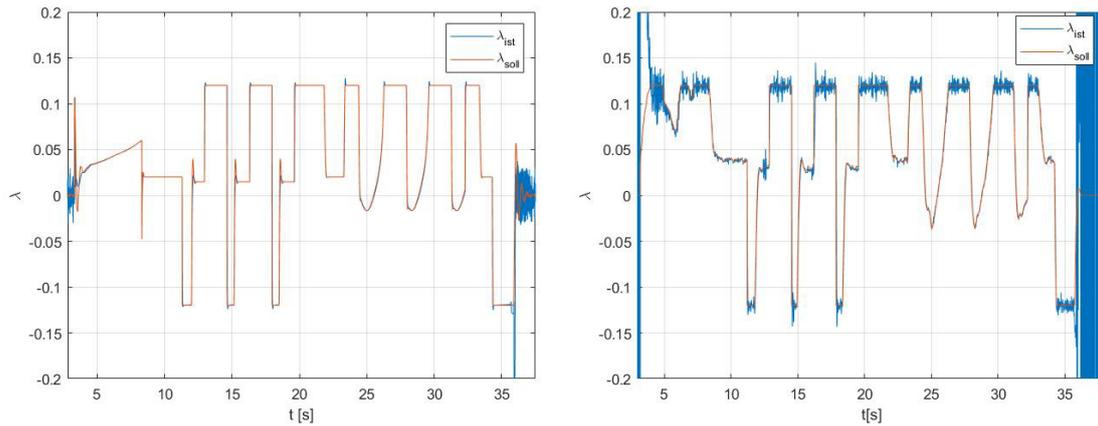


Abbildung 26: Selbige Simulation, bzw. selbiger Prüfstandslauf wie in Abbildung 25, allerdings wird hier λ betrachtet. Der linke Plot zeigt die Simulationsergebnisse, der rechte Plot die Prüfstandsergebnisse

sung begründet werden. Der PI-Regler sorgt, wie zu erwarten für stationäre Genauigkeit bei konstanten Führungsgrößen, allerdings kann man vor allem bei den beiden Drehzahlrampen als auch im Bereich des sinusförmigen Drehzahlverlaufes eine gewisse Phasenverschiebung erkennen. Man kann weiters erkennen, dass es dem Regler nicht einmal ansatzweise gelingt den aggressiven Sollwertsprüngen im mittleren Teil des Drehzahlprofils zu folgen. Dies liegt allerdings an der Regelstrecke. Für diesen Versuch wurde eine geringe Anpresskraft zwischen Reifen und Walze gewählt. Daher ist auch die vom Reifen auf die Rolle maximal übertragbare Kraft gering und die maximal mögliche Beschleunigung zu gering um den Drehzahlprofil folgen zu können. Dies ist aber durchaus eine gewünschte Situation da der Regler auch in Realität den Schlupf über eine längere Zeit am Optimum halten soll. Abbildung 26 zeigt den Schlupfverlauf in Simulation und im Experiment. Dabei kann man wiederum erkennen, dass der Schlupfverlauf in der Simulation wesentlich glatter ist. Bei Werten der Walzendrehzahl nahe Null kann man wieder sehr hohe Schlupfwerte in λ feststellen. Das ist wiederum der Berechnung von λ geschuldet, und im Experiment wieder durch das Rauschen in den Drehzahlsignalen verstärkt wird. Auffällig ist auch, dass sich der erste Teil des Schlupfverlaufes in Simulation und Experiment stark unterschieden, vor allem im Soll Schlupfverlauf. Dies kann damit begründet werden dass der Schlupfregler im Experiment am Anfang sehr hohe Schlupfwerte zulässt und sich die Drehzahl anders entwickelt als in der Simulation, wodurch sich der Vorgabeschlupf bis ca. 10s etwas voneinander unterscheidet.

6.6 Konventioneller Ansatz für Schlupfregelung

In diesem Unterkapitel wird ein konventioneller Regler betrachtet welcher in Serienfahrzeugen zum Einsatz kommt. Dies soll zu Vergleichszwecken dienen. Ein Ziel dieser Arbeit ist es unter anderem, den in dieser Arbeit präsentierten Ansatz eines Tempomaten mit einem praxiserprobten Ansatz zu vergleichen. Die Idee einen Tempomaten aus einer kaskadierten Regelung aus Drehzahlregler und unterlagertem Schlupfregler zu realisieren, ist in der Praxis nicht verbreitet, deshalb gibt es kein ganzheitlich vergleichbares konventionelles System. Aus diesem Grund wird das Herzstück des Tempomaten, der Schlupfregler mit einem konventionellen Schlupfregler verglichen. Ein Problem ist allerdings dass, die exakten Algorithmen bzw. Funktionsweisen dieser Regler von den OEM's selten veröffentlicht werden. Daher wurde auf eine Arbeit zurückgegriffen welche im Jahre 2014 am Institut für Fahrzeugtechnik der TU Graz verfasst wurde. In [Ing14] wurde ein ABS und ASR für den Einsatz in einer Simulationsumgebung anhand von Bosch Unterlagen, nachgebaut. Da die ABS Regelung über die Regelung des Bremsdruckes arbeitet wird als Vergleichsregler lediglich das ASR herangezogen, da dieses einen direkten Eingriff auf das Antriebsmoment verübt.

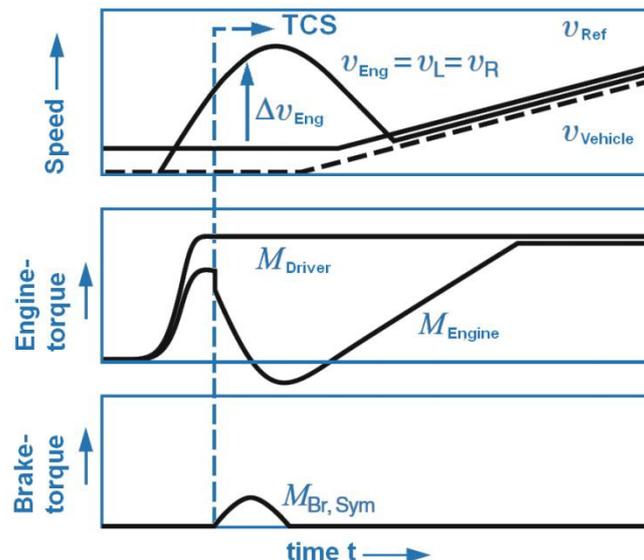


Abbildung 27: Funktionsweise eines konventionellen ASR Systems welches den Rad-schlupf über eine Reduktion des Motormomentes bzw. aufbringen eines Bremsmomentes beeinflusst.

Quelle: GMBH [GMB07]

Abbildung 27 zeigt eine Übersicht über die Funktion der ASR Regelung. Als Stellgröße können in diesem Ansatz sowohl die Reduktion des Motormomentes als auch ein zusätzlicher Bremseneingriff verwendet werden. Für bessere Vergleichbarkeit wird später allerdings nur eine Reduktion des Motormomentes berücksichtigt. v_{eng} repräsentiert dabei die Geschwindigkeit der angetriebenen Räder, v_{ref} die Geschwindigkeit der nicht angetriebenen Räder. Δv_{eng} ist die Geschwindigkeitsdifferenz zwischen angetriebenen und nicht angetriebenen Rädern, diese dient als Aktivierungsschwelle für die Regelung.

Abbildung 28 ist der Zustandsautomat der ASR Regelung zu sehen. Werden die Schlupfschwelle λ_{On} und die Schwelle für v_{Diff} überschritten wird in

den Status ReduceEngine Torque gewechselt, in dem die ASR aktiv ist. v_Diff repräsentiert die absolute Differenzen zwischen Geschwindigkeit der angetriebenen und nicht angetriebenen Räder und wurde in Abbildung 27 mit Δv_{eng} bezeichnet. Eine Deaktivierung des ASR erfolgt erst wieder beim Unterschreiten einer gewissen $lambdaOff$ Schwelle.

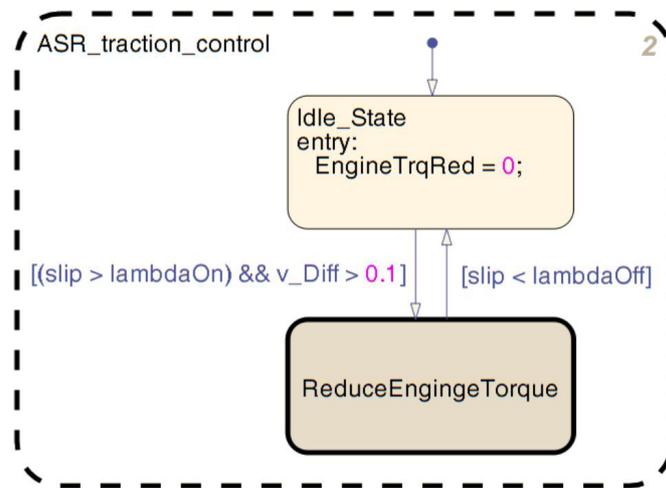


Abbildung 28: Zustandsautomat des konventionellen ASR Systems aus [Ing14].
Quelle: Ing. Manfred Gromann [Ing14]

Abbildung 29 zeigt die Funktionsweise der ASR wenn diese sich im *ReduceEngineTorque* Status befindet und somit aktiv ist. Über einen PID-Regler wird nun versucht den Schlupf auf die konstante Führungsgröße $lambdaOn$ zuregeln. Ausgangsgröße des PID-Reglers ist ein Reduktionsmoment. Dieses Reduktionsmoment wird mit einer Sättigungsfunktion zwischen Null und einem maximalen negativen Reduktionsmoment gesättigt. Die Wahl dieses Parameters ist überdies sehr wichtig für das Verhalten des ASR. Diese gesättigte Reduktionsmoment wird danach mit der Momentenvorgabe des Fahrers $DesiredTrqDriver$ addiert und man erhält ein Antriebsmoment $OutputTrq$ für welches gilt $OutputTrq \leq DesiredTrqDriver$.

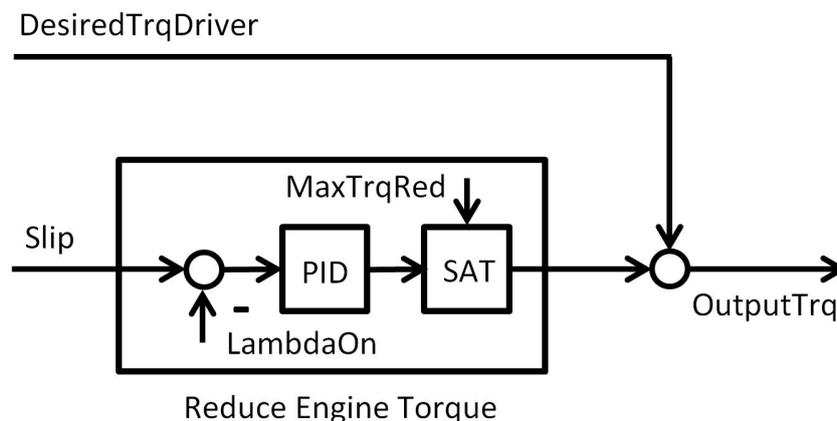


Abbildung 29: Blockschaltbild für den Zustand „ReduceEngineTorque“ des konventionellen ASR Systems aus [Ing14]

Die ASR Regelung aus [Ing14] wird nun in der Simulation nachgestellt und experimentell am Prüfstand validiert. Um die korrekte Funktion des ASR überprüfen

zu können wurden ähnliche Fahrmanöver wie in [Ing14] ausgewählt. Es wird eine Beschleunigung aus dem Stillstand heraus durchgeführt, wobei es während der Beschleunigung immer zu einem kurzzeitigen zwischenzeitlichen Ausrollen kommt. Somit können Sollschlupfsprünge bei verschiedenen Drehzahlen nachgestellt werden.

Betrachtet man Abbildung 30 sieht man sehr deutlich dass Simulation und Experiment stark voneinander abweichen. Während es in der Simulation vor allem bei höheren Drehzahlen sehr gut gelingt den Sollwert von $\lambda = 0.12$ einzustellen, kann der Istschlupf im Experiment lediglich in einem „großzügigen“ Bereich um den Sollwert gehalten werden. Sowohl in Simulation als auch Experiment kann man erkennen dass der Schlupf zu Beginn sehr große Werte annimmt, speziell im Experiment schwingt der Schlupf zwischen betragsmäßig hohen positiven und negativen Werten. Dies ist der Tatsache geschuldet dass eine Beschleunigung vom Stillstand weg ausgeführt wurde. Unter diesen Umständen ist die Berechnung von λ schwierig. Für die Simulation wurde eine minimale Startdrehzahl von $\omega_R = 0.1$ und $\omega_W = 0.1$ gewählt da es ansonsten zu Problemen bei der Simulation der Reifenkennlinie kam. In der mittleren Zeile der Plots aus Abbildung 30 kann man sehen, dass die Drehzahlen in Simulation und Experiment leicht voneinander abweichen, dies ist wieder der Modellierungsungenauigkeit zuzuschreiben. Die untere Zeile der Plots aus Abbildung 30 zeigt die Bildung des Antriebsmomentes. Der blaue Graph M_F repräsentiert ein Rechteckförmiges Vorgabenmoment des Fahrers bei einem Beschleunigungsvorgang. Der rote Graph zeigt das Reduktionsmoment welches vom Regler bereitgestellt wird um den Schlupf auf den geforderten Wert zu begrenzen. Wichtig für diesen Versuch ist, dass das Moment M_F welches vom Fahrer vorgegeben wird groß genug ist um einen Reifenschlupf größer als den Sollschlupf zu generieren da der hier präsentierte Regler nur in der Lage ist das Antriebsmoment zu verringern und nicht zu erhöhen. Vergleicht man Simulation und Experiment, erkennt man, dass sich die Momente in der gleichen Größenordnung befinden, allerdings ist der Verlauf in der Simulation wesentlich glatter. Ein weiteres interessantes Phänomen erschließt sich allerdings erst bei genauerer Betrachtung. In der Simulation wird der Bedarf für das Reduktionsmoment für höhere Drehzahlen tendenziell kleiner. Dies ist naheliegend aufgrund der Modellierung der Reibung welche proportional zur Drehzahl zunimmt. Im Experiment allerdings ist die Tendenz des Reduktionsmomentes allerdings umgekehrt, d.h. bei höheren Drehzahlen wird das Vorgabenmoment des virtuellen Fahrers stärker verringert. Somit muss ein Effekt am Prüfstand auftreten welcher in der Simulation nicht berücksichtigt wurde und bei den vorigen Versuchen mit anderen Schlupfreglern nicht entdeckt werden konnte da das Antriebsmoment dort nicht direkt betrachtet wurde. Es könnte sich dabei um einen temperatur bedingten Effekt handeln. Entweder einer Verringerung der Reibung im Prüfstandsaufbau nach dem andrehen aus dem Stillstand z.B durch Erwärmung der Lager, oder eher wahrscheinlicher einer lokalen Überhitzung des Reifens welche zu einer leichten Abnahme der maximal übertragbaren Kraft führen würde. Abschließend kann gesagt werden, dass der konventionelle Schlupfregler aus [Ing14] in seiner Funktion nachgestellt werden konnte und für die weiteren Schritte dieser Arbeit als Vergleichsregler verwendet werden kann.

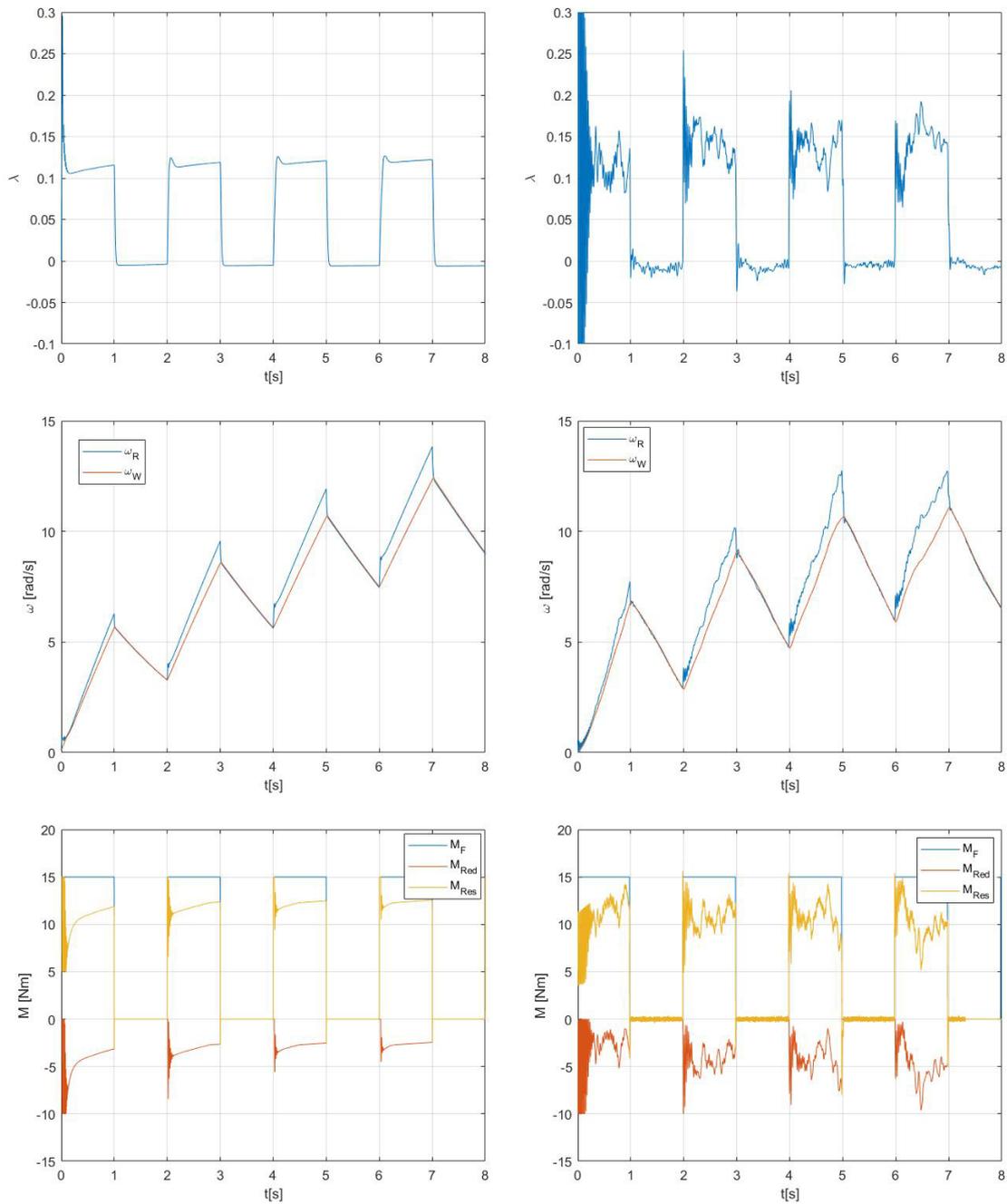


Abbildung 30: Simulations- und Prüfstandsergebnisse des konventionellen Schlupfreglers aus [Ing14]. Auf der linken Seite befinden sich die Simulationsergebnisse auf der rechten Seite die Prüfstandsergebnisse. Die letzte Zeile der Plots zeigt wie der Regler das Moment reduziert.

