



Untersuchung und Optimierung des Einflusses von niedrig auflösenden Rotorlagegebern auf die Fahrbarkeitsfunktionen elektrifizierter Fahrzeugantriebssysteme mittels eines Hardware-in-the-Loop-Prüfstands

Andreas Koch¹ · Ludwig Schulz¹ · Gabrielius Jakstas¹ · Jens Falkenstein¹

Eingegangen: 17. Juni 2019 / Angenommen: 20. Februar 2020 / Online publiziert: 11. März 2020
© Der/die Autor(en) 2020

Zusammenfassung

Elektrofahrzeuge unterscheiden sich bezüglich ihres Antriebsstrangs deutlich von Kraftfahrzeugen mit verbrennungsmotorischem Antrieb. Typischerweise ist keine Trennkupplung verbaut und mit einer geringen Anzahl von Gangstufen reduzieren sich die Reibung und die Dämpfung. Ein Hauptproblem hierbei ist die Schwingungsentwicklung durch innere (Drehmomentänderungen der Elektromaschine, Bremsengriffe) und äußere Anregung (Fahrbahnunebenheiten, Schlaglöcher usw.). Um entstehende Schwingungen im Antriebsstrang und somit die Bauteilbelastungen zu verringern, sind schwingungsdämpfende Maßnahmen erforderlich. Hierbei gilt es, eine Erhöhung des Fahrkomforts ohne zu große Einbußen in der Fahrzeugdynamik zu erreichen.

Dieser Artikel beschreibt Untersuchungen des dynamischen Verhaltens eines elektrischen Fahrzeugantriebsstrangs auf einem Hardware-in-the-Loop-Prüfstand. Es werden innere Anregungen durch Drehmomentänderungen der Elektromaschine beim Anfahren betrachtet. Dabei werden die Einflüsse unterschiedlicher Auflösungen des Rotorlagegebers der Elektromaschine auf die aktive Schwingungsdämpfung untersucht. Mit dem Einführen eines Beobachters für die Rotorwinkelgeschwindigkeit der Elektromaschine wird abschließend eine Optimierung des Schwingungsverhaltens des Antriebsstrangs im Falle niedrig auflösender Rotorlagegeber vorgenommen.

Investigation and optimization of the influence of low-resolution rotor position encoders on the drivability functions of electrified vehicle drive systems by means of a hardware-in-the-loop test bench

Abstract

The drive train of electric vehicles differs significantly from that of vehicles with internal combustion engines. Typically, there is no clutch integrated, with a small number of gears the friction and damping is reduced. A main problem are oscillations caused by internal (torque changes of the electric motor, brake interventions) and external excitation (road unevenness, potholes, etc.). Oscillation damping methods are required in order to reduce oscillations in the drive train and thus component loads. The aim here is to increase driving comfort without causing major losses in vehicle dynamics.

This article describes investigations of the dynamic behavior of an electric vehicle drive train on a hardware-in-the-loop (HiL) test bench. Internal excitations caused by torque changes of the electric machine during driving off are considered. The influences of different resolutions of the rotor position encoder of the electric machine on the active oscillation damping are investigated. With the introduction of an observer for the oscillation behavior of the drive train, an optimization in the case of low-resolution rotor position sensors is finally carried out.

✉ Andreas Koch
andreas.koch2@uni-rostock.de

¹ Fakultät für Maschinenbau und Schiffstechnik, Lehrstuhl für Getriebe- und Antriebstechnik, Universität Rostock, Justus-von-Liebig-Weg 6, 18059 Rostock, Deutschland

1 Einleitung

Eine bekannte Topologie für Elektrofahrzeuge ist der Einzelradantrieb, bei dem jeweils eine elektrische Antriebsmaschine über ein Getriebe und eine Seitenwelle mit einem Rad verbunden ist. Der schwach gedämpfte Antriebsstrang besitzt typischerweise keine Trennkupplung und verfügt meist über eine Scheibenbremse an der Radnabe. Aufgrund der torsionsnachgiebigen Seitenwelle kann die Antriebsmaschine gegen das Fahrzeug schwingen. Anregungen treten durch innere (Drehmomentänderungen der Elektromaschine, Bremsengriffe) und äußere Einflüsse (Fahrbahnunebenheiten, Schlaglöcher usw.) auf und sorgen mitunter für eine hohe Bauteilbelastung sowie eine erhebliche Einschränkung des Fahrkomforts [1, 20].

Für die aktive Dämpfung dieser Schwingungen existieren verschiedene Ansätze. In [1, 8, 12, 15, 19, 24] werden entsprechende Algorithmen betrachtet und durch Simulation sowie am Prüfstand untersucht. Die Schwingungsdämpfung erfolgt jeweils mittels Modulation des Soll Drehmoments der Antriebsmaschine auf Basis der Differenz von Rotorwinkelgeschwindigkeit der Antriebsmaschine und äquivalenter Fahrzeugwinkelgeschwindigkeit.

In [19, 24] wird ein weiterer Ansatz bestehend aus der linearen Abbildung des Antriebsstrangs im Zustandsraum und einer Verschiebung der Polstellen des Schwingungssystems mittels Zustandsrückführung beschrieben.

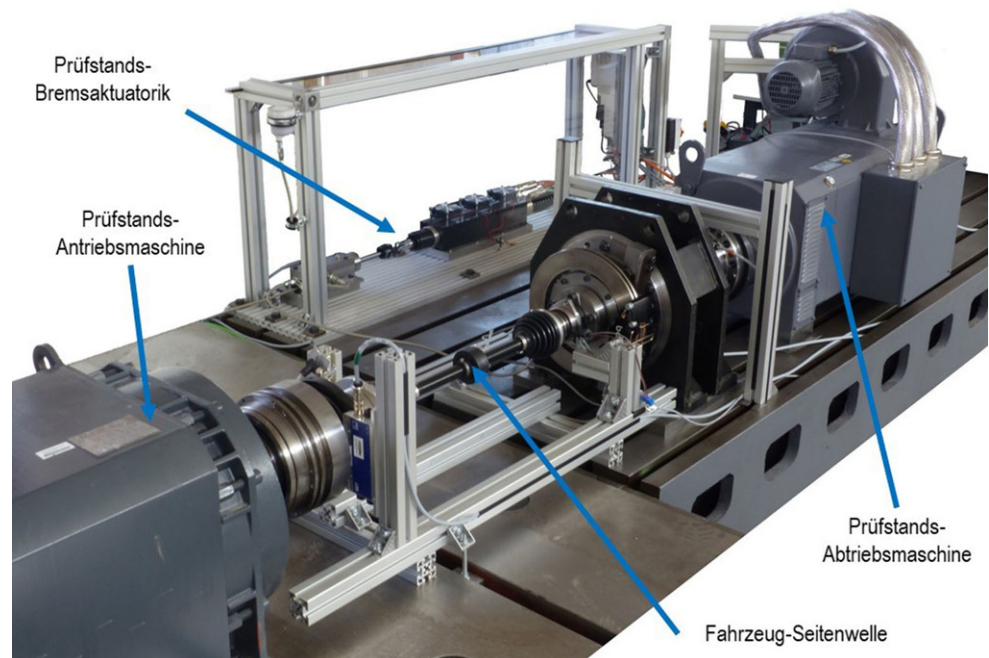
Ergänzend dazu wird bei [1, 8, 19, 24] ein Beobachter eingeführt. Dieser dient zur Abschätzung des am Rad an-

liegenden Drehmoments oder der Raddrehzahl. So können beispielsweise zusätzliche Sensoren eingespart werden.

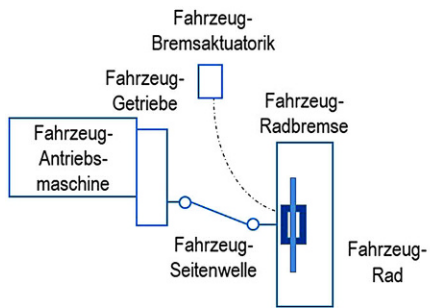
In diesem Beitrag werden das Anfahrverhalten und dabei auftretende Schwingungen eines Einzelradantriebes mit Hilfe eines Hardware-in-the-Loop-Prüfstands (HiL-Prüfstands) untersucht. Zur Schwingungsdämpfung dienen Fahrbarkeitsfunktionen, welche in das Drehmoment der Antriebsmaschine eingreifen. Eingangssignale sind die Winkelgeschwindigkeiten der Fahrzeug-Antriebsmaschine und der Fahrzeug-Radnabe. In elektrischen Fahrzeug-Antriebsmaschinen sind typischerweise niedrig auflösende Rotorlagegeber verbaut. Diese wirken sich insbesondere beim Anfahren negativ aus, infolge der geringen Winkelgeschwindigkeiten liegen neue Signalwerte nur in größeren zeitlichen Abständen vor. Im Rahmen der Untersuchungen wird die Auflösung variiert. Die Anfahrversuche erfolgen mit sprungförmigen Fahrerwunschdrehmomenten, welche Antriebsstrangschwingungen anregen. Äußere Anregungen, beispielsweise durch Unebenheiten der Straße, werden nachfolgend nicht berücksichtigt.

Hierzu erfolgt zunächst eine kurze Beschreibung des verwendeten HiL-Prüfstands und des implementierten HiL-Modells sowie der Fahrbarkeitsfunktionen. Zur Nachbildung sensorischer Gegebenheiten realer Fahrzeuge wird anschließend ein Ansatz zur Reduzierung der hoch auflösenden Rotorlagegebersignale des HiL-Prüfstands entwickelt. Zur Optimierung des Schwingungsverhaltens wird ein Beobachteransatz für die Winkelgeschwindigkeit der Antriebsmaschine vorgestellt und auf Tauglichkeit untersucht.

Abb. 1 HiL-Prüfstand zur Nachbildung eines elektrischen Einzelradantriebs



Elektrischer Einzelradantrieb mit Fahrzeuggetriebe



HiL-Prüfstand ohne Fahrzeuggetriebe

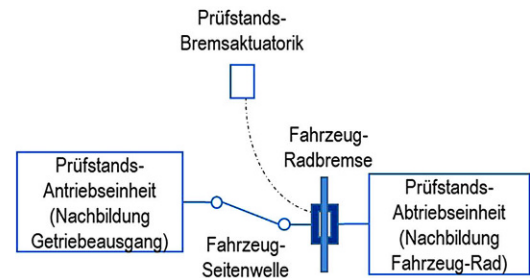


Abb. 2 Schema des Gesamtaufbaus eines elektrischen Einzelradantriebs mit Fahrzeuggetriebe und des HiL-Prüfstands ohne Fahrzeuggetriebe

2 HiL-Prüfstandsaufbau

Die Untersuchungen erfolgen mit Hilfe eines HiL-Prüfstands (siehe Abb. 1), welcher für die Analyse des Dreh-schwingungsverhaltens von Elektrofahrzeugen sowie wei-terer Themengebiete entwickelt wurde [14].