6.7 Vergleichsstudie: Experimentelle Ergebnisse

In diesem Kapitel werden die zuvor präsentierten Ansätze zu Schlupfreglern experimentell am Prüfstand miteinander verglichen. Als Referenz, welche einen praxisrelevanten Schlupfregler darstellt, dient dabei der im Unterabschnitt 6.6 präsentierte Regler aus [Ing14]. Die verschiedenen Schlupfregler werden dabei am Prüfstand bei verschiedenen Anpresskräften miteinander verglichen. Die unterschiedlichen Anpresskräfte repräsentieren dabei unterschiedliche Fahrbahnbedingungen. Der Vergleich wird nur zwischen den Schlupfreglern und nicht dem gesamten Tempomaten durchgeführt da dies ein neuartiger Ansatz ist welcher in der Praxis keine weite Verbreitung aufweist und somit kein geeignetes Referenzsystem gefunden werden konnte.

Die ersten Vergleiche wurden bei niedriger Anpresskraft durchgeführt. Die Plots links zeigen jeweils den Schlupfverlauf, die Plots rechts zeigen den Drehzahlverlauf. Als Versuch wurde ein Beschleunigungsvorgang mit kurzen Ausrollphasen gewählt. Die Wahl fiel auf diesen Versuch da dieser auch ohne Probleme mit dem konventionellen Schlupfregler zu bewerkstelligen ist. Ein Versuch mit negativer Schlupfvorgabe wurde nicht durchgeführt da dies mit dem konventionellen Schlupfregler in dieser Form nicht möglich ist. Ein zwischenzeitliches Ausrollen wurde gewählt um Schlupfsprünge bei verschiedenen Geschwindigkeiten realisieren zu können.

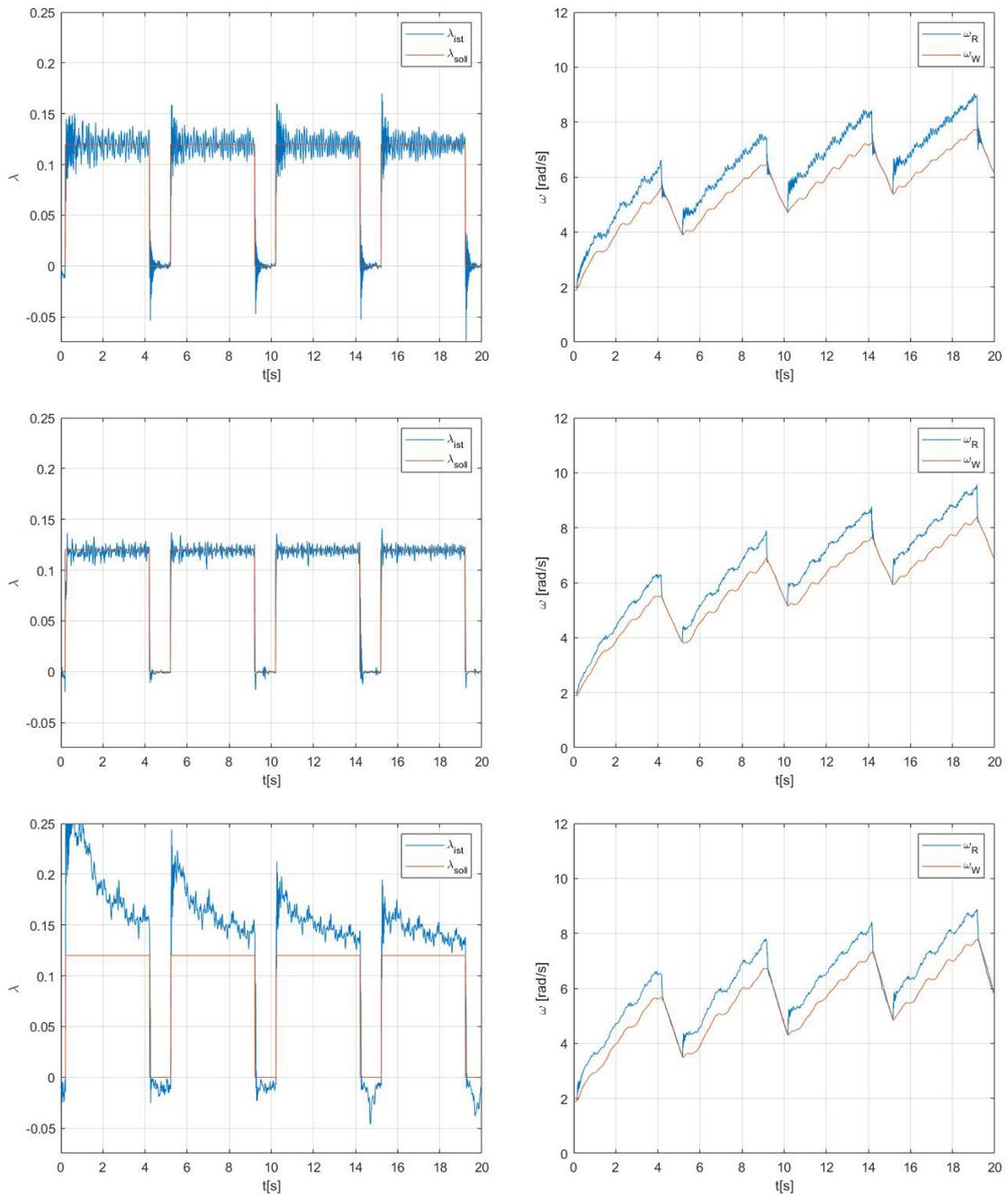


Abbildung 31: Prüfstandsergebnisse der Schlupfreglerversuche bei niedriger Anpresskraft. Die obere Zeile der Plots zeigt die Prüfstandsergebnisse des PI-Schlupfreglers, die mittlere Zeile die des PI-Schlupfreglers mit Vorsteuerung und die untere Zeile jene des konventionellen Schlupfreglers nach [Ing14].

Die vorgegebenen Schlupfsprünge haben einen Maximalwert von 0.12, das entspricht dem Peakschlupf des Laborprüfstandsreifens. Ziel dieser Vergleiche ist mitunter auch zu bestimmen, wie sensitiv die verschiedenen Schlupfregler auf Änderungen der Fahrbahnbeschaffenheit reagieren. Aus diesem Grund wurden die Reglerparameter zwischen den Versuchen nicht verändert. Die Parameter wurden allerdings bereits im Vorfeld konservativ gewählt um zu vermeiden, dass es bei stark verringerten Anpresskräften zu Problemen kommt. Für den PI-Schlupfregler wurden die Parameter $K_P = 20$ und $K_I = 1000$, für den P-Regler mit Vorsteuerung wurde $K_P = 10$ und für den konventionellen Schlupfregler wurde $K_P = 35$ $K_I = 20$ gewählt. Weiters wurde der Versuch nicht bei Drehzahl Null gestartet, sondern Walze und Rolle wurden auf eine geringe Drehzahl von 2 rad/s gebracht. Vergleicht man die drei Plots zur linken miteinander kann man sehen dass es dem PI-Regler (oberste Zeile) und dem P-Regler mit Vorsteuerung (mittlere Zeile) gut gelingt den geforderten Schlupfwert einzustellen. Der konventionelle Schlupfregler (unterste Zeile) hat hingegen Probleme den geforderten Schlupf, ähnlich schnell wie das in dieser Arbeit vorgeschlagene Konzept, einzustellen. Bei höheren Drehzahlen gelingt dies besser. Der Leser könnte dieses Verhalten auf schlecht eingestellte Reglerparameter zurückführen. Allerdings kann an dieser Stelle angemerkt werden dass die Reglerparameter zwar konservativ aber dennoch „bestmöglich“ eingestellt wurden. Betrachtet man die rechten Plots kann man als Resultat die erreichte Enddrehzahl bewerten. Da als Maximalwert der Sollschlupfsprünge der Peakschlupf verwendet wurde gibt die erreichte Endgeschwindigkeit Auskunft wie gut dieser Sollschlupf eingestellt wurde. Dabei kann man sehen dass der P-Regler mit Vorsteuerung die höchste Enddrehzahl erreicht. Die beiden anderen Regler aber recht ähnliche Enddrehzahlen, dies ist wiederum auf die Charakteristik des Prüfstandsreifens zurückzuführen. Da diese nach dem Peak recht flach abfällt führen höhere Schlupfwerte nur zu geringfügig kleineren Beschleunigungen. Für die periodischen Oszillationen im Drehzahlsignal sei auf Unterabschnitt 6.9 verwiesen.

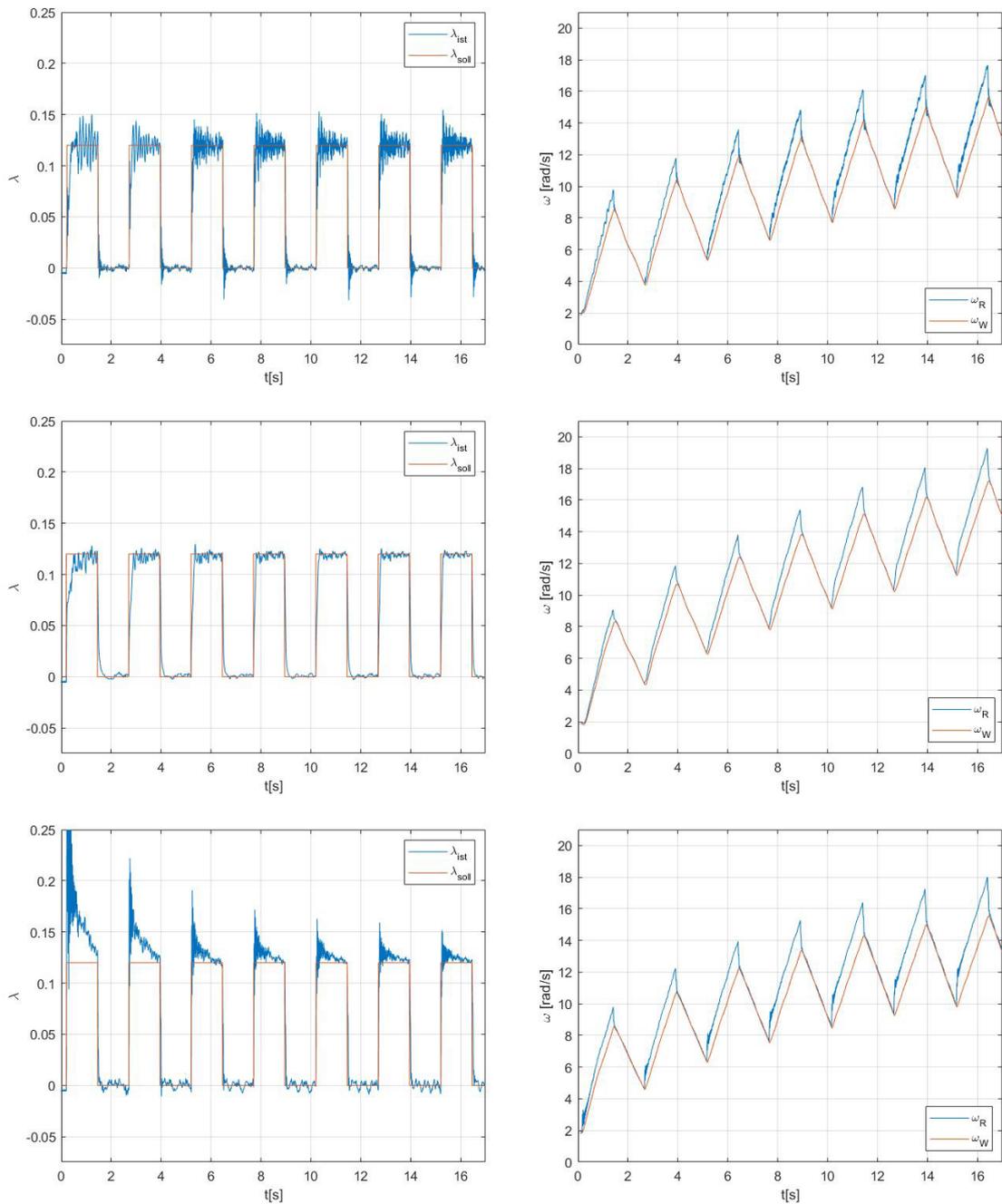


Abbildung 32: Prüfstandsergebnisse der Schlupfreglerversuche bei mittlerer Anpresskraft. Die obere Zeile der Plots zeigt die Prüfstandsergebnisse des PI-Schlupfreglers, die mittlere Zeile die des PI-Schlupfreglers mit Vorsteuerung und die untere Zeile jene des konventionellen Schlupfreglers nach [Ing14].

Für diese Versuchsreihe wurde die Anpresskraft zwischen Walze und Reifen erhöht, es wurde „mittelstarke“ Anpresskraft eingestellt. Betreffend des Vorgabe Sollschlupfsignals kann gesagt werden, dass die Sprünge verändert wurden um die Geschwindigkeit am Ende des Experiment nicht zu hoch werden zu lassen. Der Duty cycle des Vorgabesignals wurde daher verringert, die Periodendauer des Signals blieb dabei unverändert. Stellt man wieder den Vergleich zwischen den drei Plots zur linken an, erhält man ein ähnliches Ergebnis wie zuvor. Der P-Schlupfregler mit Vorsteuerung liefert wieder die besten Ergebnisse. Dies spiegelt sich ebenfalls in der erreichten Endgeschwindigkeit wider, wobei diesmal der Unterschied nicht so groß ausfällt wie im Versuch mit niedriger Anpresskraft. Betrachtet man den Verlauf des Schlupfes des PI-Schlupfreglers (oberste Zeile) und des P-Schlupfreglers mit Vorsteuerung (mittlere Zeile) erkennt man dass es bei geringen Geschwindigkeiten etwas länger dauert bis der gewünschte Sollwert eingestellt werden kann. Dies liegt an der Schlupfdefinition und den konservativ eingestellten Reglerparametern.