Die Abb. 2 stellt schematisch die Reduzierung des rea-len Einzelradantriebes auf die Prüfstands-anwendung dar. Die Prüfstands-Antriebsmaschine bildet hierzu das Verhal-ten einer elektrischen Fahrzeug-Antriebsmaschine inklusive Getriebe nach (Trägheiten, Drehmomente und Winkelge-schwindigkeiten bezogen auf die Getriebeausgangswelle), wohingegen die Prüfstands-Abtriebsmaschine im Wesent-lichen das Fahrzeug-Rad mit Reifen-Fahrbahn-Kontakt und den Fahrwiderständen aus der Fahrzeuglängsdynamik simu-liert. Daneben sind eine serienmäßige Fahrzeug-Seitenwel-le und eine Fahrzeug-Radbremse integriert. Die Prüfstands-Bremsaktuatorik ermöglicht eine fahrzeugtypische Brems-druckmodulation und -dynamik.

Die Abb. 3 zeigt zur Anschauung den Aufbau des HiL-Prüfstands inklusive der Position der für die Untersuchung relevanten Messtechnik und Sensorik.

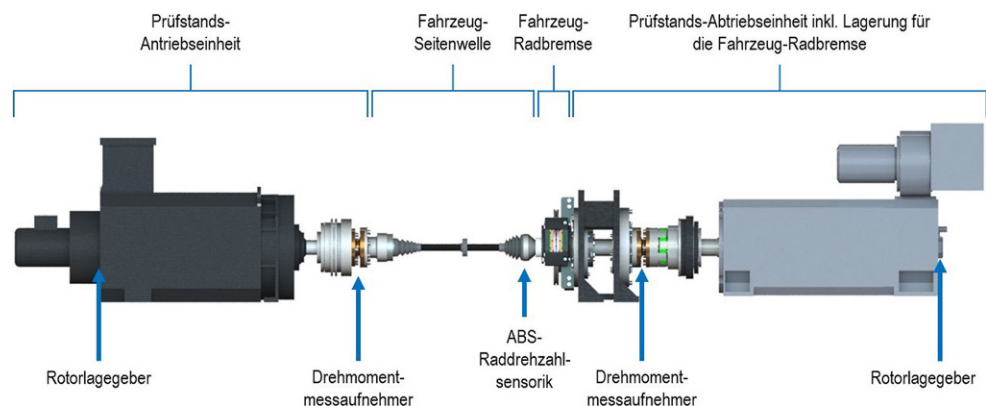
Die *Prüfstands-Antriebseinheit* besteht aus einer Dreh-strom-Asynchronmaschine, einer freischaltenden Sicher-heitskupplung und einem Drehmomentmessaufnehmer.

Diese Einheit dient zur Nachbildung einer Fahrzeug-An-triebsmaschine inklusive eines nachgeschalteten Getrie-be. Die Winkelgeschwindigkeiten, Drehmomente sowie Massenträgheitsmomente entsprechen den Werten an der Getriebeausgangswelle eines realen Fahrzeugs. Mit Hilfe der Drehstrom-Asynchronmaschine (Prüfstands-Antriebs-maschine) wird das durch die Fahrbarkeitsfunktionen mo-difizierte Fahrerwunschdrehmoment in den Antriebsstrang des HiL-Prüfstands eingepägt.

Die verwendete Drehstrom-Asynchronmaschine verfügt zudem über einen optischen Inkrementalgeber als Rotor-lagegeber, welcher sinusförmige Ausgangssignale mit 2048 Sinusperioden pro Umdrehung liefert. Die Sinusform er-möglicht eine Feininterpolation mit einer hohen Auflösung des Rotorlage- und des Winkelgeschwindigkeitssignals, ins-besondere bei kleinen Winkelgeschwindigkeiten.

Bei der verwendeten *Fahrzeug-Seitenwelle* handelt es sich um ein serienmäßiges Bauteil eines kommerziellen Elektrofahrzeugs der Kompaktklasse. Sie dient der reali-tätsgetreuen Nachbildung von Antriebsstrangschwingungen sowie zur Verbindung der Prüfstands-Antriebseinheit mit der Prüfstands-Abtriebseinheit. Durch die Verwendung ei-ner serienmäßigen Fahrzeug-Seitenwelle ist eine realitäts-getreue Nachbildung typischer Wellenversätze zwischen der Getriebeausgangswelle und dem angetriebenen Fahr-

Abb. 3 CAD-Abbildung des HiL-Prüfstandsaufbaus



zeugrad möglich. Die dazugehörige Fahrzeug-Radnabe ist ebenfalls im HiL-Prüfstand verbaut. Diese beinhaltet einen ABS-Polring mit 86 Polen pro Umdrehung. Der ABS-Polring wird mit Hilfe eines ABS-Sensors abgetastet und das Signal mittels eines FPGAs (Field Programmable Gate Array) ausgewertet. Im Rahmen der Untersuchungen steht somit ein Winkelgeschwindigkeitssignal in fahrzeugtypischer Auflösung zur Verfügung [14].

Die *Prüfstands-Abtriebseinheit* besteht aus einer permanenten Drehstrom-Synchronmaschine, einer freischaltenden Sicherheitskupplung sowie einem Drehmomentmessaufnehmer. Weiterhin ist in diese Einheit eine Fahrzeug-Radbremse (Bremsscheibe und Bremssattel) inklusive geeigneter Lagereinheit integriert. Die Prüfstands-Abtriebseinheit dient zur Nachbildung der angreifenden Drehmomente und der sich einstellenden Winkelgeschwindigkeiten an der Fahrzeug-Radnabe. Diese Größen werden durch ein geeignetes HiL-Modell der Fahrzeuglängsdynamik sowie des Reifen-Fahrbahn-Kontakts ermittelt und zur Regelung der Prüfstands-Abtriebsmaschine verwendet. Die Summe der Massenträgheitsmomente der Prüfstands-Abtriebseinheit beträgt $1,1 \text{ kgm}^2$ und befindet sich im Bereich eines realen Fahrzeug-Rads der Kompaktklasse [6]. Bei einer Nennleistung von 235 kW liefert die Synchronmaschine in Kombination mit der Prüfstands-Umrichteranlage ein maximales Luftspaltmoment von 1925 Nm. Die Nennzahl beträgt 2000 U/min und entspricht bei Kompaktklasse-Fahrzeugen einer Fahrzeuggeschwindigkeit von ca. 230 km/h. Die verwendete Prüfstands-Abtriebsmaschine besitzt ebenfalls einen optischen Rotorlagegeber mit einer hohen Auflösung des Rotorlagesignals, wodurch ein sehr geringes Rauschen des abgeleiteten Winkelgeschwindigkeitssignals auftritt [14].

Die *Prüfstands-Bremsaktuatorik mit Fahrzeug-Radbremse* ermöglicht das Einprägen eines vom Fahrer oder vom ESP-System vorgegebenen Bremsmoments auf den Prüfstand [13, 14]. Hierdurch können beispielsweise Untersuchungen zum Einfluss verschiedener Bremsvorgänge auf den Antriebsstrang vorgenommen werden.

Das *Steuerungskonzept* des Prüfstands basiert auf der Prüfstands-Umrichteranlage für die Drehstrom-Elektromaschinen, einem Echtzeitsteuerrechner, einem FPGA sowie

entsprechender Messtechnik. Die auf dem Echtzeitsteuerrechner verwendete Steuerungssoftware ermöglicht die Einbindung von C/C++, Simulink®- sowie IEC61131-Projekten [3]. Die hohe Dynamik der Teilsysteme erfordert eine hohe Abtastrate für die zeitdiskrete Regelung, weshalb die Taskzeit auf dem Echtzeitsteuerrechner $250 \mu\text{s}$ beträgt. Für geringe Verzugszeiten sind die umrichterinternen Tasks und die FPGA-Tasks mittels Echtzeit-Ethernet bzw. EtherCAT auf die Tasks des Echtzeitsteuerrechners synchronisiert. Ebenfalls werden gleichzeitig mehrere Datenschnittstellen genutzt. Die interne Architektur des FPGA gewährleistet ein hochpräzises Timing beim Einlesen sowie beim Versenden der Datenpakete. Diese Vorgehensweise ermöglicht eine Reduzierung der Systemtotzeiten [14].

Die *Messtechnik* besteht aus verschiedenen Sensoren. Die Rotorlagesignale werden durch die Rotorlagegeber der Prüfstands-Antriebsmaschine beziehungsweise -Abtriebsmaschine im jeweiligen Prüfstands-Umrichter eingelesen und über das Feldbussystem EtherCAT [4] an die Steuerungssoftware übermittelt. Zudem wird mit Hilfe des ABS-Polrings der integrierten Fahrzeug-Radnabe, einem ABS-Sensor sowie dem FPGA ein Winkelgeschwindigkeitssignal in fahrzeugtypischer Auflösung erfasst. Zur Ermittlung der wirkenden Drehmomente ist in der Prüfstands-Antriebseinheit sowie -Abtriebseinheit jeweils ein Drehmomentmessaufnehmer integriert [9], deren Signale ebenfalls mittels FPGA eingelesen werden.

3 HiL-Modell für das simulierte Fahrzeug

Das im HiL-Modell simulierte Elektrofahrzeug der Kompaktklasse verfügt über einen Einzelradantrieb an der Vorderachse. Die wichtigsten Fahrzeugparameter sind in Tab. 1 zusammengefasst.

Das im Rahmen der Untersuchungen verwendete HiL-Modell besteht aus der Berechnung der Fahrzeuglängsdynamik sowie der Nachbildung des Reifen-Fahrbahn-Kontakts. Die wesentlichen Aspekte dieser beiden Modelle werden nachfolgend beschrieben.

Für die Nachbildung der *Fahrzeuglängsdynamik* ist eine Simulation der am Fahrzeug angreifenden Fahrwiderstände

Tab. 1 Fahrzeugparameter

Parameter	Formelzeichen	Größe	
Fahrzeugmasse	m_F	1500	kg
Luftwiderstandsbeiwert	c_w	0,32	–
Anströmungsquerschnittsfläche	A_{F_x}	2,2	m^2
Luftdichte	ρ_L	1,2	kg/m^3
Rollwiderstandsbeiwert	f_R	0,012	–
Dynamischer Reifenhalmmesser	r_{Dyn}	0,307	m
Drehmassenzuschlagsfaktor (nicht angetriebene Fahrzeug-Räder)	e	1,014	–

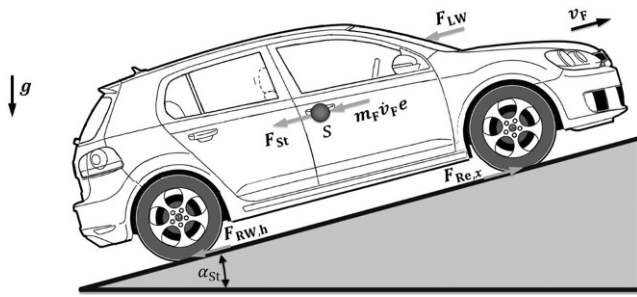


Abb. 4 Am Fahrzeug angreifende Fahrwiderstände und Kräfte

und Kräfte notwendig (siehe Abb. 4). Hierbei werden für eine Vorwärtsfahrt die Luftwiderstandskraft F_L , die Rollwiderstandskraft F_R sowie die Steigungswiderstandskraft F_{St} über

$$F_L = 0,5 \cdot c_W \cdot A_{FX} \cdot \rho_L \cdot (v_F - v_W)^2 \tag{1}$$

$$F_R = m_F \cdot g \cdot f_R \cdot \cos(\alpha_{St}) \tag{2}$$

$$F_{St} = m_F \cdot g \cdot \sin(\alpha_{St}) \tag{3}$$

berechnet [5, 16]. Die Windgeschwindigkeit v_W und der Steigungswinkel α_{St} werden nachfolgend zu Null angenommen. Die Abb. 5 zeigt einen Überblick über den Berechnungsalgorithmus für die Fahrzeuglängsdynamik.