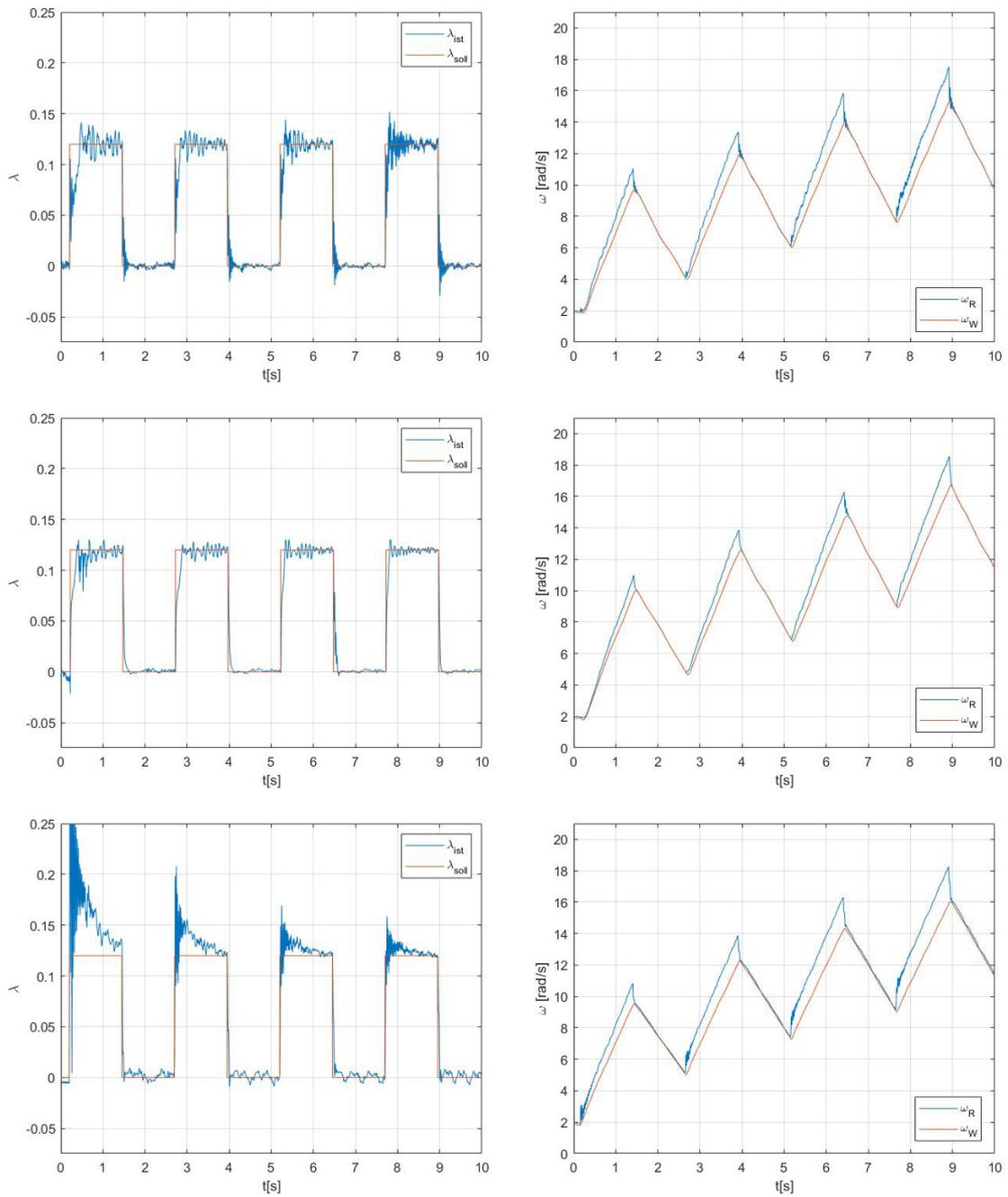


Abbildung 33: Prüfstandsergebnisse der Schlupfreglerversuche bei hoher Anpresskraft. Die obere Zeile der Plots zeigt die Prüfstandsergebnisse des PI-Schlupfreglers, die mittlere Zeile die des PI-Schlupfreglers mit Vorsteuerung und die untere Zeile jene des konventionellen Schlupfreglers nach [Ing14].

Die abschließenden Versuchsfahrten wurden mit einer hohen Anpresskraft zwischen Walze und Reifen durchgeführt. Um die Drehzahlen am Ende des Versuches nicht zu hoch werden zu lassen wurde in diesem Fall die Versuchsdauer verkürzt. Das Schlupf Vorgabesignal bleibt allerdings gleich zu jenem aus den zuvor mit mittlerer Anpresskraft durchgeführten Versuchen. Betrachtet man wieder die linken Plots der Schlupfverläufe erkennt man, dass der P-Schlupfregler mit Vorsteuerung abermals die besten Ergebnisse erzielt. Selbiges gilt für die Drehzahlverläufe zur rechten. Wie zuvor bei den Versuchen mit mittlerer Anpresskraft sieht man, dass sowohl der PI-Regler als auch der P-Regler mit Vorsteuerung bei niedrigen Geschwindigkeiten Probleme haben der gewünschten Schlupfvorgabe zu folgen. Um diesem Problem entgegenzuwirken könnte man die Reglerparameter aggressiver wählen. Eine Erhöhung des P Anteils ist allerdings nicht möglich da dadurch das Messrauschen der Drehzahlssignale zu stark verstärkt würde. Unter Unterabschnitt 6.8 wird dieses Problem nochmals kurz behandelt.

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass der P-Schlupfregler mit Vorsteuerung bei allen Bedingungen die besten Ergebnisse erzielt. Der konventionelle Schlupfregler weist den größten Parametrierungsaufwand auf, für eine gute Performance dieses Reglers waren eine Vielzahl von Experimenten notwendig um die geeigneten Parameter zu bestimmen. Der PI-Schlupfregler wiederum reagiert sensitiver auf die Änderung der Anpresskraft, als der P-Schlupfregler mit Vorsteuerung. Versuche welche im Vorfeld durchgeführt wurden haben ebenfalls gezeigt, dass der Bereich der Parameter welcher für unterschiedliche Anpresskräfte zufriedenstellende Ergebnisse liefern für den P-Schlupfregler mit Vorsteuerung wesentlich größer ist als für den PI-Schlupfregler.

6.8 Gainscheduling

In diesem Unterkapitel werden einige Gedanken zu einem möglichen Gain Scheduling zusammengefasst. Hinsichtlich der unterschiedlichen Fahrbahnbeschaffenheiten könnte man ein Gainscheduling einführen damit der Regler nicht allzu konservativ eingestellt werden muss. Allerdings stellt sich dabei wieder die Frage wie die Fahrbahnbeschaffenheit in der Realität festgestellt werden kann. Beim bestehenden Prüfstands Aufbau ist es leider nicht ohne weiteres möglich die Anpresskraft zwischen Reifen und Walze zu messen daher ist es schwierig reproduzierbare Versuche bei bestimmten Anpresskräften zu fahren. Weiters ist eine optimale Funktion des Schlupfreglers bei einzelnen Fahrbahnbedingungen nicht von höchster Bedeutung, vielmehr eine zuverlässige Funktion bei allen Verhältnissen. Somit ist ein Gain Scheduling betreffend der Fahrbahnbedingungen für diese Arbeit nicht relevant.

Nachdem bei Unregelmäßigkeiten in Schlupfverläufen sowohl in Simulation als auch Experiment des öfteren auf die alternative Schlupfdefinition verwiesen wurde wird dies hier kurz behandelt. Abbildung 34 zeigt eine Simulation eines P-Reglers als Schlupfregler, dies dient dazu den Effekt der alternativen Schlupfdefinition bei sehr niedrigen Geschwindigkeiten zu visualisieren. Bei gleichbleibender Regelabweichung in y vergrößert sich die Regelabweichung im linken Plot hinsichtlich λ deutlich. Dieser Effekt führte bei vorangegangenen Versuchen bei Verringerung der Geschwindigkeit zu einer schlechteren Performance, unabhängig ob ein PI-Schlupfregler oder ein P-Schlupfregler mit Vorsteuerung eingesetzt wurde. In diesem Fall könnte man sich Gedanken machen ob man die Reglerparameter für niedrige Drehzahlen mit Hilfe eines Gain Scheduling Algorithmus etwas aggressi-

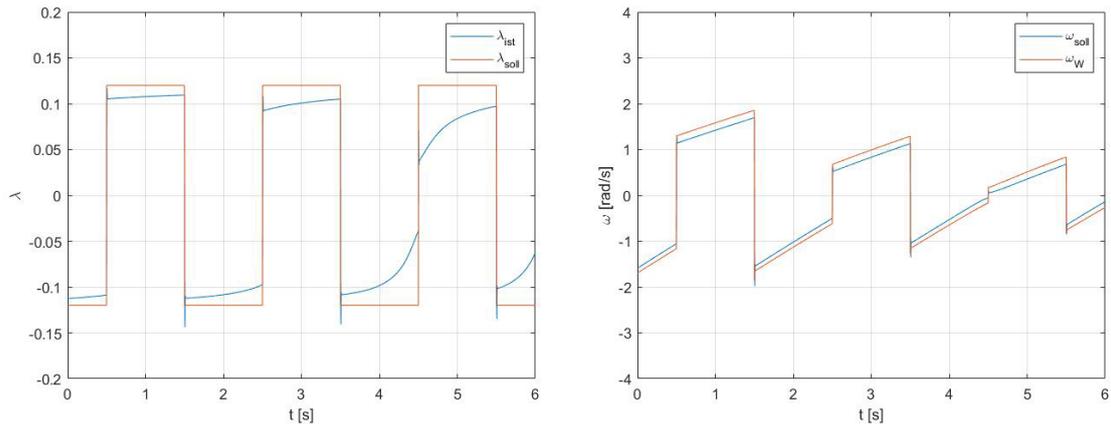


Abbildung 34: Simulation eines P-Schlupfreglers bei abnehmender Drehzahl, umso niedriger die Drehzahl wird umso größer wird die Abweichung in λ , betrachtet man die Abweichung in y bleibt diese gleich. Dieses Verhalten entsteht dadurch, dass vom Schlupfregler die alternative Schlupfgröße y geregelt wird und nicht λ .

ver gestaltet. Allerdings muss erwähnt werden, dass es sich dabei um sehr niedrige Drehzahlbereiche bis $\omega = 4\text{rad/s}$ handelt welche in der Regel schnell durchfahren werden. Weiters haben Versuche gezeigt, dass eher das Rauschen der Drehzahlssignale ein limitierender Faktor ist und somit die Reglerparameter nur bis zu einem gewissen Grad erhöht werden können. Aus diesem Grund wird in dieser Arbeit nicht näher darauf eingegangen, dieser Effekt tritt bei höheren Geschwindigkeiten nicht in Erscheinung.

6.9 Experimente und Diskussion zu Oszillationen im Drehzahlssignal

Bei diversen Versuchen konnte bei genauerer Betrachtung eine auffällige Oszillation bei den Drehzahlen des Reifens und der Walze festgestellt werden. Diesen Effekt kann man in Abbildung 35 deutlich erkennen. Der rechte Plot zeigt den Bereich der niedrigen Drehzahlen noch einmal vergrößert. Man kann feststellen, dass diese Oszillationen umso hochfrequenter werden je höher die Drehzahl wird. Somit ist naheliegend, dass diese Oszillationen proportional zur Drehzahl sind. Wertet man die Periodendauer dieser Oszillationen aus kommt man sogar zum Schluss, dass diese direkt proportional zur Drehzahl sind. Dies lässt auf eine Unwucht oder leichte Unförmigkeit des Reifens schließen. Gegen eine Unwucht spricht allerdings eine genauere Betrachtung der Drehzahlssignale im rechten Plot aus Abbildung 35. Die Oszillationen in den beiden Drehzahlssignalen treten zu den gleichen Zeitpunkten auf, bei einer Unwucht würde der Reifen kurz weniger Anpresskraft zur Walze aufbauen und durchrutschen. Somit müsste es einen Bereich geben in dem der Reifen beschleunigt wird und die Walze nicht. Verringert sich die Drehzahl der Walze kurz verringert sich auch die des Reifens kurz. Augenscheinlich lässt sich die Walze oder der Reifen an einem gewissen Punkt kurz schwerer drehen und es kommt zu einer kurzen Verringerung der Drehzahl. Somit ist es wahrscheinlicher dass die Oszillation durch eine Unförmigkeit im Reifen oder z.B eine verspannte Lagerung der Walze herrührt. Das würde auch die Geräusche des Lagers während den Experimenten erklären.

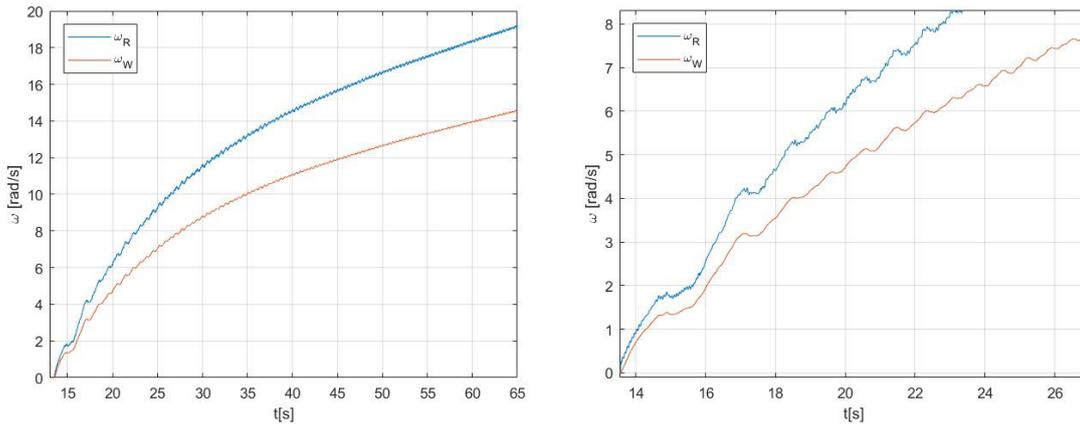


Abbildung 35: Sowohl ω_R als auch ω_W sind mit Oszillationen behaftet welche drehzahlabhängig sind

Allerdings wäre es auch möglich dass die Oszillationen in einigen anderen Versuchen durch Torsionsschwingungen der Welle zwischen Antriebsmotor des Reifens und dem Reifen selbst entstehen. Um dies gänzlich auszuschließen wurde ein Versuch unternommen bei dem die Welle Drehmomentsprünge übertragen musste. Dazu wurde die Walze auf eine konstante Drehzahl geregelt und dem Schlupfregler wurde ein rechteckförmiger Schlupfverlauf vorgegeben. Abbildung 36 zeigt die Ergebnisse dieses Versuches. Auffällig ist hierbei, dass der Schlupfregler einen kleinen negativen Offset bei einem Vorgabeschlupf von Null aufweist. Da es sich bei diesem Versuch allerdings um ein Szenario handelt welches in der Realität nicht vorkommt und für welches der Schlupfregler nicht konzipiert wurde, ist dies nicht weiter beunruhigend. Bei diesem Versuch wurde als Schlupfregler der P-Regler mit Vorsteuerung verwendet, das Verhalten könnte man damit begründen dass die Vorsteuerung bei dieser niedrigen Drehzahl, welche in diesem Versuch gefahren wurden, nicht sehr akkurat ist und der P-Regler einen gewissen Regelfehler benötigt der bei niedrigen Geschwindigkeiten aufgrund der Schlupfdefinition verstärkt wird. Die geringe Drehzahl von $\omega = 2$ wurde gewählt da man die Schwingungen im Schlupfverlauf so am besten sehen kann. Bei Schlupf Null kann man die Oszillationen sehr schön erkennen, und stellt fest, dass diese sich direkt proportional zur Walze verhalten. Auch nach einem Sprung im Radschlupf, durch welchen ein Momentensprung an der Welle entsteht, ist die Periodendauer der Oszillationen wieder konstant und auch die Amplitude ist nicht abnehmend wie man es bei einer gedämpften Schwingung erwarten würde. Die Periodendauer ist zwar geringfügig kürzer, dies ist aber nur dadurch bedingt, dass der Reifen sich nun schneller dreht als zuvor. Somit haben Torsionsschwingungen beim verwendeten Prüfstandsaufbau im Bereich der verwendeten Anpresskraft keine Auswirkungen auf den Schlupfverlauf. Bei signifikant höheren Anpresskräften als bei den Versuchen welche auf dem Prüfstand durchgeführt wurden könnten Torsionsschwingungen allerdings aufgrund erhöhter Momentensprünge eine Rolle spielen.

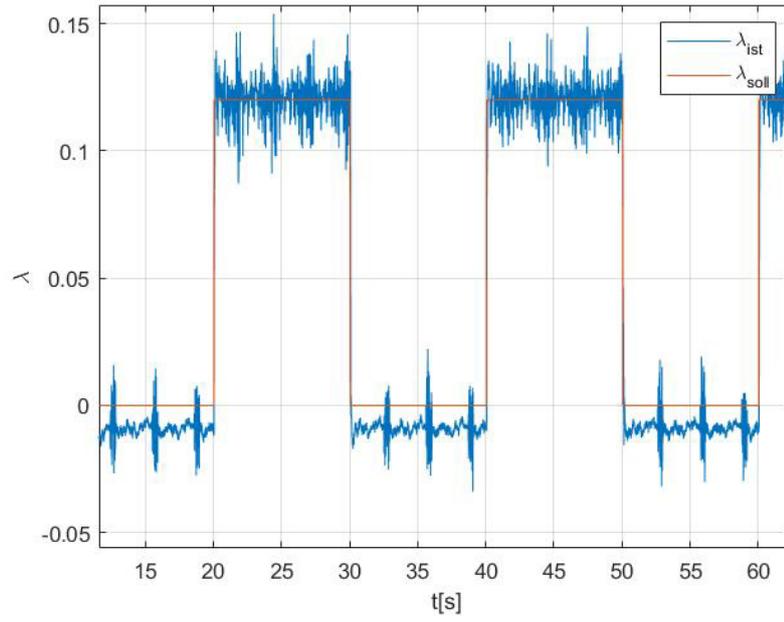


Abbildung 36: Oszillationen in λ bei rechteckförmiger Schlupfvorgabe.

7 Online Identifikation Reifenschlupf Optimum

Eine im verwendeten Regelkonzept benötigte Größe ist der optimale Reifenschlupf. Dieser Reifenschlupf sollte optimal hinsichtlich der auf die Straße übertragbaren Kraft sein und hängt von einer Vielzahl von Parametern ab. Der optimale Reifenschlupf hängt nicht nur vom Reifen selbst ab, sondern ändert sich je nach Witterungsbedingung, Beschaffenheit der Fahrbahn, ja sogar bei Änderung des Reifendruckes. In diesem Kapitel wird daher auf Methoden eingegangen welche es erlauben den optimalen Reifenschlupf online zu bestimmen.

7.1 Reifenschlupf Optimum bei verschiedenen Fahrbahnbedingungen

Den größten Einfluss auf die Lage des Schlupfoptimums haben die Fahrbahnbedingungen, Abbildung 37 zeigt Reifenkennlinien für verschiedene Fahrbahnbedingungen.

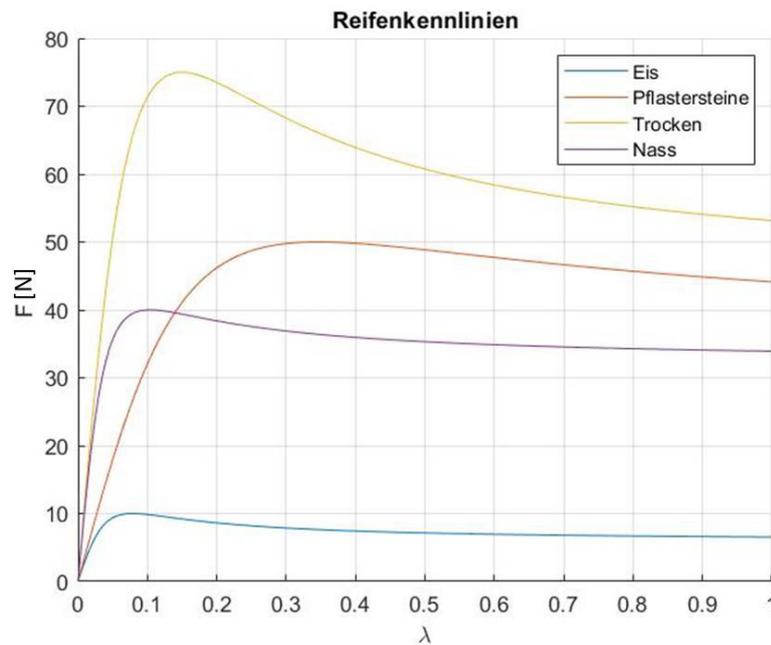


Abbildung 37: Reifenkennlinien für verschiedene Fahrbahnbedingungen. Bei verschiedenen Fahrbahnbedingungen wird die Reifenkennlinie nicht nur hinsichtlich der maximal übertragbaren Kraft skaliert, sondern auch der Schlupfpunkt bei dem diese übertragen wird verschiebt sich.

<i>Fahrbahn</i>	λ_{opt}
<i>Eis</i>	0.08
<i>Pflastersteine</i>	0.35
<i>Trocken</i>	0.15
<i>Nass</i>	0.1

Tabelle 4: Schlupfwerte für verschiedene Fahrbahnbedingungen bei denen die maximale Kraft übertragen werden kann.

Die Wahl eines Sollschlupfes für den Schlupfregler bei $\lambda_{soll} = 0.1$ würde z.B. auf einem Belag mit Pflastersteinen zu einer massiven Einbuße der übertragbaren Kraft führen. Mit einem Wert von $\lambda = 0.35$ wird dennoch ein recht guter Kompromiss gefunden. Dies liegt daran, dass die Reifenkennlinie bei höheren Schlupfwerten als dem optimalen Schlupf weniger steil abfällt als sie im ersten Bereich bei niedrigen Schlupfwerten ansteigt. Somit wird in Summe über alle Fahrbahnbedingungen weniger übertragbare Kraft eingebüßt. Diese Vorgehensweise stellt allerdings, wie zuvor erwähnt, lediglich einen Kompromiss dar, daher wird in Folge auf Methoden eingegangen wie der optimale Reifenschlupf online identifiziert werden kann.

7.2 Stand der Technik

Die Online Bestimmung des optimalen Reifenschlupfes weist eine hohe praktische Relevanz auf, daher gibt es eine Vielzahl wissenschaftlicher Arbeiten welche dieses Thema aufgreifen. Folgend wird ein Überblick über einige Ansätze gegeben, dabei kann eine grobe Aufteilung in verschiedene Vorgehensweisen getroffen werden. Ein Teil der Arbeiten beschäftigt sich damit die sogenannte „extended Brake Stiffness“ auszuwerten, diese wird in dieser Arbeit mit „XBS“ abgekürzt. Diese Vorgehensweise kann auch entgegen der Bezeichnung für Beschleunigungsschlupf verwendet werden. Wie bei allen weiteren Vorgehensweisen werden zuerst Messwertepaare aus Schlupf λ und Reibungskoeffizient μ aufgenommen. Beim XBS Ansatz wird der Gradient der Reifenkennlinie ($d\mu/d\lambda$) ausgewertet und ein Vorzeichenwechsel detektiert. Diese Vorgehensweise stellt allerdings hohe Ansprüche an die zuvor erfolgte Signalverarbeitung und Filterung, da die Messdaten üblicherweise stark verrauscht sind und eine Differentiation dieses Rauschen noch weiter verstärken würde. Einige Beispiele für solche Ansätze sind z.B. [Vil+11] oder [Gea+11].

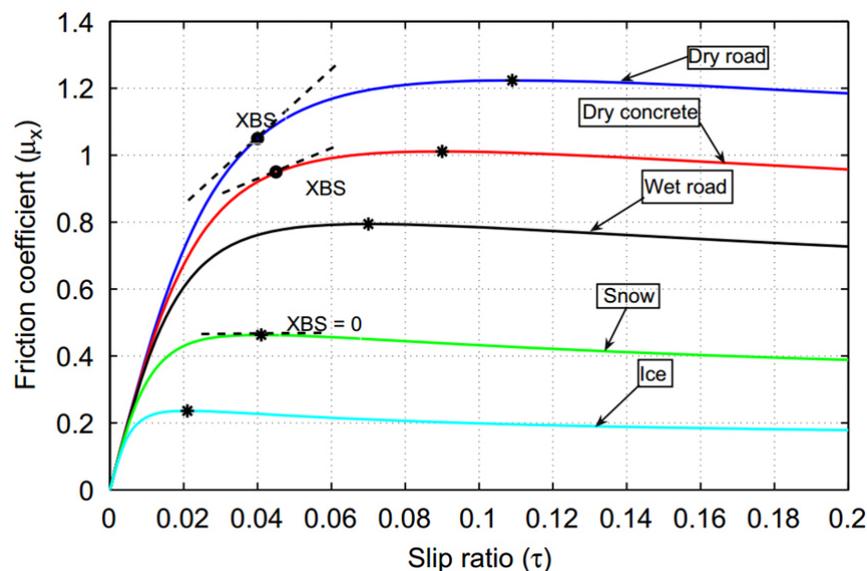


Abbildung 38: Wertet man die Steigung der Reifenkennlinie an verschiedenen Punkten aus erhält man dort die sogenannte Extended Brake Stiffness. Wenn diese den Wert 0 annimmt hat man den Peak der Reifenkennlinie gefunden.

Quelle: Villagra u. a. [Vil+11]

Weitere Arbeiten beschäftigen sich mit einem Curve Fit Ansatz. Anhand der Messwertpaare, Schlupf und Reibkoeffizient wird eine Reifenkennlinie unterschiedlicher Komplexität eingepasst. Bei dieser Vorgehensweise kann wieder in zwei unterschiedliche Ansätze unterschieden werden. Es kann sich dabei beispielsweise um quantitative Ansätze oder qualitative Ansätze handeln.

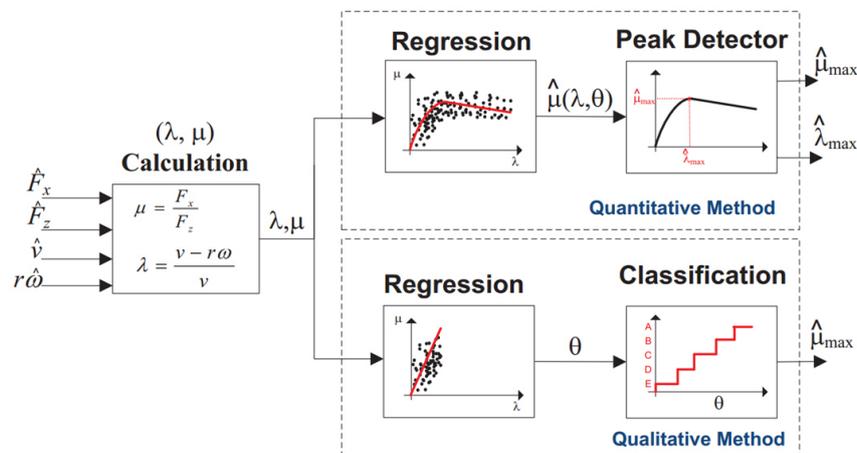


Abbildung 39: Unterscheidung der Curve Fit Ansätze in qualitative und quantitative Ansätze. Nur beim Quantitativen Ansatz erhält man Information über die Lage des Schlupfoptimums.

Quelle: Castro und Freitas [CF11]

Bei qualitativen Ansätzen wird mithilfe der anfänglichen Steigung der Reifenkennlinie eine Aussage getroffen. Es wird eine Regressionsgerade in den Anfangsbereich bei niedrigen Schlupfwerten gelegt und die Steigung dieser Gerade ausgewertet. Man erhält dabei keinen maximalen Reibwert, und auch keinen Schlupfwert bei dem dieser auftritt. Man erhält lediglich eine ungefähre Einstufung ob es sich beim befahrenen Untergrund um einen griffigen oder glatten Untergrund handelt. Somit sind diese Ansätze für diese Arbeit irrelevant, da ein optimaler Schlupfwert gesucht wird. Ein weiteres Problem dieser Ansätze ist, dass sie sehr stark von unterschiedlichen Parametern wie z.B dem Reifendruck oder der Beladung des Fahrzeuges abhängen. Quantitative Ansätze verwenden Modelle von Reifenkennlinien unterschiedlicher Komplexität, wie z.B das Kinecke- oder Burkhardt Modell. Die Parameter der Reifenmodelle werden dabei mit rekursiven Schätzverfahren online geschätzt. Diese Verfahren liefern als Ergebnis sowohl den maximalen Reibwert als auch den Reifenschlupf bei dem dieser erreicht wird. Nach dem Vergleich der Ergebnisse der einzelnen Arbeiten fiel die Wahl auf den Ansatz von [CF11], da dieser augenscheinlich die besten Ergebnisse lieferte, auch ohne aufwändige vorherige Signalfilterung wie z.B bei den XBS Ansätzen.

7.3 Quantitativer Ansatz nach [CF11]

In diesem Unterkapitel wird auf die Funktionsweise des Ansatzes zur Identifikation des optimalen Reifenschlupfes nach [CF11] eingegangen. Die grundlegende Vorgehensweise besteht darin, mithilfe der Messwertpaare Schlupf/Reibwert die Modellparameter eines Reifenmodells in der μ/λ Ebene zu ermitteln. Bei diesem Ansatz wird eine lineare Parametrisierung des Burkhardt Modells verwendet. Folgende Gleichung zeigt das Burkhardt Modell:

$$\mu(\lambda, \boldsymbol{\beta}) = \beta_1(1 - e^{-\beta_2\lambda}) - \beta_3\lambda \quad (63)$$

Eine optimale lineare Parametrisierung des Burkhardt Modells ergibt sich laut [CF11] als

$$\hat{\mu}(\lambda, \boldsymbol{\theta}) = \mathbf{H}(\lambda)^T \boldsymbol{\theta} = [1 \quad \lambda \quad e^{-4.99\lambda} \quad e^{-18.43\lambda} \quad e^{-65.62\lambda}] \boldsymbol{\theta} \quad (64)$$

Das nun erhaltene Reifenmodell ist linear in den Parametern $\boldsymbol{\theta}$ und somit kann ein Least Squares Schätzverfahren verwendet werden. Für die Online Identifikation wird ein rekursives Least Squares Schätzverfahren verwendet.

7.4 Simulationen

Um dieses Konzept in der Simulation und später am Prüfstand testen zu können wurde eine Modifikation vorgenommen. Da am Prüfstand die übertragbare Kraft geschätzt werden kann, nicht aber die Anpresskraft ist der Reibkoeffizient μ unbekannt. Gleichung (65) zeigt den Zusammenhang zwischen Normalkraft auf den Reifen und übertragbarer Kraft auf die Straße. Dieser Zusammenhang ist allerdings wiederum vereinfacht da sich durch die Degresivität der Reifenkennlinie bei steigender Aufstandskraft eine leichte Verringerung des Reibkoeffizienten feststellen lässt. Dieser Effekt wird hier allerdings außer Acht gelassen und es wird

$$F = \mu \cdot F_N \quad (65)$$

verwendet.

Das Reifenmodell wird von der μ / λ Ebene in die F / λ Ebene transformiert. Wobei einfach nur eine Multiplikation des Reifenmodells mit einem linearen Faktor notwendig ist, sodass beim Punkt des optimalen Schlupfes in der F / λ Ebene die maximal übertragbare Reifenkraft erreicht wird.

7.4.1 Linear parametrisiertes Burkhardtmodell versus Pacejka Modell

Nun wird das Pacejka Modell mit der linearen Parametrisierung des Burkhardt Modells, nachfolgend mit LPB abgekürzt, verglichen. In diesem Vergleich wurden in der Simulation 1000 gleichmäßig über den Bereich verteilte Datenpunkte im λ Bereich von $[0...1]$ generiert. Die dazugehörigen Datenpunkte für die Kraft F wurden über ein Pacejka Modell generiert. Danach wurden über einen Least Squares Schätzer die Parameter des LPB ermittelt. Hier kann man erkennen dass diese Herangehensweise über die lineare Parametrisierung ausreichend gut funktioniert, da sich das einfachere LPB dem wesentlich komplexeren Pacejka Modell sehr gut annähert Abbildung 40.

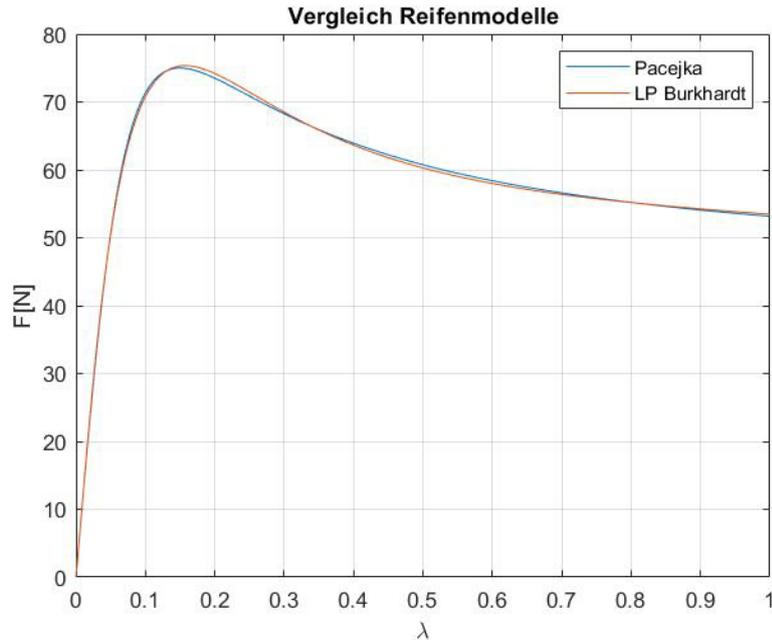


Abbildung 40: Vergleich zwischen Pacejka Modell und linear parametrisiertem Burkhardt Modell.

7.4.2 Simulation mit sinusförmigem Schlupfverlauf

Als nächstes wurde in der Simulation der Ansatz mit Recursive Least Squares Schätzer wie in [CF11] nachgestellt. Für die Parametrisierung des Recursive Least Squares Schätzers wird folgendes benötigt:

- Initialisierung θ_0
- Vergessensfaktor α
- Initialisierung Kovarianzmatrix $\rho \mathbf{E}$

Als Initialisierung wurden Parameter gewählt welche eine Reifenkennlinie bei trockenen Bedingungen repräsentieren. Der Vergessensfaktor und die Kovarianzmatrix wurde wie in [CF11] vorgeschlagen mit $\lambda = 0.999$ bzw. $\rho = 10$ gewählt, wobei \mathbf{E} eine 5×5 Einheitsmatrix darstellt. Bei diesen Versuchen wurden ein sinusförmiger Schlupf vorgegeben (Amplitude 0.25, Offset 0.25). Daraus wurden über die bereits zuvor verwendeten Pacejka Reifenmodelle die Datenpunkte der Kraft F für verschiedene Fahrbahnbedingungen generiert. Aus diesen Daten wurde nun mittels des bereits erwähnten Least Squares Schätzers versucht die Parameter θ des LPB Modells für die jeweilige Fahrbahnbedingung zu generieren. Die Lage des optimalen Schlupfes wird danach über das LPB Modell numerisch ermittelt.

In Abbildung 41 kann man die Ergebnisse der Simulation bei nasser und eisiger Fahrbahn sehen. Der geschätzte optimale Schlupf $\hat{\lambda}_{opt}$ bewegt sich in beiden Fällen nach ca. 4s nur noch in einem kleinen Bereich in der Nähe des tatsächlichen Wertes λ_{opt} .