Die gesamte Rollwiderstandskraft F_R wird dabei den Achslasten entsprechend auf einen an den nicht angetriebenen Hinterrädern wirkenden Anteil $F_{R,h}$ und einen an den angetriebenen Vorderrädern wirkenden Anteil $F_{R,v}$ aufgespalten. Der Anteil an den Vorderrädern ist entsprechend den Ausführungen in [11] als ein aus der Rollwiderstandskraft entstehendes Drehmoment

$$M_{R,v} = 0,5 \cdot F_{R,v} \cdot r_{Dyn} \tag{4}$$

an jedem der beiden angetriebenen Vorderräder berücksichtigt. Die gesamte Fahrwiderstandskraft F_{Ges} ergibt sich dann als Summe der drei Einzelwiderstände zu

$$F_{Ges} = F_L + F_{R,h} + F_{St}. \tag{5}$$

Für die Bestimmung der Fahrzeugbeschleunigung \dot{v}_F wird neben der gesamten Fahrwiderstandskraft F_{Ges} die im

Abb. 5 Berechnungsalgorithmus der Fahrzeuglängsdynamik

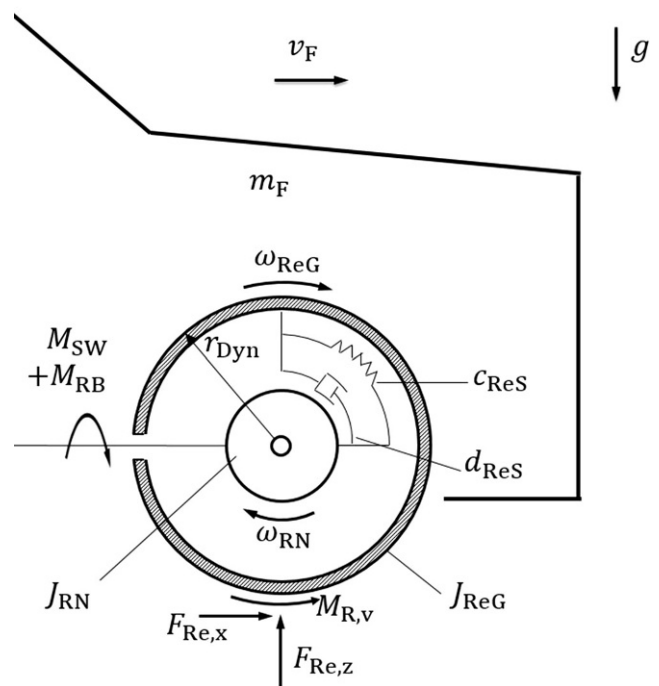
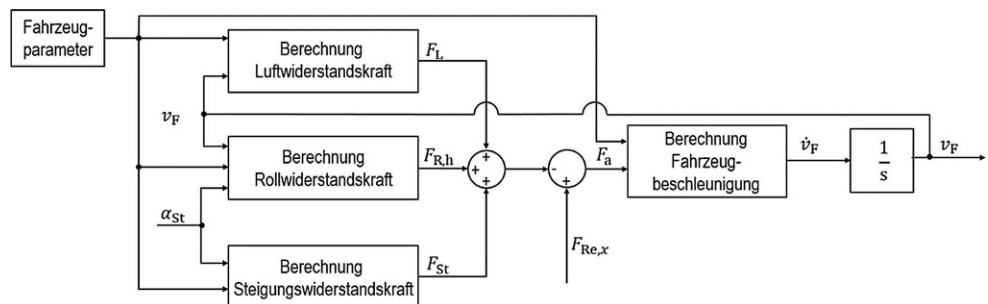


Abb. 6 Reifenmodell eines Antriebsrads

Reifen-Fahrbahn-Kontakt wirkende Reifenlängskraft $F_{Re,x}$ aller angetriebenen Räder benötigt. Die Ermittlung erfolgt mit Hilfe der nachfolgend beschriebenen Algorithmen für den Reifen-Fahrbahn-Kontakt. Weiterhin ist zu beachten, dass bei einer translatorischen Beschleunigung eines Fahrzeugs zusätzlich eine rotierende Beschleunigung weiterer Drehmassen, wie z. B. der nicht angetriebenen Räder, erfolgt. Zur Vereinfachung und besseren Handhabung werden diese durch einen Drehmassenzuschlagsfaktor e berücksichtigt [5]. Die Fahrzeugbeschleunigung \dot{v}_F lässt sich dementsprechend berechnen und die Fahrzeuggeschwindigkeit v_F ergibt sich durch Integration der Fahrzeugbeschleunigung zu

$$v_F = \int_{t_0}^t \dot{v}_F \cdot d\tau = \int_{t_0}^t \frac{F_{Re,x} - F_{Ges}}{m_F \cdot e} \cdot d\tau. \tag{6}$$

Der zweite wichtige Teil des Fahrzeug-Modells ist die Nachbildung eines angetriebenen Fahrzeug-Rads mit da-

zugehörigem *Reifen-Fahrbahn-Kontakt*, wie es in Abb. 6 dargestellt ist. Die hierfür entworfenen Algorithmen orientieren sich an den Ausführungen in [10, 21, 23].

Analog den Ausführungen in [21, 23] wird der gesamte Reifen in den Reifengürtel und einen fest mit der Radnabe gekoppelten Teil (Felge usw.) untergliedert. Den beiden Teilen wird jeweils ein Massenträgheitsmoment J_{ReG} beziehungsweise J_{RN} zugeordnet. Die Nachbildung der elastischen Reifenseitenwand erfolgt mittels einer linearen, rotatorischen Steifigkeit c_{ReS} und einer linearen, rotatorischen Dämpfung d_{ReS} . Die Felge und der angekoppelte Teil des Reifens rotieren mit der Radnaben-Winkelgeschwindigkeit ω_{RN} . Der Reifengürtel besitzt die Winkelgeschwindigkeit ω_{ReG} . Zur Bestimmung der Winkelgeschwindigkeit der Radnabe sowie des Reifengürtels müssen die Bewegungsdifferentialgleichungen gelöst werden. Hierfür erfolgt zunächst die Betrachtung der Zusammenhänge zwischen den wirkenden Kraft- sowie Bewegungsgrößen.

Das in der Reifenseitenwand wirkende Drehmoment M_{ReS} lässt sich über

$$M_{ReS} = c_{ReS} \cdot \int_{t_0}^t (\omega_{RN} - \omega_{ReG}) \cdot d\tau + d_{ReS} \cdot (\omega_{RN} - \omega_{ReG}) \quad (7)$$

bestimmen.

Aus den angreifenden Drehmomenten an der Radnabe kann unter Verwendung des Drallsatzes die Winkelbeschleunigung der Radnabe $\dot{\omega}_{RN}$ zu

$$\dot{\omega}_{RN} = \frac{M_{SW} + M_{RB} - M_{RN,Reib} - M_{ReS}}{J_{RN}} \quad (8)$$

ermittelt werden. Hierbei sind M_{SW} das Drehmoment der Fahrzeug-Seitenwelle, M_{RB} das Drehmoment der Fahrzeug-Radbremse und $M_{RN,Reib}$ das Reibmoment der Radlager. Durch Integration der Winkelbeschleunigung der Radnabe $\dot{\omega}_{RN}$ ergibt sich die Winkelgeschwindigkeit der Radnabe zu

$$\omega_{RN} = \int_{t_0}^t \dot{\omega}_{RN} \cdot d\tau. \quad (9)$$

Der Reifen-Fahrbahn-Kontakt wird mittels einer Reifenkennlinie beschrieben. Diese kennzeichnet einen Kraftschlussbeiwert μ in Abhängigkeit eines Radschlupfs λ jeweils in Längsrichtung (siehe Abb. 7). Sie wird daher als Kraftschlussbeiwert-Schlupf-Kurve bezeichnet.

Die Berechnung des Radschlupfs in Längsrichtung λ erfolgt nach [21] mittels

$$\lambda = \frac{\omega_{ReG} \cdot r_{Dyn} - v_F}{\max(v_F, \omega_{ReG} \cdot r_{Dyn})}. \quad (10)$$

Hierbei entspricht v_F der aus der Nachbildung der Fahrzeuglängsdynamik ermittelten Fahrzeuggeschwindigkeit in

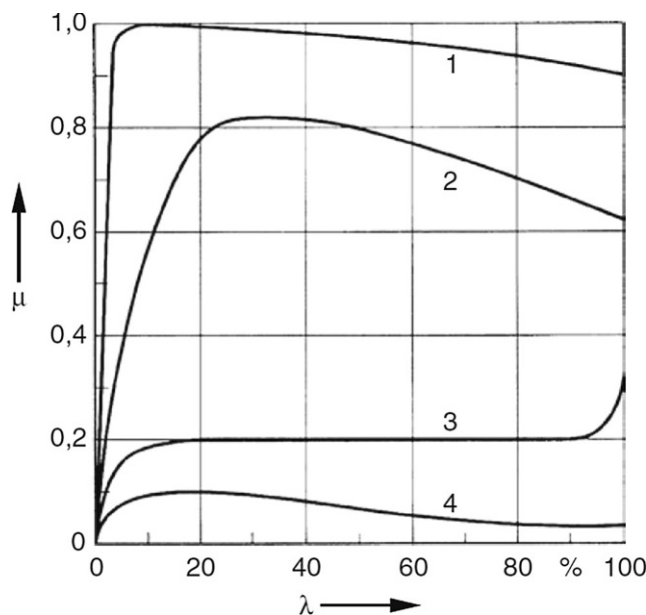


Abb. 7 Kraftschlussbeiwert-Schlupf-Kurve [2]: (1) trockene Fahrbahn, (2) nasse Fahrbahn, (3) schneebedeckte Fahrbahn, (4) vereiste Fahrbahn

Längsrichtung. Nach [10, 23] muss für dynamische Vorgänge der verzögerte Aufbau der entsprechenden Radkräfte und Momente berücksichtigt werden. Mit Hilfe der Relaxations- beziehungsweise Einlaufänge des Reifens wird beschrieben, welchen Weg der Reifen zurücklegen muss, um circa zwei Drittel der stationären Reifenkraft aufzubauen. Dieses Verhalten wird entsprechend [10] mit Hilfe einer PT1-Filterung nachgebildet.

Eine Unterscheidung zwischen Brems- und Antriebschlupf ist mittels Vorzeichen möglich. Negative Werte des Radschlupfs λ in Längsrichtung kennzeichnen einen Bremschlupf, positive einen Antriebschlupf. Mit Hilfe der verwendeten Kraftschlussbeiwert-Schlupf-Kurve kann der zum Radschlupf λ gehörige Kraftschlussbeiwert μ ermittelt werden. Der Kraftschlussbeiwert μ in Längsrichtung kennzeichnet das Verhältnis zwischen einer im Reifen-Fahrbahn-Kontakt wirkenden Reifenlängskraft $F_{Re,x}$ und der Reifenaufstandskraft $F_{Re,z}$ durch

$$F_{Re,x} = \mu \cdot F_{Re,z}. \quad (11)$$

Die Winkelbeschleunigung des Reifengürtels kann ebenfalls durch die Betrachtung der angreifenden Kräfte und Momente bestimmt werden. Hierbei müssen neben dem in der Reifenseitenwand wirkenden Drehmoment M_{ReS} die im Reifen-Fahrbahn-Kontakt wirkende Reifenlängskraft $F_{Re,x}$ sowie das an einem angetriebenen Vorderrad wirkende, aus der Rollwiderstandskraft entstehende, Drehmoment $M_{R,v}$

berücksichtigt werden. Die Winkelbeschleunigung des Reifengürtels $\dot{\omega}_{ReG}$ ergibt sich zu

$$\dot{\omega}_{ReG} = \frac{M_{ReS} - F_{Re,x} \cdot r_{Dyn} - M_{R,v}}{J_{ReG}} \quad (12)$$

Die Winkelgeschwindigkeit des Reifengürtels ω_{ReG} wird ebenfalls mittels Integration der Winkelbeschleunigung über

$$\omega_{ReG} = \int_{t_0}^t \dot{\omega}_{ReG} \cdot d\tau \quad (13)$$

bestimmt.

4 Fahrbarkeitsfunktionen

Dynamische Lastwechsel, Eingriffe des Fahrzeug-Bremsystems und äußere Störungen, wie z. B. Fahrbahnebenenheiten, können Ruckelschwingungen des Fahrzeugs sowie Drehschwingungen im Antriebsstrang anregen. Diese werden von Insassen häufig als unangenehm empfunden. Zur Reduzierung dieser Schwingungen werden Softwarefunktionen eingesetzt und stets weiterentwickelt. Diese bestehen im Wesentlichen aus einem Führungsformer sowie einer aktiven Anti-Ruckel-Regelung [7, 18]. In Abb. 8 ist ein Schema der Fahrbarkeitsfunktionen und der Nachbildung der Drehmomentdynamik der Fahrzeug-Antriebsmaschine dargestellt.

Der *Führungsformer* ist ein erster Ansatz, um Schwingungen des Antriebsstrangs durch die dynamische Änderung eines Fahrerwunschs moments M_{FW} zu verringern. Dabei werden die Gradienten des Fahrerwunschs moments begrenzt, wodurch sich das entsprechende Solldrehmoment langsamer aufbaut. Die Federwirkung der einzelnen Kom-

ponenten des Antriebsstrangs kann sich über eine längere Zeit verspannen, dies sorgt für ein besseres Folgeverhalten der Seitenwellenausgangsseite. Hierbei besteht ein entscheidender Zielkonflikt in der Erhaltung des Beschleunigungsvermögens des Fahrzeugs sowie der gleichzeitigen Vermeidung von unangenehmen Schwingungen. Wechsel zwischen dem Zug- und Schub-Bereich werden daher deutlich stärker gefiltert als Drehmomentänderungen im reinen Zug- beziehungsweise Schub-Bereich [18].

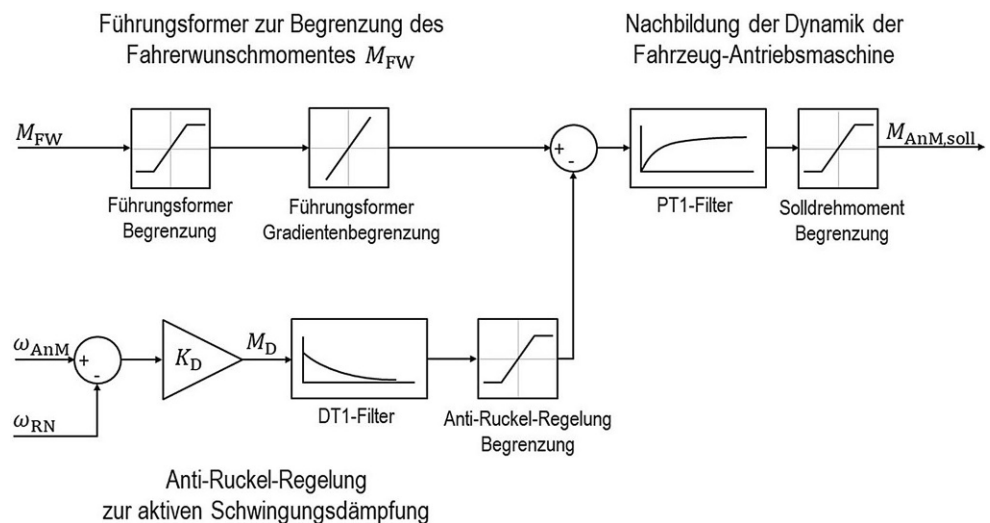
Weiterhin wird zur aktiven Dämpfung der Antriebsstrangschwingungen eine *Anti-Ruckel-Regelung* eingesetzt. Hierfür werden die Winkelgeschwindigkeiten der Fahrzeug-Antriebsmaschine ω_{AnM} (bezogen auf die Getriebeausgangswelle) und der Fahrzeug-Radnabe ω_{RN} miteinander verglichen. Abweichungen ergeben mittels eines positiven Verstärkungsfaktors K_D ein entsprechend dämpfendes Drehmoment M_D der Form

$$M_D = K_D \cdot (\omega_{AnM} - \omega_{RN}) \quad (14)$$

Der Verstärkungsfaktor K_D stellt hierbei ein Äquivalent zu einer viskosen Dämpfungskonstanten des Antriebsstrangs dar. Das dämpfende Drehmoment M_D wird mittels eines DT1-Filters sowie einer nachgeschalteten Drehmomentbegrenzung gefiltert und von dem durch den Führungsformer modifizierten Fahrerwunschs drehmoment subtrahiert. Das Ergebnis entspricht dem Solldrehmoment der Fahrzeug-Antriebsmaschine.

Auf dem HiL-Prüfstand wird eine hochdynamische Prüfstands-Antriebsmaschine eingesetzt, welche an die geringere Momentendynamik einer realen Fahrzeug-Antriebsmaschine angepasst werden muss. Dies erfolgt durch eine PT1-Filterung des Solldrehmoments für die Prüfstands-Antriebsmaschine.

Abb. 8 Fahrbarkeitsfunktionen und Nachbildung der Drehmomentdynamik der Fahrzeug-Antriebsmaschine



5 Messung ohne/mit aktiver Anti-Ruckel-Regelung

Mit Hilfe des beschriebenen HiL-Prüfstands, den dargestellten Algorithmen für das HiL-Modell und den Fahrbarkeitsfunktionen wird das Schwingungsverhalten eines Elektrofahrzeugs untersucht. Hierfür werden Anfahrvorgänge in der Ebene bei idealen Straßenverhältnissen (trockener Asphalt, keine Unebenheiten) betrachtet.

Zu Beginn einer jeden Messung befindet sich das simulierte Fahrzeug im Stillstand. Zum Zeitpunkt 50 ms erfolgt ein Sollwertsprung des Fahrerwunschkraftmoments M_{FW} von 0 Nm auf 200 Nm bezogen auf die Getriebeausgangswelle. Entsprechend den Darstellungen in [20] wird von einer Getriebeübersetzung von 7,03 ausgegangen. Somit entspricht ein Drehmomentsollwertsprung an der Getriebeausgangswelle von 200 Nm einem Sprung im Sollwert der Fahrzeug-Antriebsmaschine von ca. 28,5 Nm.

Zur Vereinfachung der Darstellung wird im Folgenden auf eine Trennung zwischen Fahrzeug und Prüfstand verzichtet. Somit kann der Begriff „Antriebsmaschine“ als Äquivalent für eine Fahrzeug- oder Prüfstands-Antriebsmaschine verstanden werden.

Der Sollwertsprung des Fahrerwunschkraftmoments M_{FW} wird bei allen Messungen durch den beschriebenen Führungsformer gefiltert (siehe Abschn. 4).

Für die Anti-Ruckel-Regelung werden nachfolgend verschiedene Winkelgeschwindigkeiten als Eingangsgrößen betrachtet. Hierbei werden neben der Winkelgeschwindigkeit des hochauflösenden Rotorlagegebers der Prüfstands-Antriebsmaschine $\omega_{AnM,H}$ die Winkelgeschwindigkeit eines emulierten Rotorlagegebers einer Fahrzeug-Antriebsmaschine $\omega_{AnM,Emu}$ sowie die Winkelgeschwindigkeit einer Erweiterung um einen Beobachteransatz $\omega_{AnM,Beo}$ untersucht.

5.1 Messung ohne aktive Anti-Ruckel-Regelung

Um die Notwendigkeit und Wirksamkeit der Anti-Ruckel-Regelung beurteilen zu können, wird zunächst ein Anfahrvorgang ohne aktive Anti-Ruckel-Regelung betrachtet. Die Abb. 9 zeigt die zeitlichen Verläufe des Fahrerwunschkraftmoments M_{FW} , des Soll Drehmoments der Antriebsmaschine $M_{AnM,Soll}$ sowie des gemessenen Drehmoments in der Fahrzeug-Seitenwelle M_{SW} .