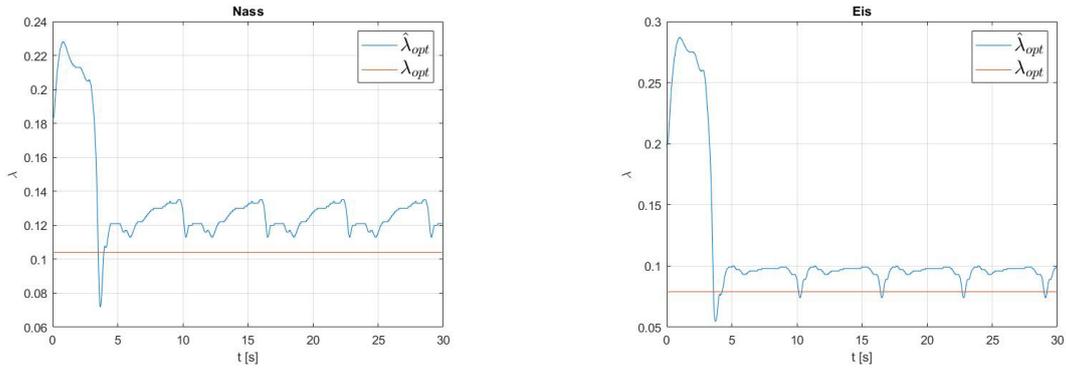


Abbildung 41: Identifikation des Schlupfoptimums mit Recursive Least Squares Ansatz wie in [CF11], bei sinusförmigem Schlupfverlauf und verschiedenen Fahrbahnbedingungen.

7.4.3 Simulation λ_{opt} Schätzer mit Schlupfregler

Bei dieser Simulation wurde die Schätzung von λ_{opt} direkt in die gesamte Schlupfregelung integriert.

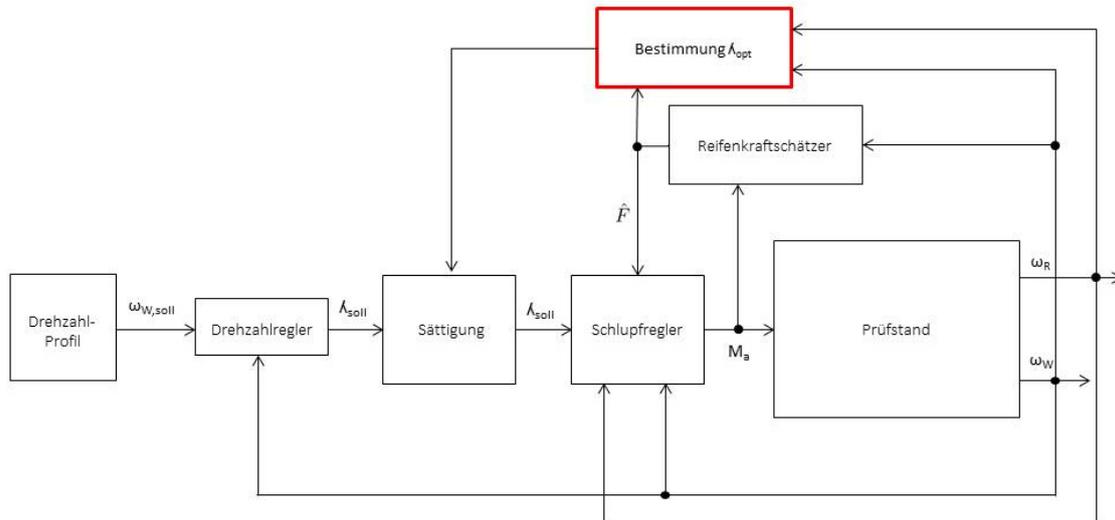


Abbildung 42: Blockschaltbild gesamtes Regelsystem inklusive λ_{opt} Schätzer.

In Abbildung 42 kann man sehen dass das eben bestimmte $\hat{\lambda}_{opt}$ direkt die Vorgabegröße des Schlupfreglers λ_{soll} sättigt.

Dieses Szenario weist mehr Realitätsnähe auf, da es sich nun um einen realitätsnahen Fahrzyklus handelt über welchen die Messdaten generiert werden. Vorgegeben wird für dieses Szenario das Drehzahlprofil aus Abbildung 43.

Die oberen beiden Plots in Abbildung 44 zeigen die Simulationsergebnisse für einen trockenen Untergrund. Der linke Plot zeigt den Sollschlupf welcher dem Schlupfregler vorgegeben wird, sowie den Istschlupf welcher sich einstellt. Im rechten Plot kann man sehen, dass es unter realitätsnäheren Bedingungen wesentlich länger dauert den optimalen Schlupfwert zu identifizieren. Für die Initialisierung wurden die Parameter welche eine Reifenkennlinie für nassen Untergrund abbilden, verwendet.

Die unteren beiden Plots in Abbildung 44 zeigen das Simulationsergebnis für einen Untergrund aus Pflastersteinen. Die linke Abbildung zeigt wiederum den

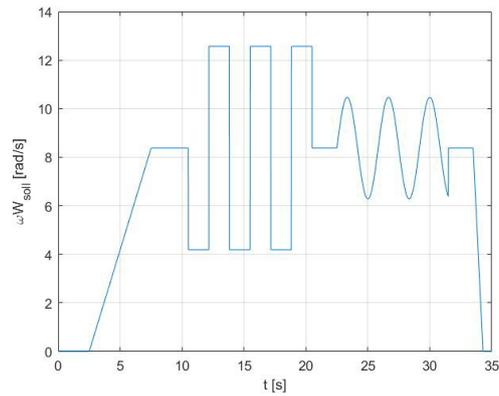


Abbildung 43: Vorgabeprofil des Drehzahlreglers welches in den nachfolgenden Versuchen verwendet wird.

Sollschlupf welcher dem Schlupfregler vorgegeben wird, sowie den Istschlupf welcher sich einstellt.

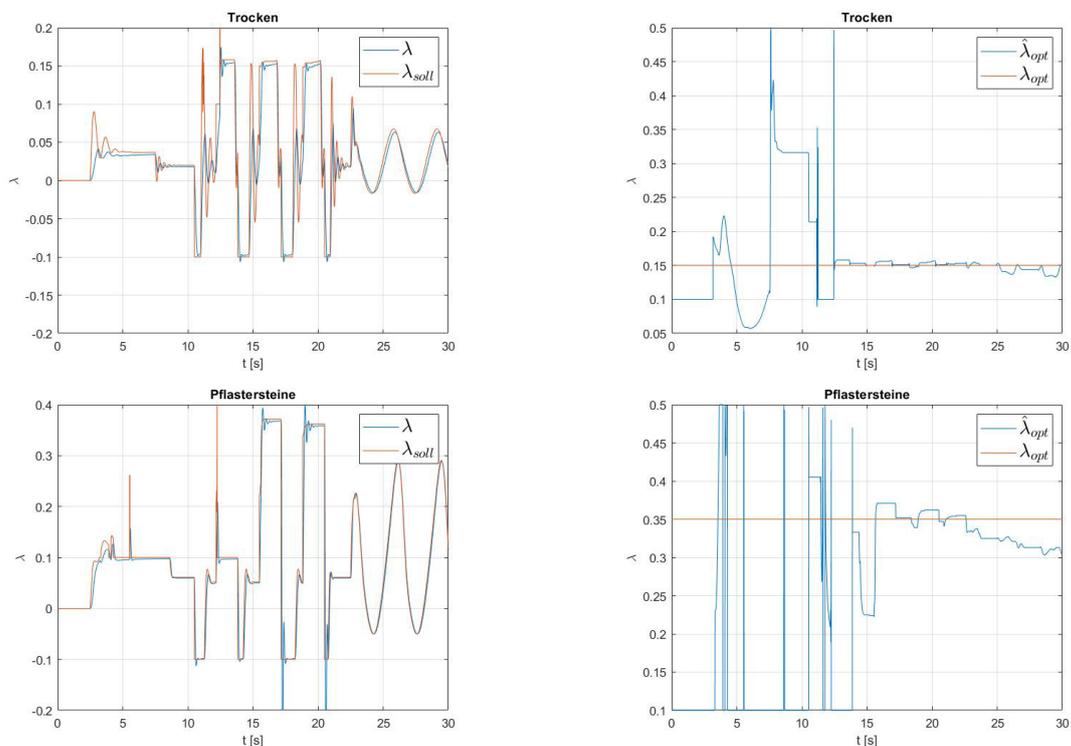


Abbildung 44: Simulationsergebnisse bei Vorgabe des Drehzahlverlaufs aus Abbildung 43 und Rückkopplung der Schätzung des λ_{opt} Schätzers bei verschiedenen Fahrbahnbedingungen. Die linken Plots zeigen den Schlupfverlauf, die rechten Plots zeigen die Schätzung von λ_{opt} .

In der rechten Abbildung kann man sehen, dass sich die Bestimmung von $\hat{\lambda}_{opt}$ wesentlich schwieriger gestaltet als bei sinusförmigen Schlupfverläufen. Die Schätzung pendelt sich bei $\hat{\lambda}$ ca. 0.3 ein. Für die Initialisierung wurde wieder eine Reifenkennlinie für nassen Untergrund mit einem λ_{opt} 0.1 verwendet.

7.5 Prüfstand λ_{opt} Schätzer mit Schlupfregler

Im nächsten Schritt wurde dieses Verfahren experimentell am Prüfstand getestet. Dazu wurde zuerst versucht das tatsächliche λ_{opt} des Prüfstands aufbaus mit einer höheren Genauigkeit zu bestimmen. Dazu wurden verschiedene Schlupfpunkte rund um das vermutete λ_{opt} angefahren. Für diesen Versuch wurde die Walze jeweils auf eine konstante Geschwindigkeit gebracht und mithilfe des Schlupfreglers ein Sollschlupf eingestellt. Die übertragene Kraft F , welche man vom Reifenkraftschätzer erhält, wurde dabei über jeweils 10s gemittelt.

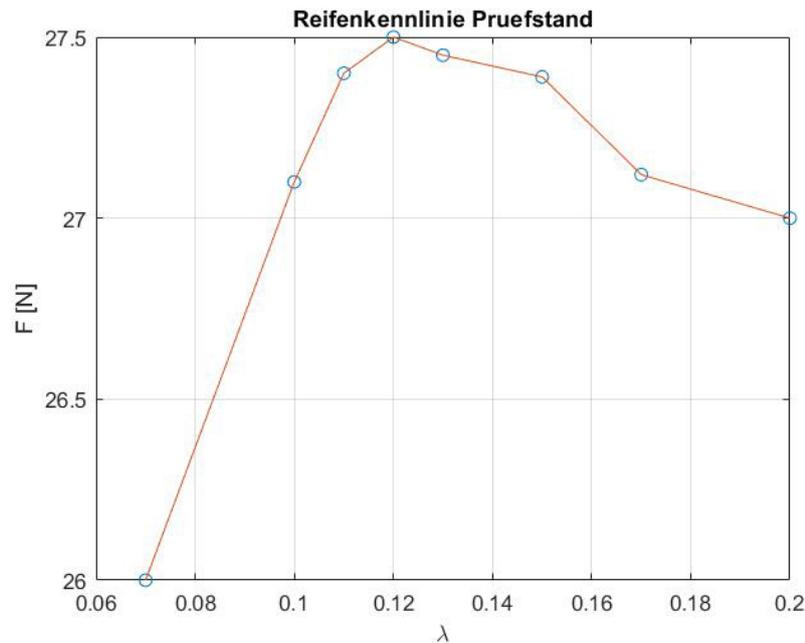


Abbildung 45: Reifenkennlinie des Prüfstandsreifens welche experimentell durch Prüfstandsversuche ermittelt wurde.

In Abbildung 45 ist ersichtlich dass λ_{opt} bei 0.12 liegt. Die Reifenkennlinie des Prüfstands weist eine eher geringe negative Steigung nach dem Erreichen des Peaks auf, was das Finden des Optimums erschwert. Ebenfalls kann man den linearen Bereich vor Erreichen des Optimums deutlich erkennen.

In Abbildung 46 sind die Ergebnisse des Prüfstandslaufs zu sehen. Man sieht wie sich die Maxima des Sollschlupfes dem λ_{opt} bei 0.12 annähern. Allerdings wird λ_{opt} mit 0.1 leicht unterschätzt, dafür bewegt sich $\hat{\lambda}_{opt}$ sehr schnell in die Nähe des Optimums.

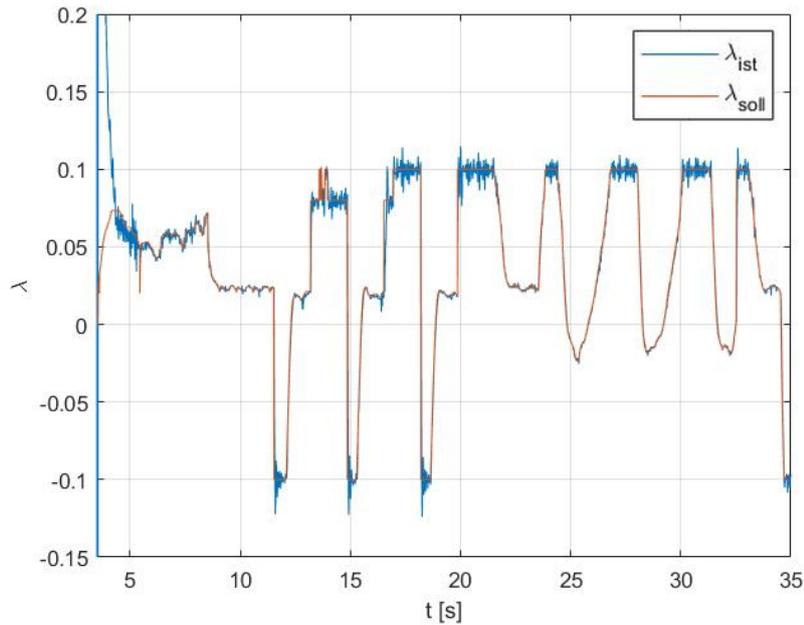


Abbildung 46: Prüfstandsversuch bei Vorgabe des Drehzahlverlaufs aus Abbildung 43 und Rückkopplung der Schätzung des λ_{opt} Schätzers.

7.6 Quantitativer Ansatz nach CAS Resümee

In Versuchen bei denen genügend Anregung um das Optimum vorhanden war funktionierte der Ansatz nach [CF11] sehr gut. Allerdings ist es im realen Straßenverkehr eher selten der Fall, dass das Schlupfoptimum durchfahren wird, bzw. dass der Reifen länger in diesem Bereich betrieben wird. Bei normaler alltäglicher Fahrweise wird großteils der Zeit in niedrigen bzw. sehr niedrigen Schlupfbereichen verbracht. Durch die Vorgehensweise mit dem RLS Schätzer mit Vergessensfaktor entsteht dadurch das Problem, dass Messwerte die länger zurückliegen vergessen werden. Zu diesem Problem gibt es einige Lösungsansätze wie z.B mit einem variablen Vergessensfaktor wie in [Haf+08] beschrieben. Oder auch eine spezielle Zeit- und Wert Mittelung wie in [Sve07] beschrieben kann verwendet werden. Ein weiteres Problem stellt auch die fehlende Anregung bei höheren Schlupfbereichen dar. Ein gut eingestellter Schlupfregler lässt nicht sehr viel Abweichung bezüglich dem vermeintlichen Optimum zu, somit ist es noch schwieriger die für dieses Verfahren über den gesamten Schlupfbereich benötigten Messdaten in ausreichender Quantität zu erhalten. Im Zuge dieser Arbeit wird versucht diesem Problem mit einem neuartigen Ansatz wie in Unterabschnitt 7.7 beschrieben zu begegnen.

7.7 Eine neue Methode zur Online Identifikation des optimalen Reifenschlupfs

Hauptgrund für den hier präsentierten Ansatz ist die im vorigen Unterkapitel erwähnte Tatsache, dass sich ein Fahrzeug im alltäglichen Straßenverkehr eher in niedrigen Schlupfbereichen, also weit weg vom optimalen Schlupf des Reifens, bewegt. Es soll dennoch versucht werden aus diesen vorhandenen Daten, Informationen über die Lage von λ_{opt} zu erhalten. Dazu werden zunächst einige physikalische Zusammenhänge des Reifenverhaltens erläutert.

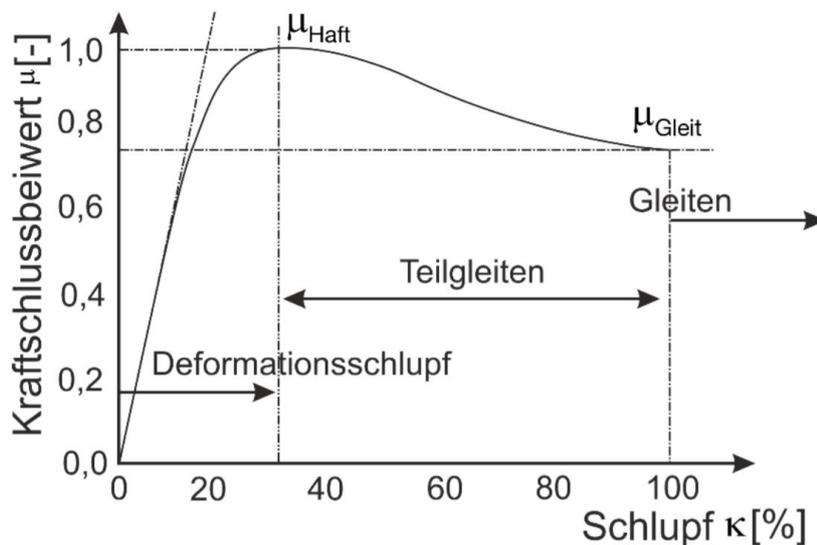


Abbildung 47: Reifenverhalten in verschiedenen Schlupfbereichen

Quelle: Heißing, Ersoy und Gies [HEG13]

Die Charakteristik eines Reifens kann in drei grobe Bereiche unterteilt werden, siehe Abbildung 47. Der sogenannte Deformationsschlupf, das Teilgleiten und das vollständige Gleiten oder einfach Gleiten genannt. Diese Effekte entstehen in der Reifenaufstandsfläche dem sogenannten Latsch. Nachfolgend kommt ein Zitat aus [Oh17] um dem Leser einen kurzen Überblick über die Vorgänge zu geben.