Im Verlauf des Soll Drehmoments der Antriebsmaschine $M_{AnM,Soll}$ sind die Gradientenbegrenzung durch den Führungsformer und die PT1-Filterung zur Anpassung der Prüfstandsdynamik zu erkennen. Weiterhin sind im gemessenen Drehmoment der Fahrzeug-Seitenwelle M_{SW} die auftretenden Drehschwingungen ersichtlich. Entsprechend der Messungen nach [20] ist vor allem in der Drehmomentaufbauphase eine Drehmomenterhöhung sichtbar. Das maxi-

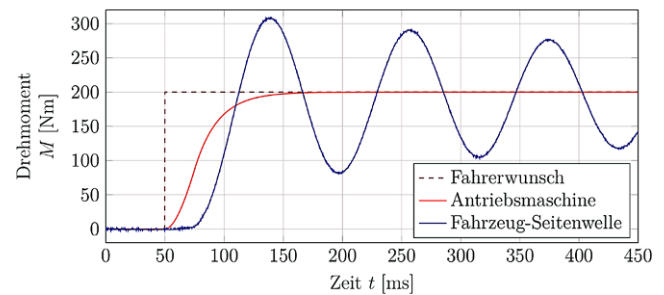


Abb. 9 Drehmomentverläufe infolge des Sollwertsprungs im Fahrerwunschkraftmoment mit aktivem Führungsformer

mal gemessene Drehmoment der Fahrzeug-Seitenwelle beträgt in diesem Bereich ca. 310 Nm. Des Weiteren ist zu erkennen, dass es sich hierbei um ein nur sehr schwach gedämpftes System handelt. So beträgt der Betrag der dritten Schwingungsamplitude noch ca. 70% der ersten Schwingungsamplitude. Die Ruckel-Eigenfrequenz des mit Hilfe des HiL-Modells nachgebildeten Fahrzeugs beträgt 8,3 Hz und liegt entsprechend im Bereich der Ruckel-Eigenfrequenz von realen Elektrofahrzeugen [16].

Die Drehschwingungen sind ebenfalls in den Winkelgeschwindigkeitsverläufen der Antriebs- und Abtriebsmaschine erkennbar (siehe Abb. 10). Auch hier ist die Ruckel-Eigenschwingung mit einer Frequenz von 8,3 Hz und schwacher Dämpfung zu erkennen. In der Drehmomentaufbauphase tritt ein Überschwingen der Winkelgeschwindigkeit an der Antriebsmaschine mit einer Amplitude von 1,25 rad/s auf. Im Verlauf des dargestellten Zeitabschnitts reduziert sich die Schwingungsamplitude dieser Winkelgeschwindigkeit auf ungefähr $\pm 0,4$ rad/s.

Die dritte dargestellte Größe in Abb. 10 ist die mittels ABS-Polring und -Sensor ermittelte Winkelgeschwindigkeit der Fahrzeug-Radnabe. Für die Bestimmung der Winkelgeschwindigkeit ist das Überschreiten der beiden Inkrementalflanken eines Poles notwendig. Aufgrund der niedrigen Auslösung des ABS-Polrings von lediglich 86 Polen pro Umdrehung können daher die ersten Schwingungspe-

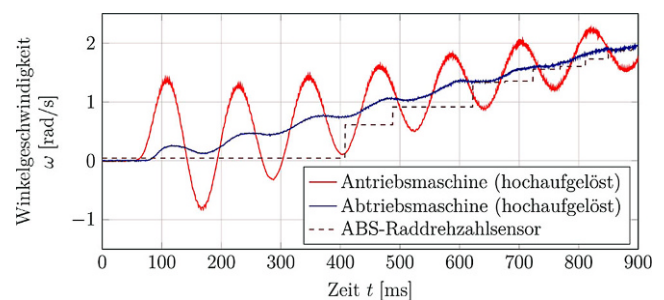


Abb. 10 Winkelgeschwindigkeitsverläufe infolge des Sollwertsprungs im Fahrerwunschkraftmoment mit aktivem Führungsformer

rioden mit Hilfe des Raddrehzahlsensors nicht erfasst werden.

Der zeitliche Verlauf der Winkelgeschwindigkeit der Abtriebsmaschine weist gegenüber dem der Antriebsmaschine geringere Schwingungsamplituden auf. Ursache hierfür ist die Kopplung der Abtriebsmaschine über den Reifen-Fahrbahn-Kontakt des HiL-Modells an die nachgebildete translatorische Fahrzeugmasse. In Summe ergeben sich höhere träge Massen auf der Seite der Abtriebsmaschine, verbunden mit geringeren Schwingungsamplituden.

Durch ihre geringeren Schwingungsamplituden hat die Winkelgeschwindigkeit der Abtriebsmaschine einen wesentlich geringeren Einfluss auf die Anti-Ruckel-Regelung und insbesondere auf die Ermittlung der Winkelgeschwindigkeitsdifferenz in Gl. 14.

Für die Aussagekraft der nachfolgenden Untersuchungen sind fahrzeugnahe Randbedingungen für die Anti-Ruckel-Regelung zu gewährleisten. Daher wird im Folgenden die mit Hilfe des realen ABS-Raddrehzahlsensors bestimmte Winkelgeschwindigkeit als Winkelgeschwindigkeit der Fahrzeug-Radnabe ω_{RN} in Gl. 14 verwendet. Für die Winkelgeschwindigkeit der Antriebsmaschine ω_{AnM} werden, wie zu Beginn dieses Kapitels beschrieben, in Gl. 14 die drei genannten Quellen genutzt.

5.2 Messung mit aktiver Anti-Ruckel-Regelung

Zur Reduzierung der auftretenden Drehschwingungen des betrachteten Anfahrvorgangs wird nun die Anti-Ruckel-Regelung aktiviert. Somit erfolgt neben der Filterung des Fahrerwunschs M_{FW} auch die Aufschaltung eines Korrekturmoments nach dem in Abschn. 4 beschriebenen Algorithmus. Als Quelle für die Winkelgeschwindigkeit der Antriebsmaschine ω_{AnM} in Gl. 14 dient in diesem Abschnitt der hochauflösende Rotorlagegeber der Prüfstands-Antriebsmaschine $\omega_{AnM,H}$.

Im zeitlichen Verlauf des gemessenen Drehmoments der Fahrzeug-Seitenwelle M_{SW} ist eine Reduzierung der auftretenden Drehschwingung zu erkennen (siehe Abb. 11). Das maximal gemessene Drehmoment der Fahrzeug-Seitenwelle

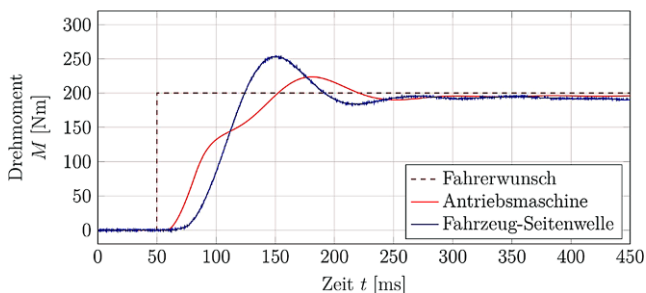


Abb. 11 Drehmomentverläufe infolge des Sollwertsprungs im Fahrerwunschsmoment mit aktivem Führungsformer und aktiver Anti-Ruckel-Regelung

le beträgt mit aktiver Anti-Ruckel-Regelung 254 Nm. Dies entspricht gegenüber der Messung ohne Anti-Ruckel-Regelung eine Reduzierung der ersten Schwingungsamplitude um 51 % (vgl. Abb. 9). Nach der ersten Schwingungsperiode ist das System zudem ausreichend beruhigt. Die Beruhigungszeit des Systems $T_{10\%}$ beträgt ca. 175 ms und liegt somit im Bereich vergleichbarer Regelansätze [20].

Im Solldrehmoment der Antriebsmaschine $M_{AnM,Soll}$ ist ebenfalls der Einfluss der Anti-Ruckel-Regelung ersichtlich. Im Vergleich zur Abb. 9 ist nun im Drehmomentverlauf kein strenges PT1-Verhalten mehr zu erkennen, sondern eine Anpassung des Solldrehmoments der Antriebsmaschine an den aktuellen Schwingungszustand. Während des Drehmomentaufbaus der Fahrzeug-Seitenwelle M_{SW} wird das Solldrehmoment der Antriebsmaschine M_{AnM} begrenzt, um das erste Überschwingen zu reduzieren. Dieses Verhalten wird im anschließenden, abfallenden, Verlauf gegensätzlich umgesetzt. Der Rückgang des Drehmoments an der Fahrzeug-Seitenwelle wird durch ein Erhöhen des Solldrehmoments der Antriebsmaschine $M_{AnM,Soll}$ verringert.

Abb. 12 stellt die Winkelgeschwindigkeitsverläufe infolge des Sollwertsprungs im Fahrerwunschsmoment dar. Im Vergleich zur Abb. 10 ist durch die aktive Anti-Ruckel-Regelung an der Antriebsmaschine nur noch eine Schwingungsperiode zu erkennen. Aus dem Verlauf des ABS-Raddrehzahlsensors ist wieder erkennbar, dass dieser aufgrund der niedrigen Auflösung diese Schwingungen nicht erfassen kann.

6 Emulierter Inkrementalgeber

Die Antriebsmaschinen heutiger Elektrofahrzeuge besitzen in der Regel Inkrementalgeber. Im Rahmen der weiteren Untersuchungen wird davon ausgegangen, dass die Antriebsmaschine des simulierten Fahrzeugs einen Inkrementalgeber mit 210 Inkrementen pro Umdrehung besitzt [20]. Mit der angenommenen Getriebeübersetzung von 7,03 ergeben sich somit ca. 1480 Inkremente pro Umdrehung an der Getriebeausgangswelle. Der Abstand zwischen den ein-

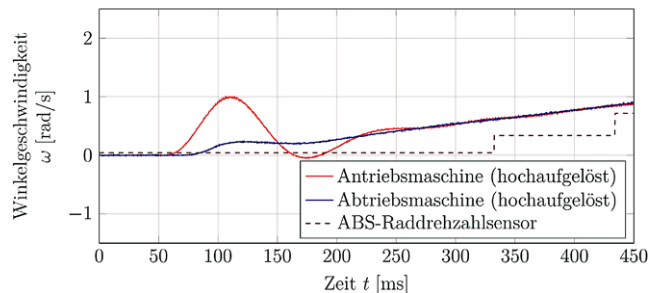


Abb. 12 Winkelgeschwindigkeitsverläufe infolge des Sollwertsprungs im Fahrerwunschsmoment mit aktivem Führungsformer und aktiver Anti-Ruckel-Regelung

zelen Inkrementen beträgt ca. $0,24^\circ$. Dies bedeutet gegenüber dem hochauflösenden, fein interpolierten Sinus-Cosinus-Gebersignal der Prüfstands-Antriebsmaschine eine Reduzierung der Auflösung von mehr als Faktor 100.

Für eine möglichst fahrzeugnahe Untersuchung wird ein entsprechender Inkrementalgeber mittels eines geeigneten Algorithmus emuliert. Dabei wird davon ausgegangen, dass der Abstand zwischen zwei Inkrementen immer gleich groß ist. Ungenauigkeiten eines realen Inkrementalgebers, beispielsweise in Folge von Fertigungstoleranzen, werden vernachlässigt.

6.1 Algorithmus für die Emulation eines Inkrementalgebers

Der Algorithmus basiert im Wesentlichen auf der mit Hilfe des hochauflösenden Rotorlagegebers ermittelten Winkelgeschwindigkeit der Prüfstands-Antriebsmaschine $\omega_{\text{AnM,H}}$. Diese dient dabei als einzige Eingangsgröße für den Algorithmus. Weiterhin erfolgt eine Berücksichtigung der Taskzeit der Prüfstands-Steuerung.

Zur Bestimmung der von einem Inkrementalgeber erfassten Winkelgeschwindigkeit ω_{Ink} werden die Anzahl der überschrittenen Inkrementalflanken n_{Ink} , der Abstand zwischen zwei benachbarten Inkrementen $\Delta\phi_{\text{Ink}}$ sowie die Zeitdifferenz zwischen dem Überschreiten der ersten bis zur letzten Inkrementalflanke Δt_{Ink} benötigt [17, 22]. Die Winkelgeschwindigkeit ω_{Ink} kann allgemein durch die Gleichung

$$\omega_{\text{Ink}} = \frac{n_{\text{Ink}} \cdot \Delta\phi_{\text{Ink}}}{\Delta t_{\text{Ink}}} \quad (15)$$

berechnet werden. Bei kleinen Winkelgeschwindigkeiten erfolgt hierbei oftmals die Betrachtung von zwei benachbarten Inkrementalflanken. Bei großen Winkelgeschwindigkeiten wird dagegen in der Regel die Anzahl an überschrittenen Inkrementalflanken in einem festen Zeitintervall genutzt [17, 22].

Für die Emulation eines Inkrementalgebers muss dementsprechend in jedem Takt der Prüfstands-Steuerung detektiert werden, ob mindestens eine Inkrementalflanke überschritten wird und zu welchem Zeitpunkt dies erfolgt. Hierzu wird zunächst mittels Eulerintegration aus der Winkelgeschwindigkeit der hochauflösenden Prüfstands-Antriebsmaschine $\omega_{\text{AnM,H}}$ die aktuelle Differenz $\Delta\phi$ zum Rotorlagewinkel der letzten erkannten Inkrementalflanke berechnet. Anschließend wird überprüft, ob dieser Differenzwinkel größer als der Winkel zwischen zwei benachbarten Inkrementen $\Delta\phi_{\text{Ink}}$ ist. Hierfür bietet sich beispielsweise eine ganzzahlige Division mit Rest an

$$n_{\text{Ink}} + \Delta\phi_{\text{Rest}} = \frac{\Delta\phi}{\Delta\phi_{\text{Ink}}} \quad n_{\text{Ink}} \in \mathbb{Z}. \quad (16)$$

Ist der Betrag des Werts n_{Ink} größer gleich eins, so ist eine neue Inkrementalflanke erkannt. Dadurch ist es ebenfalls möglich, das Überschreiten mehrerer Inkrementalflanken innerhalb eines $250\mu\text{s}$ -Taktes der Prüfstands-Steuerung zu erkennen. Dies tritt bei größeren Winkelgeschwindigkeiten auf. Ebenso ist über das Vorzeichen von n_{Ink} eine Drehrichtungserkennung möglich. Der mittels Gl. 16 bestimmte Restterm $\Delta\phi_{\text{Rest}}$ entspricht dem neuen Differenzwinkel $\Delta\phi$ zu der zuletzt überschrittenen Inkrementalflanke.

Nach Gl. 16 wird ebenfalls die Zeitdifferenz Δt_{Ink} zwischen dem Überschreiten der zuletzt erkannten Inkrementalflanke zur aktuell erkannten Inkrementalflanke benötigt. Hierfür wird in jedem Steuerungstakt die aktuelle Zeitdifferenz Δt entsprechend der Taskzeit der Prüfstands-Steuerung um $250\mu\text{s}$ erhöht. Wird eine neue Inkrementalflanke erkannt, ist für eine möglichst exakte Ermittlung der Winkelgeschwindigkeit noch eine Korrektur der aktuellen Zeitdifferenz Δt erforderlich. Hierfür muss, aufgrund der festen Taskzeit der Prüfstands-Steuerung, möglichst die exakte Zeitdifferenz Δt_{Korr} zum Überschreiten der aktuell erkannten Inkrementalflanke berechnet werden. Diese Korrekturzeit Δt_{Korr} ergibt sich aus dem Verhältnis des Restterms der Rotorlage $\Delta\phi_{\text{Rest}}$ zur aktuellen Winkelgeschwindigkeit der Prüfstands-Antriebsmaschine $\omega_{\text{AnM,H}}$ zu

$$\Delta t_{\text{Korr}} = \frac{\Delta\phi_{\text{Rest}}}{\omega_{\text{AnM,H}}} \quad (17)$$

Aus numerischen Gründen wird hierbei eine Division durch eine betragsmäßig kleine Winkelgeschwindigkeit der Prüfstands-Antriebsmaschine $\omega_{\text{AnM,H}}$ beziehungsweise durch Null abgefangen.

Die für Gl. 16 benötigte Zeitdifferenz Δt_{Ink} ergibt sich dann aus

$$\Delta t_{\text{Ink}} = \Delta t - \Delta t_{\text{Korr}} \quad (18)$$

Analog dem Vorgehen beim aktuellen Differenzwinkel $\Delta\phi$ wird nach dem Erkennen einer neuen Inkrementalflanke die aktuelle Zeitdifferenz Δt gleich der Korrekturzeit Δt_{Korr} gesetzt.

Mit Hilfe der Gl. 16 ergibt sich die Winkelgeschwindigkeit des emulierten Inkrementalgebers zu

$$\omega_{\text{AnM,Emu}} = \frac{n_{\text{Ink}} \cdot \Delta\phi_{\text{Ink}}}{\Delta t_{\text{Ink}}} \quad (19)$$

6.2 Messung mit emuliertem Inkrementalgeber und aktiver Anti-Ruckel-Regelung

Mit dem emulierten Inkrementalgeber wird ein weiterer simulierter Anfahrvorgang betrachtet. Die Anti-Ruckel-Regelung ist ebenfalls aktiv. Als Quelle für die Winkelgeschwindigkeit der Antriebsmaschine ω_{AnM} in Gl. 14 dient

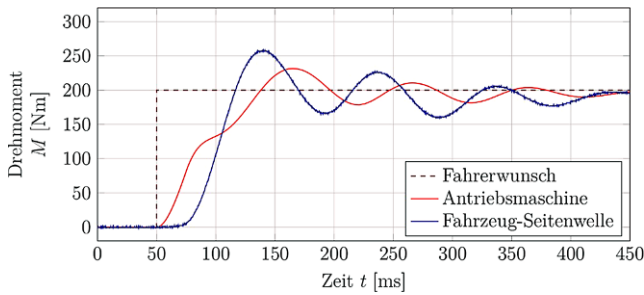


Abb. 13 Drehmomentverläufe infolge des Sollwertsprungs im Fahrerwunschkmoment mit aktivem Führungsformer, aktiver Anti-Ruckel-Regelung und emuliertem Inkrementalgeber der Antriebsmaschine

in diesem Abschnitt die Winkelgeschwindigkeit des emulierten Inkrementalgebers $\omega_{AnM,Emu}$.

Abb. 13 zeigt den Verlauf des gemessenen Drehmoments der Fahrzeug-Seitenwelle M_{SW} nach einem Sprung im Fahrerwunschkmoment M_{FW} . Die erste Schwingungsamplitude des Drehmoments der Fahrzeug-Seitenwelle überschreitet den Zielwert von 200Nm um ca. 61 Nm. Dies entspricht im Vergleich zur Abb. 11 einer Erhöhung von ca. 13% für die Amplitude. Zudem zeigt sich eine Verschlechterung des Verlaufs mit einer über drei Perioden anhaltenden Schwingung. Die Beruhigungszeit des Systems $T_{10\%}$ beträgt ca. 350ms nach dem Sollwertsprung. Ebenfalls ist ersichtlich, dass das Drehmoment der Antriebsmaschine M_{AnM} dem Schwingungsverhalten des Drehmoments der Fahrzeug-Seitenwelle entgegenwirkt. Die Anti-Ruckel-Regelung bewirkt erneut eine Reduzierung der Drehmoment-schwingungen der Fahrzeug-Seitenwelle.

In der Abb. 14 ist der Winkelgeschwindigkeitsverlauf des emulierten Inkrementalgebers $\omega_{AnM,Emu}$ im Vergleich zum hochauflösenden Rotorlagegeber der Prüfstands-Antriebsmaschine $\omega_{AnM,H}$ zu sehen. Die Auflösung des emulierten Inkrementalgebers ist, wie beschrieben, mit 1480 Inkrementen pro Umdrehung gewählt. Erkennbar sind das stufenförmige Winkelgeschwindigkeitssignal sowie ein Phasenversatz des emulierten Gebersignals bei geringen Win-

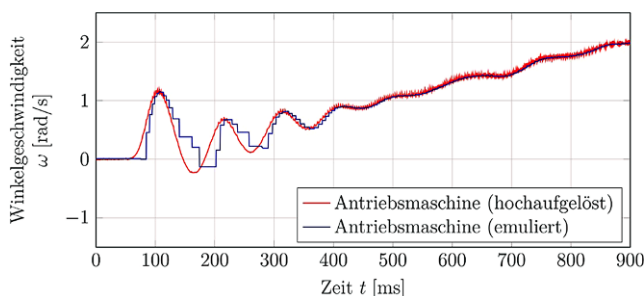


Abb. 14 Vergleich der hochauflösten und der emulierten Winkelgeschwindigkeitsverläufe der Antriebsmaschine infolge des Sollwertsprungs im Fahrerwunschkmoment mit aktivem Führungsformer und aktiver Anti-Ruckel-Regelung

kelgeschwindigkeiten. Die Ursache für den Phasenversatz liegt in der Notwendigkeit, einen bestimmten Drehwinkel überschreiten zu müssen, bevor eine neue Winkelgeschwindigkeit berechnet werden kann. Besonders bei kleinen Drehgeschwindigkeiten, z. B. bei Richtungsänderungen der Schwingung, sorgt die niedrige Auflösung des emulierten Inkrementalgebers für ein verspätetes Signal. Somit bekommt die Anti-Ruckel-Regelung ungenaue Eingangswerte und die Ausgangswerte beeinflussen einen Schwingungszustand, der zum aktuellen Zeitpunkt nicht mehr vorliegt. Steigt die Winkelgeschwindigkeit, so wird der Einfluss der Verzugszeiten des emulierten Inkrementalgebers geringer und die Anti-Ruckel-Regelung kann präziser den Schwingungen entgegenwirken.

7 Beobachter für die Winkelgeschwindigkeit

Die Messwerte des vorherigen Kapitels mit emuliertem Inkrementalgeber zeigen, dass für eine effektive aktive Dämpfung der Ruckel-Eigenschwingungen eine Verbesserung des Winkelgeschwindigkeitssignals notwendig ist. Hierfür bietet sich entsprechend den Ausführungen in [1, 8, 19, 24] ein Beobachter an. Dieser rekonstruiert aus bekannten Eingangs- und Ausgangsgrößen des beobachteten Antriebsstrangs das Winkelgeschwindigkeitsverhalten der Antriebsmaschine.