„Die Kraftübertragung in Längs- und Querrichtung findet durch Profilstollen-deformationen in der Reifenaufstandsfläche statt. Wirken auf einen Profilstollen horizontale Kräfte, ändert sich seine Lage aufgrund der Reifenelastizität relativ zur Felge. Diese Deformation führt zu Schubspannungen im Reifengürtel, welche die einwirkende Kraft abstützen. Wird an einem Profilstollen die maximal übertragbare Schubspannung überschritten, führt dies zu Teilgleiten in der Reifenaufstandsfläche,“

Diese oben genannte Deformation der Profilstollen kommt im Deformationsschlupf zu tragen, das Gleiten der Profilstollen kommt bei überschreiten der Schubspannungen im Gleitschlupf zu tragen. Bei niedrigen Schlupfwerten tritt nur Deformationsschlupf auf, deshalb sind Reifenkennlinien für niedrige Schlupfbereiche linear. Erst bei höheren Schlupfbereichen nimmt der Gleitschlupf immer weiter

zu, die Kennlinie entfernt sich von ihrem linearen Anfangsverhalten und der Reifen beginnt zuerst teilweise zu gleiten und danach vollständig. Die Idee in dem nun präsentierten Ansatz besteht darin diese Eigenschaft eines Reifens auszunutzen. Wie zuvor erwähnt bewegt man sich bei der alltäglichen Nutzung eines Reifens hauptsächlich in einem sehr niedrigen Schlupfbereich. Die Daten aus diesem Bereich erscheinen zunächst wertlos doch mit Ihnen lässt sich nun die Anfangssteigung der Reifenkennlinie bestimmen. Dazu wird die Steigung bis zu einem Schlupfwert von $\lambda = 0.05$ über einen RLS Schätzer aus den vorliegenden Messwerten bestimmt. Qualitative Ansätze wie z.B in [Uch01] erläutert liefern alleine aufgrund der Anfangssteigung eine Einschätzung wie groß der Reibkoeffizient ist, und somit auch Informationen über maximal übertragbare Kraft. Allerdings nicht bei welchem Reifenschlupf λ dieses Maximum liegt. Deshalb wird eine weitere Eigenschaft der Reifenkennlinie ausgenutzt: Es ist ein Kraftpeak vorhanden und die übertragbare Kraft bei überschreiten dieses Peaks wird nicht mehr erhöht, sie nimmt ab. Die Idee ist nun die Abweichung der tatsächlichen Reifencharakteristik, welche man aus den Messwerten bekommt, von der Extrapolation der Anfangssteigung auszuwerten. Dazu wurde die Differenz der real übertragenen Kraft zur extrapolierten Anfangssteigung ausgewertet. Nun wurde empirisch ein Wertebereich, ermittelt bei welchem das Schlupfoptimum vermutet wird.

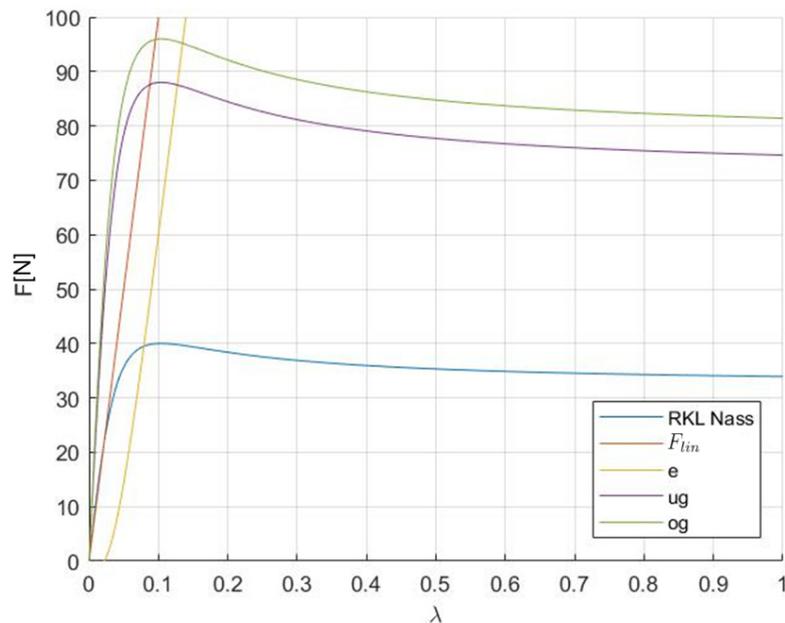


Abbildung 48: Plot zur Visualisierung der prinzipiellen Funktionsweise des λ_{opt} Schätzers.

In Abbildung 48 wird die Vorgehensweise dabei anhand einer Reifenkennlinie für nassen Untergrund illustriert. Die blaue Linie „ $F_R(\lambda)$ “ stellt dabei die Reifenkennlinie dar. Die orange Linie „ $F_{lin}(\lambda)$ “ stellt die Extrapolation der Anfangssteigung dar. Die gelbe Linie „e“ stellt die Differenz zwischen „ $F_{lin}(\lambda)$ “ und „ $F_R(\lambda)$ “ dar. Die violette Linie „ k_{ug} “ stellt eine Untergrenze dar, die grüne Linie „ k_{og} “ eine Obergrenze, für „e“ dar. Die Wahl eines Bereichs wird später noch näher erläutert. Wichtig zu erwähnen ist, dass die Messdaten durch welche man $F_R(\lambda)$ in einem realen Versuch erhält, mit einem Tiefpassfilter mit Grenzfrequenz von 100Hz gefiltert wurden.

- $F_R(\lambda)$...Reifencharakteristik aus Messdaten
- k ..Anfangssteigung der Reifenkennlinie
- $F_{lin}(\lambda)$...Extrapolierte Anfangsgerade
- e...absoluter Fehler
- $ug(\lambda)$...untere Grenze Abweichung
- $og(\lambda)$...obere Grenze Abweichung
- k_{ug} ..Konstante untere Grenze Abweichung
- k_{og} ..Konstante obere Grenze Abweichung

Die beiden Konstanten k_{ug} und k_{og} wurden empirisch durch Simulationen mit verschiedenen Reifenkennlinien ermittelt.

$$F_{lin}(\lambda) = k \cdot \lambda \quad (66)$$

$$e = F_{lin} - F(\lambda) \quad (67)$$

$$ug(\lambda) = k_{ug} \cdot F(\lambda) \quad (68)$$

$$og(\lambda) = k_{og} \cdot F(\lambda) \quad (69)$$

In Abbildung 49 wird der innere Teil des Tempomaten rund um den Schlupfregler betrachtet. Als Regelgröße wird vom übergeordneten Geschwindigkeitsregler ein λ_{soll} bereitgestellt, welches mithilfe einer Sättigungsfunktion mit λ_{opt} gesättigt wird.

Die Anfangssteigung „ k “ wird, wie im rechten Teil der Abbildung 49 ersichtlich, über einen RLS Schätzer ermittelt. Die Aktivierung dieses Schätzers erfolgt im λ Bereich von $[0...0.02]$. Diese Schwelle wurde aufgrund der Arbeit [Uch01] ausgewählt, dort wurde dieser Schlupfbereich für verschiedenste Bedingungen als „sicher linear“ angenommen.

Bei Schlupfwerten $\lambda > 0.02$ wird der Block „Berechnung“ im linken Teil der Abbildung 49 aktiviert, hier wird die Schätzung für λ_{opt} ermittelt. Im Berechnungsblock, gekennzeichnet mit „Berechnung“, wird die Schätzung $\hat{\lambda}_{opt}$, wie in Abbildung 50 dargestellt, berechnet.

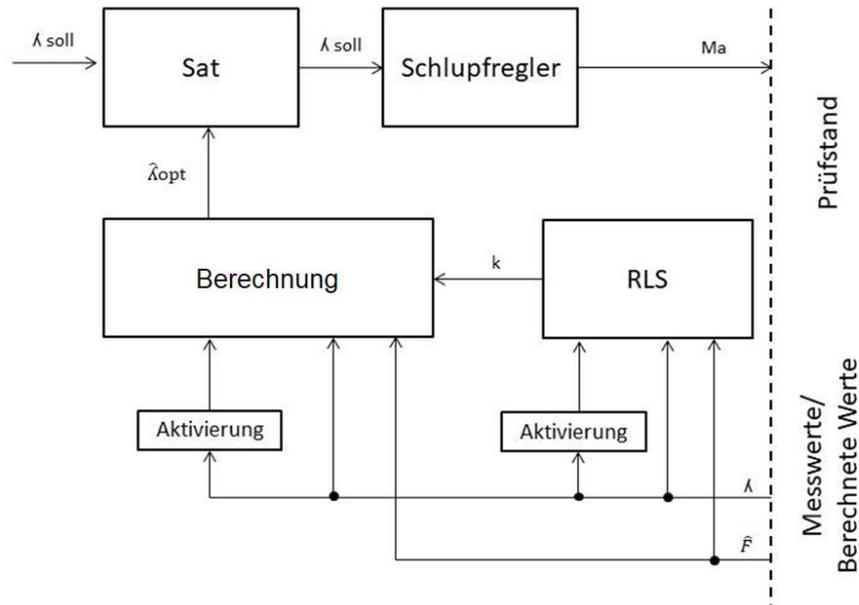


Abbildung 49: Blockschaltbild des hier präsentierten λ_{opt} Schätzers.

Abbildung 50 zeigt das Schema zur Ermittlung von $\hat{\lambda}_{opt}$. Wird die Grenze „og“ überschritten oder die Grenze „ug“ unterschritten wird der Schätzwert mit jeweils einem konstanten Faktor ($\lambda_{dec}, \lambda_{inc}$) korrigiert. Diese beiden Faktoren wurden empirisch über Simulationen bestimmt. Ein weiterführender Schritt wäre z.B die konstanten Faktoren gegen einen zum Fehler „e“ proportionalen Term zu ersetzen. Dies wurde allerdings in dieser Arbeit nicht behandelt da dieser erste Entwurf möglichst einfach gehalten werden sollte. In diversen Simulationen wurde ein Vergleich zwischen einer Regelung auf einen konstanten Wert für den Fehler e mit dem hier präsentierten Prinzip, welches auf einem 2-Punkt Regler basiert, angestellt. Vorteil des letzteren Ansatzes ist, dass man ein glatteres $\hat{\lambda}_{opt}$ erhält.

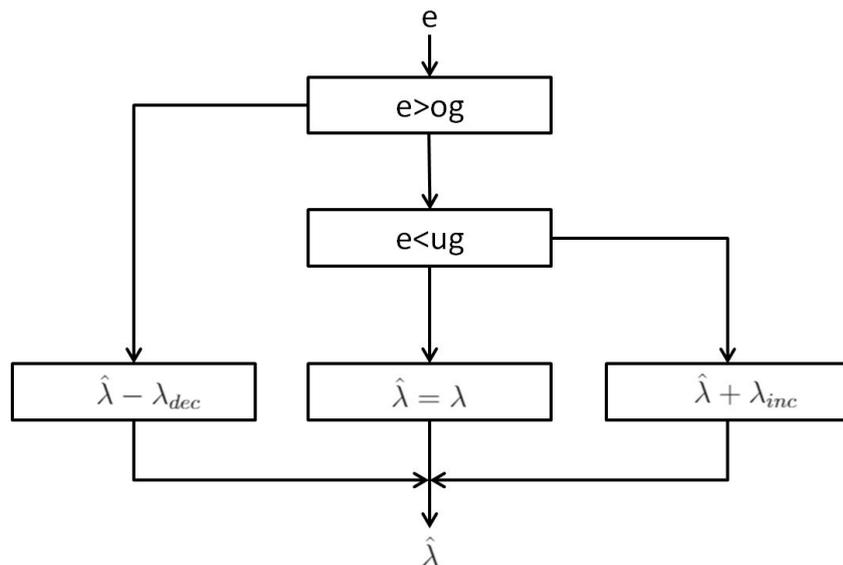


Abbildung 50: Programmflussdiagramm zur Berechnung von $\hat{\lambda}_{opt}$. Bei Über- oder Unterschreitung einer gewissen Grenze für den Fehler e wird die Schätzung $\hat{\lambda}$ korrigiert.

7.8 Simulationsergebnisse mithilfe des neuen λ_{opt} Schätzers

Die Simulationen wurden mit verschiedenen Fahrbahnbedingungen durchgeführt. Außerdem wurde die Simulation mit dem gesamten Regelsystem durchgeführt, als Sollvorgabe für ω wurde wieder das in Abbildung 43 gezeigte Drehzahlprofil verwendet.

Der Startwert für $\hat{\lambda}_{opt}$ wurde bei den Simulationen „Pflastersteine“ „Nass“ sowie „Eis“ mit 0.18 gewählt, bei der Simulation „Trocken“ wurde der Startwert für $\hat{\lambda}_{opt}$ mit 0.05 gewählt, der Startwert wäre ansonsten zu nahe bei λ_{opt} gelgen.

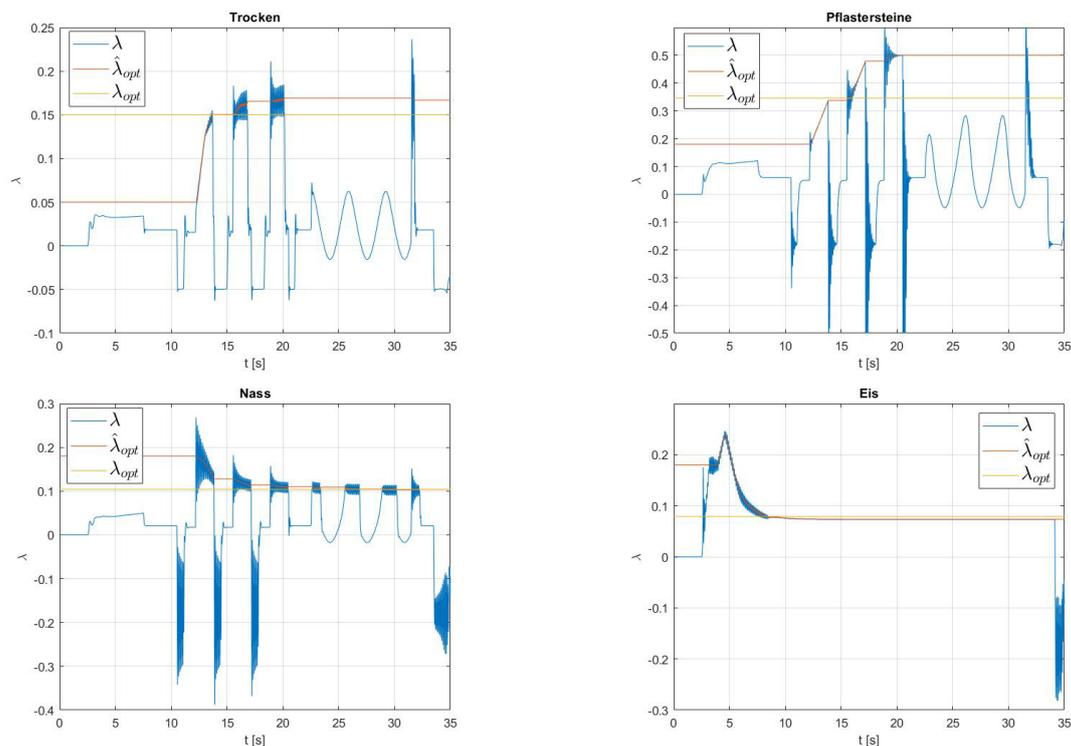


Abbildung 51: Simulationsergebnisse bei Vorgabe des Drehzahlverlaufs aus Abbildung 43 und Rückkopplung der Schätzung des λ_{opt} Schätzers bei verschiedenen Fahrbahnbedingungen. Man kann den eingestellten Schlupf, den optimalen Schlupf für die jeweilige Fahrbahnbedingung und den geschätzten Schlupf erkennen.