7.1 Beobachteralgorithmus

Für den Aufbau des Beobachters erfolgt eine Reduzierung des betrachteten Systems. Die Systemgrenze umfasst lediglich die Antriebseinheit sowie die Fahrzeug-Seitenwelle. Somit entfällt die Notwendigkeit der Berücksichtigung der Fahrzeugmasse sowie deren Einfluss bei Änderungen. Um fahrzeugnahe Bedingungen zu schaffen, werden dem Beobachter das niedrig aufgelöste Signal des emulierten Inkrementalgebers $\omega_{AnM,Emu}$ als Winkelgeschwindigkeit der Antriebsmaschine sowie die mit Hilfe des realen ABS-Raddrehzahlsensors bestimmte Winkelgeschwindigkeit der Fahrzeug-Radnabe ω_{RN} zugeführt. Einen weiteren Beobachtereingang bildet das Solldrehmoment der Antriebsmaschine $M_{AnM,soll}$. Als Ausgang des Beobachters wird die beobachtete Winkelgeschwindigkeit der Antriebsmaschine $\omega_{AnM,Beo}$ definiert. Der Algorithmus des Beobachters ist in Abb. 15 dargestellt.

Bei dynamischen Abläufen müssen die Winkelbeschleunigung und das Massenträgheitsmoment der gesamten Antriebseinheit J_{AnE} berücksichtigt werden. Hierfür wird der Drallsatz

$$\sum M = J_{AnE} \cdot \dot{\omega}_{AnM,Beo} \tag{20}$$

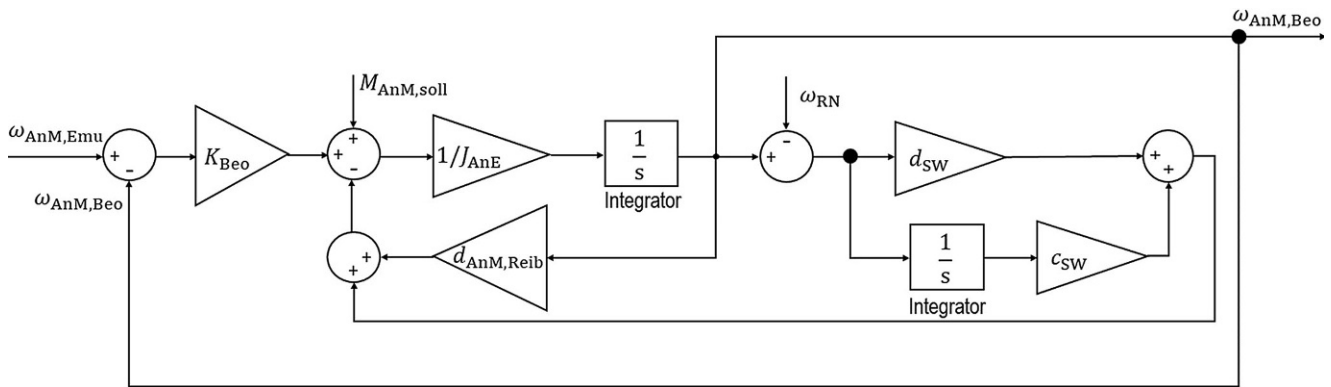


Abb. 15 Algorithmus des Beobachters für die Winkelgeschwindigkeit der Antriebsmaschine

verwendet. Als antreibendes Drehmoment geht das Soll-drehmoment der Antriebsmaschine $M_{AnM,Soll}$ in die Berechnung ein. Hierbei sind gegebenenfalls die Anregeldynamik sowie eine Drehmomentbegrenzung der Antriebsmaschine zu berücksichtigen.

Für die Antriebsmaschine ergibt sich durch die Lagerreibung ein geschwindigkeitsproportionales Widerstandsmoment $M_{AnM,Reib}$ mit einer Dämpfung $d_{AnM,Reib}$ zu

$$M_{AnM,Reib} = d_{AnM,Reib} \cdot \omega_{AnM,Beo}. \quad (21)$$

Die Fahrzeug-Seitenwelle wird als eine Torsionsfeder mit geringer Dämpfung aufgefasst. Dementsprechend stellt sich infolge der Steifigkeit der Fahrzeug-Seitenwelle c_{SW} bei einer Drehwinkeldifferenz zwischen der Eingangs- und Ausgangsseite ein Rückstellmoment der Fahrzeug-Seitenwelle $M_{SW,c}$ mit

$$M_{SW,c} = c_{SW} \cdot \int_{t_0}^t (\omega_{AnM,Beo} - \omega_{RN}) \cdot d\tau \quad (22)$$

ein. Für eine erste Näherung wird die Steifigkeit der Fahrzeug-Seitenwelle c_{SW} als konstant angenommen. Weiterhin führt eine Winkelgeschwindigkeitsdifferenz mit der Dämpfung der Fahrzeug-Seitenwelle d_{SW} zu einem geschwindigkeitsproportionalen Dämpfungsmoment der Fahrzeug-Seitenwelle $M_{SW,d}$ der Form

$$M_{SW,d} = d_{SW} \cdot (\omega_{AnM,Beo} - \omega_{RN}). \quad (23)$$

Abschließend ist noch die Beobachterrückführung zu bestimmen. Diese wird ebenfalls als geschwindigkeitsproportional angenommen und ergibt sich zu

$$M_{Beo} = K_{Beo} \cdot (\omega_{AnM,Emu} - \omega_{AnM,Beo}). \quad (24)$$

Durch Einsetzen der Gln. 21 bis 24 in den Drallsatz nach Gl. 20 und anschließendes Umstellen lässt sich die Differentialgleichung des Beobachters zu

$$\begin{aligned} \dot{\omega}_{AnM,Beo} = & \frac{1}{J_{AnE}} \cdot [M_{AnM,Soll} - d_{AnM,Reib} \cdot \omega_{AnM,Beo} \\ & - c_{SW} \cdot \int_{t_0}^t (\omega_{AnM,Beo} - \omega_{RN}) \cdot d\tau \\ & - d_{SW} \cdot (\omega_{AnM,Beo} - \omega_{RN}) \\ & + K_{Beo} \cdot (\omega_{AnM,Emu} - \omega_{AnM,Beo})] \end{aligned} \quad (25)$$

bestimmen. Die zu beobachtende Winkelgeschwindigkeit der Antriebsmaschine $\omega_{AnM,Beo}$ lässt sich anschließend durch

$$\omega_{AnM,Beo} = \int_{t_0}^t \dot{\omega}_{AnM,Beo} \cdot d\tau \quad (26)$$

berechnen.

7.2 Messung mit Winkelgeschwindigkeitsbeobachter und aktiver Anti-Ruckel-Regelung

Bei der letzten Messung dient die beobachtete Winkelgeschwindigkeit der Antriebsmaschine $\omega_{AnM,Beo}$ als Quelle für die Winkelgeschwindigkeit der Antriebsmaschine ω_{AnM} in Gl. 14. Die restlichen Ausgangsbedingungen entsprechen denen der vorherigen Messungen.

Die Abb. 16 zeigt erneut das Soll-drehmoment der Antriebsmaschine $M_{AnM,Soll}$ sowie das Drehmoment der Fahrzeug-Seitenwelle M_{SW} . Die erste Schwingungsamplitude des Drehmoments an der Fahrzeug-Seitenwelle M_{SW} liegt ca. 50Nm über dem Zielwert von 200Nm. Ab der zweiten Schwingungsamplitude befindet es sich unterhalb einer Grenze von 10% des Sollwertsprungs und ist nach drei Schwingungen auf ca. ± 5 Nm abgeschwächt. Dies stellt gegenüber der Messung mit emuliertem Inkrementalgeber eine Verbesserung dar (vgl. Abb. 13) und entspricht nähe-

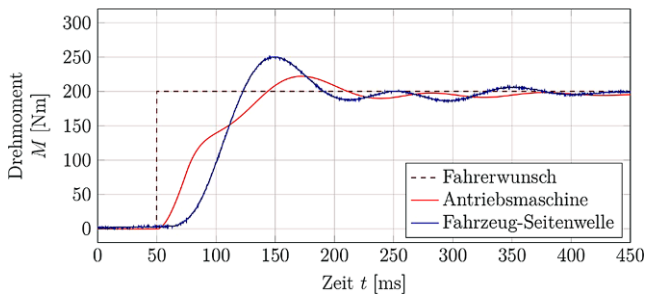


Abb. 16 Drehmomentverläufe infolge des Sollwertsprungs im Fahrerwunschkraftmoment mit aktivem Führungsformer, aktiver Anti-Ruckel-Regelung und emuliertem Inkrementalgeber sowie Beobachter

rungsweise dem Ergebnis mit dem hochauflösenden Rotorlagegeber der Prüfstands-Antriebsmaschine (vgl. Abb. 11).

Zusätzlich zur Betrachtung des Soll Drehmoments der Antriebsmaschine $M_{AnM,Soll}$ und des Drehmoments der Fahrzeug-Seitenwelle M_{SW} ist ein Vergleich der hochauflösten, der emulierten und der beobachteten Winkelgeschwindigkeiten sinnvoll (siehe Abb. 17).

Der zeitliche Verlauf zeigt, dass die beobachtete Winkelgeschwindigkeit der Antriebsmaschine $\omega_{AnM,Beo}$ dem Winkelgeschwindigkeitssignal aus dem hochauflösenden Rotorlagegeber der Prüfstands-Antriebsmaschine im Bereich der ersten Schwingungsamplitude besser folgt. Vor allem der Phasenverzug des emulierten Inkrementalgebers bei kleinen Winkelgeschwindigkeiten wird durch den Beobachter kompensiert. Somit kann die Anti-Ruckel-Regelung wesentlich besser auf die erste Schwingungsamplitude reagieren.