In Abbildung 51 bei Simulation „Eis“ und „Nass“ wurde der Wert für λ_{opt} relativ gut geschätzt. Weiters kann man erwähnen, dass $\hat{\lambda}_{opt}$ sobald die Schätzung sich im richtigen Wertebereich befindet relativ „stabil“ gehalten wurde. Dies ist ein Resultat des zuvor durch „ug“ und „og“ eingeführten Wertebereichs für den Fehler „e“. Abbildung 51 zeigt die Simulation auf eisiger Fahrbahn. Für diese Simulation ist das Vorgabeprofil etwas zu aggressiv. Aufgrund des sehr geringen Reibwertes ist es oft nicht möglich das angeforderte ω Profil zu erreichen (die maximal mögliche Beschleunigung auf diesem Untergrund ist zu gering). Als Resultat befindet sich der Reifen zwischen ca. 8s und 34s jeweils im Bereich von $\hat{\lambda}_{opt}$ und es wird versucht die größtmögliche Kraft zu übertragen. Dennoch kann man deutlich sehen, dass dieser Ansatz trotz kurzer Anregung in niedrigen Schlupfbereichen und langer Anregung rund um den Peak Schlupf funktioniert. Obwohl dieser Ansatz, genau für gegenteilige Situationen ausgelegt wurde.

7.9 Prüfstandsergebnisse mithilfe des neuen λ_{opt} Schätzers

Nach vielversprechenden Simulationen wurde dieser Ansatz auch auf dem Prüfstand getestet. Angemerkt sei hier, dass sämtliche Parameter welche in den Simulationen empirisch bestimmt wurden unverändert für den Prüfstandslauf verwendet wurden. Die Vorgabe der Sollgröße ω für den Tempomaten wurde, wie in den zuvor erfolgten Simulationen, nach Abbildung 43 gewählt. Abbildung 52 zeigt die Ergebnisse des Schlupfverlaufes von λ_{ist} und λ_{soll} . $\hat{\lambda}_{opt}$ findet man zwar nicht direkt in diesem Plot, aber man kann deutlich erkennen, dass der Sollschlupf bei Beschleunigungsphasen in einem Bereich von 0.1 bis 0.15 begrenzt wird. Das bedeutet $\hat{\lambda}_{opt}$ bewegt sich in diesem Bereich. Das wahre λ_{opt} befindet sich bei 0.12. Dieses Resultat zeigt, dass dieser Ansatz auch im Experiment zufriedenstellende Ergebnisse liefert.

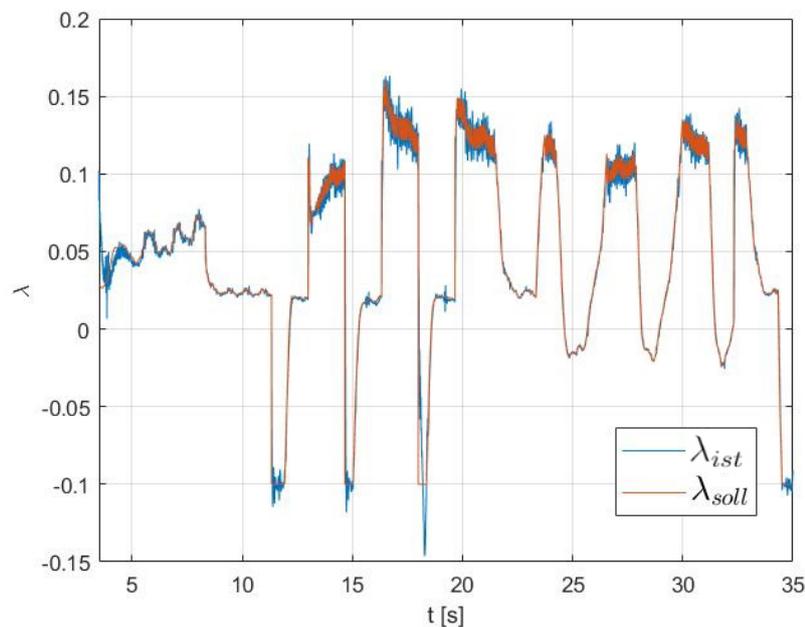


Abbildung 52: Prüfstandsversuch bei Vorgabe des Drehzahlverlaufs aus Abbildung 43 für den Drehzahlregler und Rückkopplung der Schätzung des λ_{opt} Schätzers. Bei aggressiven Beschleunigungsmanövern befindet sich der Schlupf im Bereich des optimalen Schlupfes des Prüfstandsreifens welcher bei 0.12 liegt.

Abbildung 53 soll verdeutlichen welche Einbußen hinsichtlich übertragbarer Reifenkraft bei abweichender Schätzung von λ_{opt} entstehen. Miteinander verglichen wurden jene vier Reifenkennlinien (Fahrbahnbedingungen „Eis“, „Nass“, „Trocken“, „Pflastersteine“) welche zuvor für die Simulationen herangezogen wurden. Auf der Y-Achse ist die prozentuelle Abweichung der bei $\hat{\lambda}_{opt}$ übertragenen Kraft zur maximal übertragbaren Kraft F_{max} dargestellt. Nun kann man erkennen, dass beispielsweise bei Kennlinie „Pflastersteine“ eine zu hohe Schätzung für λ_{opt} nur zu einer marginal geringeren übertragbaren Kraft als F_{max} führt. Hingegen bei den Kennlinien für „Nass“ und „Trocken“ bewirkt ein zu hoch geschätztes λ_{opt} eine größere relative Einbuße der übertragbaren Kraft. Weiters sieht man sehr deutlich, dass eine Unterschätzung von λ_{opt} deutlich kritischer ist als eine Überschätzung. In diesem Fall wird die übertragbare Reifenkraft bei weitem nicht ausgenutzt.

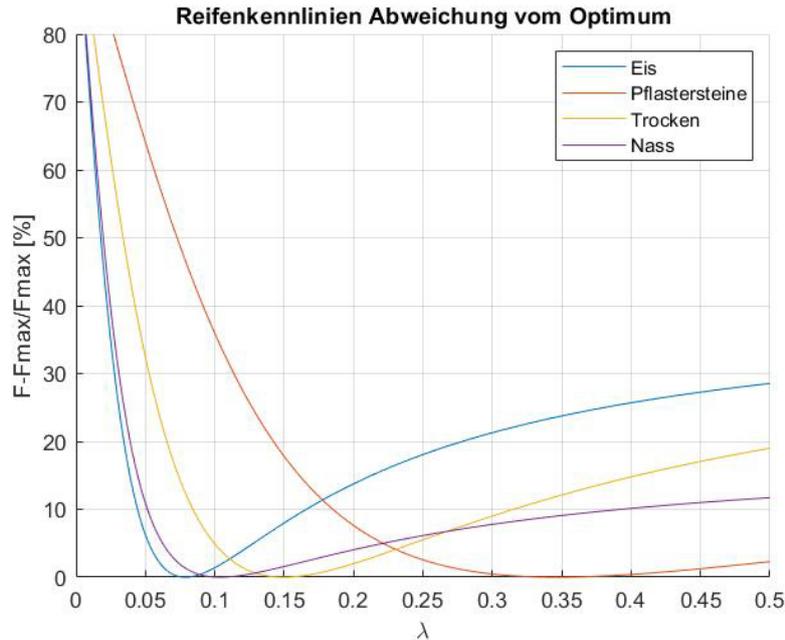


Abbildung 53: Wird ein Schlupf eingestellt welcher vom optimalen Schlupf abweicht kann nicht die maximale Kraft übertragen werden. Wird ein Schlupf eingestellt welche größer ist als der optimale Schlupf fällt die Einbuße geringer aus als bei einem Schlupf welcher kleiner als der optimale Schlupf ist.

7.10 Vergleich der Ansätze

In diesem Unterkapitel werden die beiden zuvor präsentierten Methoden zu Online Identifikation von λ_{opt} miteinander verglichen. Als Vergleichskriterium wurde dabei die übertragbare Reifenkraft ausgewählt, diese bestimmt z.B im Fall einer Vollbremsung die Länge des Bremsweges. Weiters werden einige Vor- und Nachteile der beiden Methoden erwähnt. In den folgenden Tabellen wurde die absolute Abweichung des realen vom geschätzten optimalen Lambda Wert

$$\Delta\lambda_{opt} = \lambda_{opt} - \hat{\lambda}_{opt} \quad (70)$$

sowie der relative Verlust hinsichtlich übertragbarer Reifenkraft

$$\Delta F_{max} = \frac{F(\lambda_{opt}) - F(\hat{\lambda}_{opt})}{F(\lambda_{opt})} \cdot 100 \quad (71)$$

angeführt.

Betrachtet man die Simulationsergebnisse aus Tabelle 5 und Tabelle 6, kann man erkennen, dass der neue Ansatz im Vergleich zum Ansatz nach [CF11] eine Verbesserung erzielen kann. In drei von vier Fällen ist die prozentuale Kraftabweichung vom Maximum ΔF_{max} zwar größer, aber hält sich dennoch in einem kleinen Bereich von unter 2.5%. Im Falle der Simulation bei Fahrbahnbedingung „Eis“ erhält man mit dem neuen Ansatz sogar einen deutlich kleineren Fehler als mit dem Ansatz von [CF11].

Tabelle 7 und Tabelle 8 zeigen die Ergebnisse der Prüfstandläufe. Für den neuen Ansatz wurde ein Band für $\Delta\hat{\lambda}_{opt}$ angegeben, da die Schätzung um den wahren Wert oszillierte. Die Krafteinbuße würde bei beiden Ansätzen maximal

<i>Fahrbahn</i>	$\Delta\lambda_{opt}$	$\Delta Fmax[\%]$
<i>Eis</i>	0.0025	6.9
<i>Pflastersteine</i>	0.065	0.46
<i>Trocken</i>	-0.01	0.12
<i>Nass</i>	0.012	0.02

Tabelle 5: Abweichung der Schätzung zum realen Wert von λ_{opt} sowie relative dadurch bedingte Kraft Einbuße, bei Simulation des λ_{opt} Schätzers nach [CF11].

<i>Fahrbahn</i>	$\Delta\lambda_{opt}$	$\Delta Fmax[\%]$
<i>Eis</i>	0.01	1.5
<i>Pflastersteine</i>	0.15	2.3
<i>Trocken</i>	0.02	0.45
<i>Nass</i>	-0.01	0.33

Tabelle 6: Abweichung der Schätzung zum realen Wert von λ_{opt} sowie relative dadurch bedingte Kraft Einbuße, bei Simulation des in dieser Arbeit präsentierten neuen Ansatzes für einen λ_{opt} Schätzer.

1.5% betragen was eine für den Einsatzzweck ausreichend gute Funktionsweise darstellt.

Simulationen und auch Prüfstandexperimente zeigen dass beide Ansätze zu Schätzung von λ_{opt} gute Ergebnisse liefern. Ein Vorteil des neuen Ansatzes ist allerdings die geringere Komplexität. Es muss kein komplettes Reifenmodell bestimmt werden, sondern nur die Anfangssteigung wird mithilfe eines RLS Schätzers bestimmt. Der größte Vorteil ist, dass dieser Ansatz auch gute Ergebnisse liefert wenn realistische Fahrscenarien betrachtet werden (bei welchen der Reifen hauptsächlich in niedrigen Schlupfbereichen betrieben wird). Im Gegensatz dazu liefert der Ansatz nach [CF11] nur gute Ergebnisse wenn die Messpunkte für λ gleichmäßig über den gesamten Schlupfbereich verteilt sind, ist dies nicht der Fall müssen zusätzliche Maßnahmen implementiert werden.

$\Delta\lambda_{opt}$	$\Delta Fmax[\%]$
-0.02	1.5

Tabelle 7: Abweichung der Schätzung zum realen Wert von λ_{opt} sowie relative dadurch bedingte Kraft Einbuße, bei Prüfstandsversuch mit dem λ_{opt} Schätzers nach [CF11].

$\Delta\lambda_{opt}$	$\Delta Fmax[\%]$
-0.02	1.5
+0.03	0.4

Tabelle 8: Abweichung der Schätzung zum realen Wert von λ_{opt} sowie relative dadurch bedingte Kraft Einbuße, bei Prüfstandsversuch mit dem in dieser Arbeit präsentierten neuen Ansatz für einen λ_{opt} Schätzer.

8 Zusammenfassung und Ausblick

In dieser Arbeit wurde ein neuartiger Ansatz für eine kaskadierte Geschwindigkeits- und Reifenschlupfregelung präsentiert. Über Simulationen und darauffolgende Experimente am Prüfstand konnte der Nachweis erbracht werden, dass dieser Ansatz auch in der Realität am Prüfstand funktioniert. Weiters wurde gezeigt dass Standard PI-Regler ausreichend gute Ergebnisse erzielen. Auch beim Vergleich bei verschiedenen Fahrbahnbedingungen, welche durch verschiedene Anpresskräfte zwischen Walze und Reifen am Prüfstand realisiert wurden, konnten zufriedenstellende Ergebnisse erzielt werden. Als großer Vorteil kann auch die einfache Parametrierbarkeit gegenüber konventioneller Ansätze für Schlupfregler hervorgehoben werden. Folgend werden noch Möglichkeiten angeführt wie der in dieser Arbeit präsentierte Ansatz weitergeführt werden könnte.

8.1 Simulation und Experiment bei verschiedenen Diskretisierungszeiten

Das verwendete Prüfstandssystem wurde für alle Versuche mit einer Diskretisierungszeit von 1ms betrieben. Beim Einsatz in einem realen Fahrzeug könnte es aber durchaus der Fall sein, dass höhere Diskretisierungszeiten verwendet werden. Mit dem verwendeten Prüfstand wäre es möglich auch für diese Szenarien einen Funktionsnachweis zu liefern.

8.2 Testfahrten mit realem Fahrzeug

Zum Zeitpunkt des Verfassens dieser Arbeit bestand die Möglichkeit Teile der Arbeit an einem realen Fahrzeug zu testen. Konkret ginge es dabei um den Schlupfregler welcher auf einem Prototypenfahrzeug der Firma Schaeffler getestet werden könnte. Bei diesem Fahrzeug würde es sich um einen Prototypen für die 2020 bekanntgegebene Rennserie DTM-Electric handeln. Das Fahrzeug basiert dabei im Wesentlichen auf dem von Schaeffler entwickelten Versuchsträger Schaeffler 4e-Performance, siehe Abbildung 54. Durch die während des Verfassens dieser Masterarbeit gegebenen äußeren Umstände, (Corona Krise) und die dadurch verhängten Lockdowns und Reisebeschränkungen war es allerdings bis zum Abschluss dieser Arbeit leider nicht möglich die Schlupfregelung am Prototypen auf einer realen Teststrecke zu testen. Ein alternativer Plan wäre es die Schlupfregelung am Formula Student Fahrzeug des TU Graz Racing Teams zu testen, dem Tankia 2020, siehe Abbildung 55. Dabei handelt es sich um einen elektrisch betriebenen Monoposto Rennwagen. Auf der kommenden Seite wird ein kurzer Überblick über die beiden Fahrzeuge, welche für Testfahrten in Frage kommen, gegeben.

8.3 Überblick Schaeffler 4e-Performance

Leistung	880kW
Gewicht	1800kg
Antrieb	4xPSM
Akku	64kWh Li-Ion



Abbildung 54: Prototyp „Schaeffler 4e-Performance “ welcher für Testfahrten mit dem Schlupfregler verwendet werden könnte.

Quelle: Schaeffler [Sch19],DTM [DTM20]

8.4 Überblick Tankia 2020

Leistung	60kW
Gewicht	175kg
Antrieb	2xRadnaben-PSM
Akku	9,7kWh Li-Ion



Abbildung 55: „Tankia 2020 “ Formula Student Rennwagen des TU-Graz Racing Teams der Saison 2020 welcher für die Erprobung des in dieser Arbeit präsentierten Schlupfreglers verwendet werden könnte.

Quelle: TUG-Racing [TUG20]

Literatur

- [CAF13] Ricardo de Castro, Rui Esteves Araújo und Diamantino Freitas. “Wheel Slip Control of EVs Based on Sliding Mode Technique With Conditional Integrators”. In: *IEEE TRANSACTIONS ON INDUSTRIAL ELECTRONICS, VOL. 60, NO. 8* (2013).
- [CF11] Ricardo de Castro und Rui Araujoand Diamantino Freitas. “Optimal Linear Parameterization for On-Line Estimation of Tire-Road Friction”. In: *Proceedings of the 18th World Congress The International Federation of Automatic Control Milano (Italy) August 28 - September 2* (2011).
- [Cho08] Seibum B. Choi. “Antilock Brake System With a Continuous Wheel Slip Control to Maximize the Braking Performance and the Ride Quality”. In: *IEEE TRANSACTIONS ON CONTROL SYSTEMS TECHNOLOGY, VOL. 16, NO. 5, SEPTEMBER 2008* (2008).
- [DTM20] DTM. *DTM*. 2020. URL: <https://www.motorsport-magazin.com/dtm/news-267561-dtm-elektro-hockenheim-schaeffler-dtm-electric-1200-ps/>.
- [Gea+11] Marcel Stefan Geamanu u. a. “Road condition estimation and longitudinal control for electric vehicles”. In: *2011 11th International Conference on Control, Automation and Systems Oct. 26-29, 2011 in KINTEX, Gyeonggi-do, Korea* (2011).
- [GMB07] Robert Bosch GMBH. *Kraftfahrtechnisches Taschenbuch*. Vieweg+ Teubner, 2007.
- [Haf+08] L. Haffner u. a. “Estimation of the maximum friction coefficient for a passenger vehicle using the instantaneous cornering stiffness”. In: *Control Engineering Practice 19 (2011) 174–184* (2008).
- [HEG13] B Heißing, M Ersoy und S Gies. “Fahrwerkhandbuch - Grundlagen, fahrdynamik, komponenten, systeme.” In: *Morgan Kaufmann* (2013).
- [HW16] Wolfgang Hirschberg und Helmut M. Waser. *Fahrzeugdynamik*. Institut für Fahrzeugtechnik TU Graz, 2016.
- [Ing14] BSc. Ing. Manfred Gromann. “MOVES2-Modeling of ABS TCS Algorithms”. Magisterarb. TU Graz, 2014.
- [Iva+15] Valentin Ivanov u. a. “WHEEL SLIP CONTROL FOR ALL-WHEEL DRIVE ELECTRIC VEHICLE WITH COMPENSATION OF ROAD DISTURBANCES”. In: (2015).
- [Joh+03] Tor A. Johansen u. a. “Gain-Scheduled Wheel Slip Control in Automotive Brake Systems”. In: *IEEE TRANSACTIONS ON CONTROL SYSTEMS TECHNOLOGY, VOL. 11, NO. 6, NOVEMBER 2003* (2003).
- [KR19] Stefan Koch und Markus Reichhartinger. “Discrete-time equivalents of the super-twisting algorithm”. In: *Automatica 107 (2019) 190–199* (2019).

- [NHL15] Kanghyun Nam, Yoichi Hori und Choonyoung Lee. “Wheel Slip Control for Improving Traction-Ability and Energy Efficiency of a Personal Electric Vehicle”. In: *Energies* 2015, 8, 6820-6840 (2015).
- [Oh17] Seung Yong Oh. “Modellierung und Entwicklung eines Flurförderzeugreifenmodells als Mehrkörpersystem”. Diss. Technischen Universität München, 2017.
- [Pac05] Hans Pacejka. *Tyre and Vehicle Dynamics*. Butterworth-Heinemann, 2005.
- [PLG12] William Pasillas-Lépine, Antonio Loria und Mathieu Gerard. “Design and experimental validation of a nonlinear wheel slip control algorithm”. In: *Automatica* 48 (2012) 1852–1859 (2012).
- [RH15] M. Reichhartinger und M. Horn. “Robust cascaded automatic cruise control of electric vehicles”. In: *INTERNATIONAL JOURNAL OF ROBUST AND NONLINEAR CONTROL* Int. J. Robust Nonlinear Control (2015).
- [Sch19] Schaeffler. *4e-Performance*. 2019. URL: [://www.schaeffler.com/content.schaeffler.com/de/news_media/mediathek/downloadcenter_detail_page.jsp?id=85955100](http://www.schaeffler.com/content.schaeffler.com/de/news_media/mediathek/downloadcenter_detail_page.jsp?id=85955100).
- [Ste15] BSc Stefan Tschiggerl. “Entwurf und Implementierung einer adaptiven Geschwindigkeitsregelung in einem ABS-Prüfstand”. Magisterarb. TU Graz, 2015.
- [Sve07] Jacob Svendenius. “Tire Modeling and Friction Estimation”. Diss. Lund University, 2007.
- [TUG20] TUG-Racing. *Tankia 2020*. 2020. URL: <https://racing.tugraz.at/fahrzeuge/tankia-2020/>.
- [Uch01] Michael Robert Uchanski. “Road Friction Estimation for Automobiles Using Digital SignalProcessing Methods”. Diss. UNIVERSITY OF CALIFORNIA, BERKELEY, 2001.
- [vec] Designed by vectorpocket.
- [Vil+11] Jorge Villagra u. a. “A diagnosis-based approach for tire–road forces and maximumfriction estimation”. In: *Control Engineering Practice* 19 (2011) 174–184 (2011).

Abbildungsverzeichnis

1	Seitenansicht des verwendeten Antriebsstrangprüfstands im Kellerlabor des Institutes für Regelung und Automatisierungstechnik der TU Graz.	3
2	Detailansicht des Antriebsstrangprüfstands welche den Kontakt zwischen Walze und Reifen zeigt.	4
3	Dieses Viertelfahrzeugmodell stellt eine stark vereinfachte Form eines Fahrzeugmodells dar wobei die Verbindung zwischen Reifen und Chassis als starr angenommen wird.	5
4	Modellierung des Antriebsstrangprüfstandes bestehend aus Reifen und Walze, welche die Fahrbahn und über die Massenträgheit die Masse des Fahrzeuges repräsentiert.	7
5	Vergleich zwischen aus Messdaten ermitteltem Reibmoment des Reifens und der für den Reifen parametrisierten Reibmomentfunktion aus Gleichung (8).	9
6	Vergleich zwischen aus Messdaten ermitteltem Reibmoment der Walze und der für die Walze parametrisierten Reibmomentfunktion aus Gleichung (8).	9
7	Vergleich von ω_R zwischen realem Auslaufversuch und in der Simulation durchgeführtem Auslaufversuch des Reifens.	11
8	Vergleich von ω_W zwischen realem Auslaufversuch und in der Simulation durchgeführtem Auslaufversuch der Walze.	11
9	Reifenmodell nach Pacejka, charakteristisch für das Kraftübertragungsverhalten ist ein Peak in der übertragbaren Kraft. Wie ausgeprägt dieser Peak ist hängt vom Reifentyp ab.	13
10	Reifendaten welche über einen Versuch am verwendeten Antriebsstrangprüfstand ermittelt wurden. Die rote Linie zeigt das angenäherte Pacejka Modell welches für die folgenden Simulation als Modell des Prüfstandsreifens verwendet wurde.	14
11	Regelkreisstruktur welche in dieser Arbeit umgesetzt wurde.	15
12	Struktur des Radschlupfreglers unter Verwendung eines PI-Reglers.	17
13	Verhalten des Radschlupfes λ in der Simulation und beim Prüfstandsversuch, der linke Plot zeigt die Simulationsergebnisse der rechte Plot zeigt die Prüfstandsergebnisse. Als Führungsgröße für den Schlupfregler wurde dabei ein rechteckförmiger Sollschlupfverlauf gewählt.	18
14	Verhalten von ω_R in Simulation und beim Prüfstandsversuch, der linke Plot zeigt die Simulationsergebnisse der rechte Plot zeigt die Prüfstandsergebnisse. Als Führungsgröße für den Schlupfregler wurde dabei ein rechteckförmiger Sollschlupfverlauf gewählt. Walze und Reifen wurden zuvor auf Drehzahl gebracht.	19
15	Verhalten des Radschlupfes λ in Simulation und beim Prüfstandsversuch, der linke Plot zeigt die Simulationsergebnisse der rechte Plot zeigt die Prüfstandsergebnisse. Als Führungsgröße für den Schlupfregler wurde dabei ein sinusförmiger Sollschlupfverlauf gewählt.	19
16	Verhalten von ω_R in Simulation und beim Prüfstandsversuch, der linke Plot zeigt die Simulationsergebnisse der rechte Plot zeigt die Prüfstandsergebnisse. Als Führungsgröße für den Schlupfregler wurde dabei ein sinusförmiger Sollschlupfverlauf gewählt. Walze und Reifen wurden zuvor auf Drehzahl gebracht.	20

17	Vergleich zwischen am Prüfstand ermittelter Reifenkraft F und über Reifenkraftschätzer aus Messdaten geschätzter Kraft \hat{F} . Dabei wurde ein Sliding-Mode Reifenkraftschätzer 1. Ordnung mit Tiefpassfilter verwendet	22
18	Term „ $\sqrt{ e } \cdot \text{sign}(e)$ “ des Korrekturterms aus Gleichung (53) für den STA Reifenkraftschätzer.	23
19	Vergleich zwischen Schätzungen von verschiedenen Reifenkraftschätzer Ausführungen. Die blaue Linie zeigt die reale Kraft, die gelbe Linie die mittleres STA Reifenkraftschätzer ermittelte Kraft und die rote Linie die mittels Sliding-Mode 1.Ordnung mit Tiefpassfilter ermittelte Kraft. . . .	24
20	Vergleich zwischen Schätzungen von verschiedenen Reifenkraftschätzer Ausführungen. Die blaue Linie zeigt die reale Kraft, die gelbe Linie die mittleres zeitdiskretem STA Reifenkraftschätzer ermittelte Kraft und die rote Linie die mittleres zeitkontinuierlichem STA Reifenkraftschätzer ermittelte Kraft. Die Simulationen wurden dabei mit ODE 1 Solver und 1ms Diskretisierungszeit ausgeführt.	25
21	Reglekreisstruktur mit zusätzlichem Reifenkraftschätzer	26
22	Struktur des Radschlupfreglers unter Verwendung eines PI-Reglers mit zusätzlicher Vorsteuerung	27
23	Verhalten von ω_R und λ in Simulation und beim Prüfstandsversuch, der linke Plot zeigt die Simulationsergebnisse der rechte Plot zeigt die Prüfstandsergebnisse. Als Führungsgröße für den Schlupfregler wurde dabei ein rechteckförmiger Sollschlupfverlauf gewählt. Walze und Reifen wurden zuvor auf Drehzahl gebracht.	28
24	Verhalten von ω_R und λ in Simulation und beim Prüfstandsversuch, der linke Plot zeigt die Simulationsergebnisse der rechte Plot zeigt die Prüfstandsergebnisse. Als Führungsgröße für den Schlupfregler wurde dabei ein sinusförmiger Sollschlupfverlauf gewählt. Walze und Reifen wurden zuvor auf Drehzahl gebracht.	29
25	Vergleich zwischen Simulation und Prüfstandsversuch mit dem Drehzahlregler. Der linke Plot zeigt die Simulationsergebnisse der rechte Plot die Prüfstandsergebnisse. Als Führungsgröße für den Drehzahlregler wurde ein Drehzahlprofil gewählt welches verschiedene reale Szenarien abdecken soll.	30
26	Selbige Simulation, bzw. selbiger Prüfstandslauf wie in Abbildung 25, allerdings wird hier λ betrachtet. Der linke Plot zeigt die Simulationsergebnisse, der rechte Plot die Prüfstandsergebnisse	31
27	Funktionsweise eines konventionellen ASR Systems welches den Radschlupf über eine Reduktion des Motormomentes bzw. aufbringen eines Bremsmomentes beeinflusst.	32
28	Zustandsautomat des konventionellen ASR Systems aus [Ing14].	33
29	Blockschaltbild für den Zustand „ReduceEngineTorque“ des konventionellen ASR Systems aus [Ing14]	33
30	Simulations- und Prüfstandsergebnisse des konventionellen Schlupfreglers aus [Ing14]. Auf der linken Seite befinden sich die Simualtionsergebnisse auf der rechten Seite die Prüfstandsergebnisse. Die letzte Zeile der Plots zeigt wie der Regler das Moment reduziert.	35

31	Prüfstandsergebnisse der Schlupfreglerversuche bei niedriger Anpresskraft. Die obere Zeile der Plots zeigt die Prüfstandsergebnisse des PI-Schlupfreglers, die mittlere Zeile die des PI-Schlupfreglers mit Vorsteuerung und die untere Zeile jene des konventionellen Schlupfreglers nach [Ing14].	37
32	Prüfstandsergebnisse der Schlupfreglerversuche bei mittlerer Anpresskraft. Die obere Zeile der Plots zeigt die Prüfstandsergebnisse des PI-Schlupfreglers, die mittlere Zeile die des PI-Schlupfreglers mit Vorsteuerung und die untere Zeile jene des konventionellen Schlupfreglers nach [Ing14].	39
33	Prüfstandsergebnisse der Schlupfreglerversuche bei hoher Anpresskraft. Die obere Zeile der Plots zeigt die Prüfstandsergebnisse des PI-Schlupfreglers, die mittlere Zeile die des PI-Schlupfreglers mit Vorsteuerung und die untere Zeile jene des konventionellen Schlupfreglers nach [Ing14].	41
34	Simulation eines P-Schlupfreglers bei abnehmender Drehzahl, umso niedriger die Drehzahl wird umso größer wird die Abweichung in λ , betrachtet man die Abweichung in y bleibt diese gleich. Dieses Verhalten entsteht dadurch, dass vom Schlupfregler die alternative Schlupfgröße y geregelt wird und nicht λ	43
35	Sowohl ω_R als auch ω_W sind mit Oszillationen behaftet welche drehzahlabhängig sind	44
36	Oszillationen in λ bei rechteckförmiger Schlupfvorgabe.	45
37	Reifenkennlinien für verschiedene Fahrbahnbedingungen. Bei verschiedenen Fahrbahnbedingungen wird die Reifenkennlinie nicht nur hinsichtlich der maximal übertragbaren Kraft skaliert, sondern auch der Schlupfpunkt bei dem diese übertragen wird verschiebt sich.	46
38	Wertet man die Steigung der Reifenkennlinie an verschiedenen Punkten aus erhält man dort die sogenannte Extended Brake Stiffness. Wenn diese den Wert 0 annimmt hat man den Peak der Reifenkennlinie gefunden.	47
39	Unterscheidung der Curve Fit Ansätze in qualitative und quantitative Ansätze. Nur beim Quantitativen Ansatz erhält man Information über die Lage des Schlupfoptimums.	48
40	Vergleich zwischen Pacejka Modell und linear parametrisiertem Burkhart Modell.	50
41	Identifikation des Schlupfoptimums mit Recursive Least Squares Ansatz wie in [CF11], bei sinusförmigem Schlupfverlauf und verschiedenen Fahrbahnbedingungen.	51
42	Blockschaltbild gesamtes Regelsystem inklusive λ_{opt} Schätzer.	51
43	Vorgabeprofil des Drehzahlreglers welches in den nachfolgenden Versuchen verwendet wird.	52
44	Simulationsergebnisse bei Vorgabe des Drehzahlverlaufs aus Abbildung 43 und Rückkopplung der Schätzung des λ_{opt} Schätzers bei verschiedenen Fahrbahnbedingungen. Die linken Plots zeigen den Schlupfverlauf, die rechten Plots zeigen die Schätzung von λ_{opt}	52
45	Reifenkennlinie des Prüfstandsreifens welche experimentell durch Prüfstandsversuche ermittelt wurde.	53
46	Prüfstandsversuch bei Vorgabe des Drehzahlverlaufs aus Abbildung 43 und Rückkopplung der Schätzung des λ_{opt} Schätzers.	54
47	Reifenverhalten in verschiedenen Schlupfbereichen	55

48	Plot zur Visualisierung der prinzipiellen Funktionsweise des λ_{opt} Schätzers.	56
49	Blockschaltbild des hier präsentierten λ_{opt} Schätzers.	58
50	Programmflussdiagramm zur Berechnung von $\hat{\lambda}_{opt}$. Bei Über- oder Unterschreitung einer gewissen Grenze für den Fehler e wird die Schätzung $\hat{\lambda}$ korrigiert.	58
51	Simulationsergebnisse bei Vorgabe des Drehzahlverlaufs aus Abbildung 43 und Rückkopplung der Schätzung des λ_{opt} Schätzers bei verschiedenen Fahrbahnbedingungen. Man kann den eingestellten Schlupf, den optimalen Schlupf für die jeweilige Fahrbahnbedingung und den geschätzten Schlupf erkennen.	59
52	Prüfstandsversuch bei Vorgabe des Drehzahlverlaufs aus Abbildung 43 für den Drehzahlregler und Rückkopplung der Schätzung des λ_{opt} Schätzers. Bei aggressiven Beschleunigungsmanövern befindet sich der Schlupf im Bereich des optimalen Schlupfes des Prüfstandsreifens welcher bei 0.12 liegt.	60
53	Wird ein Schlupf eingestellt welcher vom optimalen Schlupf abweicht kann nicht die maximale Kraft übertragen werden. Wird ein Schlupf eingestellt welche größer ist als der optimale Schlupf fällt die Einbuße geringer aus als bei einem Schlupf welcher kleiner als der optimale Schlupf ist.	61
54	Prototyp „Schaeffler 4e-Performance “ welcher für Testfahrten mit dem Schlupfregler verwendet werden könnte.	65
55	„Tankia 2020 “ Formula Student Rennwagen des TU-Graz Racing Teams der Saison 2020 welcher für die Erprobung des in dieser Arbeit präsentierten Schlupfreglers verwendet werden könnte.	65

Tabellenverzeichnis

1	Über Least Squares Ansatz aus Messdaten berechnete Reibfaktoren für Reifen und Walze	9
2	Über den Auslaufversuch berechnete Werte der Massenträgheit für Reifen und Walze.	12
3	Pacejka Parameter des Prüfstandsreifenmodells.	14
4	Schlupfwerte für verschiedene Fahrbahnbedingungen bei denen die maximale Kraft übertragen werden kann.	46
5	Abweichung der Schätzung zum realen Wert von λ_{opt} sowie relative dadurch bedingte Kraft Einbuße, bei Simulation des λ_{opt} Schätzers nach [CF11].	62
6	Abweichung der Schätzung zum realen Wert von λ_{opt} sowie relative dadurch bedingte Kraft Einbuße, bei Simulation des in dieser Arbeit präsentierten neuen Ansatzes für einen λ_{opt} Schätzer.	62
7	Abweichung der Schätzung zum realen Wert von λ_{opt} sowie relative dadurch bedingte Kraft Einbuße, bei Prüfstandsversuch mit dem λ_{opt} Schätzers nach [CF11].	62
8	Abweichung der Schätzung zum realen Wert von λ_{opt} sowie relative dadurch bedingte Kraft Einbuße, bei Prüfstandsversuch mit dem in dieser Arbeit präsentierten neuen Ansatz für einen λ_{opt} Schätzer.	63