Im weiteren Verlauf zeigt die beobachtete Winkelgeschwindigkeit der Antriebsmaschine eine gute Abbildung des Schwingungsverhaltens, jedoch bei geringerem Anstieg. Ursache hierfür ist die Kopplung des Beobachters an das schlecht aufgelöste Winkelgeschwindigkeitssignal des ABS-Sensors. Aufgrund der niedrigen Auflösung dieses Sensors – mit lediglich 86 Polen pro Umdrehung –

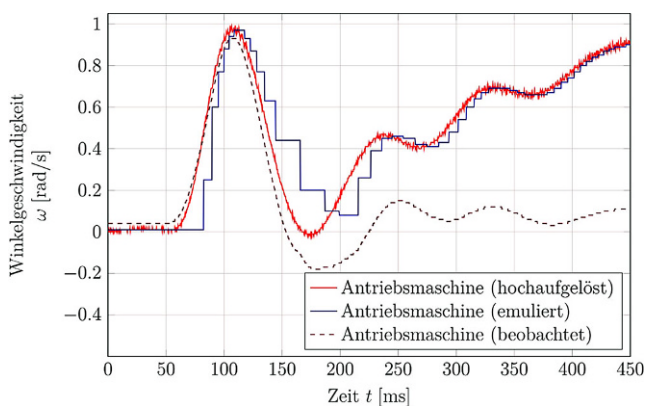


Abb. 17 Vergleich der hochauflösten, der emulierten und der beobachteten Winkelgeschwindigkeitsverläufe der Antriebsmaschine infolge des Sollwertsprungs im Fahrerwunschkraftmoment mit aktivem Führungsformer und aktiver Anti-Ruckel-Regelung

muss eine relativ große Verdrehung des Antriebsstrangs erfolgen, bevor eine Änderung der Winkelgeschwindigkeit bestimmt werden kann (vgl. Abb. 10). Für den vorgestellten Ansatz der Anti-Ruckel-Regelung ist dies jedoch unkritisch. Die hier benutzte Differenz aus der beobachteten Winkelgeschwindigkeit der Antriebsmaschine und der Winkelgeschwindigkeit des ABS-Sensors bildet den Schwingungszustand weiterhin gut ab, auch bei weiteren Sprüngen des Fahrerwunschkraftmoments nach dem Anfahrvorgang.

8 Zusammenfassung und Ausblick

In diesem Beitrag werden Antriebsstrangschwingungen von einzelradangetriebenen Elektrofahrzeugen untersucht und Maßnahmen entwickelt, diese positiv im Spannungsfeld zwischen Fahrkomfort und Beschleunigungsvermögen des Fahrzeugs zu beeinflussen.

Hierzu wird ein Hardware-in-the-Loop-Prüfstand verwendet. Dieser bildet ein einzelradangetriebenes Elektrofahrzeug nach, indem zwei Prüfstands-Elektromotoren durch eine serienmäßige Fahrzeug-Seitenwelle verbunden werden. Hierbei steht die Prüfstands-Antriebsmaschine für eine Fahrzeug-Elektromotoren inklusive Getriebe, die Prüfstands-Antriebsmaschine bildet im Wesentlichen die Fahrwiderstände und den Reifen-Fahrbahn-Kontakt eines simulierten Fahrzeugs nach. Die Ruckel-Eigenfrequenz von 8,3 Hz des mechanischen Prüfstandsbaus in Verbindung mit dem HiL-Modell entspricht derer gängiger Elektrofahrzeuge [16]. Zudem verfügt der Prüfstand über eine hohe Dynamik, hochauflösende Rotorlagegeber, ABS-Raddrehzahl- und Drehmomentsensorik sowie eine frei programmierbare Prüfstands-Steuerung. Dieser Aufbau stellt die Grundlage für die hier vorgenommenen Untersuchungen dar.

Als Referenzmessung wird die unbeeinflusste Sprungantwort des Prüfstands-Antriebsstrangs nach einer Sprungvorgabe des Fahrerwunschkraftmoments mit nachgeschaltetem Fahrbarkeitsfilter aufgezeichnet. Das hier beobachtete Anfahruckeln tritt unter Umständen ebenso bei Serienfahrzeugen auf. Zur aktiven Schwingungsdämpfung wird eine Anti-Ruckel-Regelung implementiert, so dass eine wesentliche Reduzierung der Schwingungsamplituden gewährleistet wird.

Um realistischere Prüfbedingungen zu schaffen, ist es erforderlich, den Einfluss der typischerweise geringeren Rotorlagegeberauflösung von Serienfahrzeugen zu berücksichtigen. Hierzu wird eine Inkrementalgeberemulation durchgeführt, mit deren Hilfe eine künstliche Verschlechterung der Prüfstands-Sensorik erzielt wird. Die Untersuchungen zeigen die erwartete, vergleichsweise geringere

Leistungsfähigkeit bei der aktiven Dämpfung von Anfahr-ruckelschwingungen.

In Serienfahrzeugen wird aus Kostengründen weitestgehend darauf verzichtet, höherauflösende Sensorik zu installieren. Ziel ist es, mit Hilfe von softwareseitigen Lösungen das vollständige Potenzial der Sensorhardware auszuschöpfen. Auf Grundlage dieser Vorgehensweise wird mit Hilfe eines Beobachteransatzes die softwareseitige Verbesserung von Anfahr-ruckelschwingungen angestrebt. Hierzu wird ein Beobachter für die Winkelgeschwindigkeit der Antriebsmaschine entwickelt, um in bestimmten Betriebszuständen eine genauere Erfassung dieser Größe zu ermöglichen. Besonders beim Anfahren aus dem Stillstand, bei dem Ruckelschwingungen sehr präsent sind, erweist sich der Beobachter als hilfreich und erzielt ein Ergebnis, welches unter den getroffenen Randbedingungen nahezu dem Resultat unter Nutzung eines hochauflösenden Prüfstands-Rotorlagegebers entspricht.

Zukünftig sind Untersuchungen des Einflusses verschiedener Auflösungen fahrzeugseitiger Geber auf die vorgestellten Algorithmen geplant. Mit dem vorhandenen Bremsaktuator werden anschließend Untersuchungen von Betriebszuständen mit Bremseneingriff hinsichtlich der Antriebsstrangschwingungen, deren Detektion und aktiver Dämpfung vorgenommen.

Funding Open Access funding provided by Projekt DEAL.

Open Access Dieser Artikel wird unter der Creative Commons Namensnennung 4.0 International Lizenz veröffentlicht, welche die Nutzung, Vervielfältigung, Bearbeitung, Verbreitung und Wiedergabe in jeglichem Medium und Format erlaubt, sofern Sie den/die ursprünglichen Autor(en) und die Quelle ordnungsgemäß nennen, einen Link zur Creative Commons Lizenz beifügen und angeben, ob Änderungen vorgenommen wurden.

Die in diesem Artikel enthaltenen Bilder und sonstiges Drittmaterial unterliegen ebenfalls der genannten Creative Commons Lizenz, sofern sich aus der Abbildungslegende nichts anderes ergibt. Sofern das betreffende Material nicht unter der genannten Creative Commons Lizenz steht und die betreffende Handlung nicht nach gesetzlichen Vorschriften erlaubt ist, ist für die oben aufgeführten Weiterverwendungen des Materials die Einwilligung des jeweiligen Rechteinhabers einzuholen.

Weitere Details zur Lizenz entnehmen Sie bitte der Lizenzinformation auf <http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/deed.de>.

Literatur

- Amann N, Bocker J, Prenner F (2004) Active damping of drive train oscillations for an electrically driven vehicle. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics* 9(4). <https://doi.org/10.1109/TEMECH.2004.839036>
- Breuer B, Bill K (2012) *Bremsenhandbuch – Grundlagen, Komponenten, Systeme, Fahrdynamik*. Springer Vieweg, Wiesbaden
- Beckhoff Automation GmbH (April 2012) TwinCAT 3 | eXtended Automation (XA)
- Beckhoff Automation GmbH (August 2016) EtherCAT System-Dokumentation
- Braess H, Seiffert U (2013) *Handbuch Kraftfahrzeugtechnik*. Springer Vieweg, Verlag, Berlin
- Burckhardt M (1993) *Fahrwerktechnik: Radschlupf-Regelssysteme*. Vogel Verlag, Würzburg
- Götting G (2004) *Dynamische Antriebsregelung von Elektrostraßenfahrzeugen unter Berücksichtigung eines schwingungsfähigen Antriebsstrangs*. Dissertation, Shaker Verlag GmbH, Düren
- Gotting G, De Doncker RW (2004) Active drive control of electric vehicles using a modal state observer. 2004 IEEE 35th Annual Power Electronics Specialists Conference (IEEE Cat. No.04CH37551). Aachen, Germany
- Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH (November 2014) Montageanleitung T40B. Version: A3452–10.0
- Heißing B, Ersoy M, Gies S (2013) *Fahrwerkhandbuch*. Springer Vieweg, Wiesbaden
- Isermann R (2006) *Fahrdynamik Regelung: Modellbildung, Fahrerassistenzsysteme*, Mechatronik. Vieweg & Sohn Verlag, Wiesbaden
- Orus J, Theunissen J, Meneses R, Rodriguez-Fortun JM (2014) Active vibration control for torsional oscillations in powertrains for fully electric vehicles. F2014-Special Session ‘Vehicle Dynamics Control for Fully Electric Vehicles—Outcomes of the European Project E-VECTOORC. Flanders’ Drive Belgium. <https://pdfs.semanticscholar.org/989c/2c1f8ad56483735b1e8c5f1a8b495da731e8.pdf>
- Koch A, Jakstas G, Falkenstein J (2017) *Elektrohydraulischer Bremsaktuator zur Nachbildung von Fahrzeug-Bremssystemen*. antriebstechnik. Ver Fachverlage GmbH 2017(11):136–143
- Koch A (2018) *Entwicklung eines Hardware-In-The-Loop-Prüfstandes zur Untersuchung der Drehschwingungen und Bremssystemkoordination bei Einzelradantrieben von Elektrofahrzeugen*. Verlag Dr. Hut, München
- Menne M (2001) *Drehschwingungen im Antriebsstrang von Elektrostraßenfahrzeugen – Analyse und aktive Dämpfung*. Aachener Beiträge des ISEA, Bd. 24., Wissenschaftsverlag Mainz, Mainz
- Mitschke M, Wallentowitz H (2014) *Dynamik von Kraftfahrzeugen*. Springer, Wiesbaden
- Petrella R, Tursini M, Peretti L, Zigliotto M (2007) Speed measurement algorithms for low-resolution incremental encoder equipped drives: a comparative analysis. *Electrical Machines and Power Electronics, 2007. ACEMP '07*. International. Aegean Konf. <https://doi.org/10.1109/ACEMP.2007.4510607>
- Reif K (2012) *Automobilelektronik*. Vieweg + Teubner Verlag, Wiesbaden
- Rodriguez JM, Meneses R, Orús J (2013) Active vibration control for electric vehicle compliant drivetrains. *IECON 2013 - 39th Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society*, Vienna. <https://doi.org/10.1109/IECON.2013.6699539>
- Rosenberger M (2014) *Regelung radnaher elektrischer Einzelradantriebe während der ABS-Bremmung*. Dissertation, Cuvillier Verlag, Göttingen
- Schramm D, Hiller M, Bardini R (2013) *Modellbildung und Simulation der Dynamik von Kraftfahrzeugen*. Springer Vieweg, Verlag, Berlin
- Texas Instruments Inc. (August 2013) AM335x ARM® Cortex™-A8 Microprocessors MPUs). Technical Reference Manual
- Zegelaar PWA (1998) *The dynamic response of tyres to brake torque variations and road unevennesses*. Dissertation, Delft University of Technology
- Zhao S, Lasson A, Wallmark O, Leksell M (2014) Off-Vehicle Evaluation of Active Oscillation Damping Schemes. *IEEE Journal of Emerging and Selected Topics in Power Electronics* 2(2). <https://doi.org/10.1109/JESTPE.2013.2291962>