

Analyse und aktive Dämpfung von Antriebsstrangschwingungen bei Elektrofahrzeugen während der ABS-Regelung

Analysis and active damping of drivetrain vibrations of electric cars during anti-lock braking

Dipl.-Ing. Martin Rosenberger (Vortragender)
Technische Universität München

Frieder Schindele (Co-Autor)
AUDI AG (freier MA)

Dr.-Ing. Tilo Koch (Co-Autor)
AUDI AG

Prof. Dr.-Ing. Markus Lienkamp (Co-Autor)
Technische Universität München

Zusammenfassung (deutsch)

Elektrische Einzelradantriebe unterscheiden sich hinsichtlich ihres Torsions-schwingungsverhaltens grundlegend von konventionellen verbrennungsmotorischen Antrieben. Auf Basis einer Antriebsstranganalyse werden regelungstechnische Methoden zur aktiven Dämpfung von Antriebsstrangschwingungen während der ABS-Regelung vorgestellt. Der Reglerentwurf berücksichtigt den geschwindigkeits-abhängigen Reifen-Fahrbahn-Kontakt und beinhaltet Methoden zur virtuellen Kompensation der zusätzlichen Trägheitsmomente mittels eines Kalman-Filters zur Beobachtung des Wellenmoments.

Summary (english)

Electric drivetrains with single-wheel drive differ considerably from conventional drivetrains in their properties regarding torsional drivetrain vibrations. Based on a drivetrain analysis, control methods for an active damping of torsional drivetrain vibrations during anti-lock braking are developed. The controller design considers the velocity-dependent tire-road-contact and comprises methods for virtually compensating the additional moments of inertia, using a Kalman-Filter based shaft-torque observer.

1 Einführung

Die Verwendung von elektrischen Maschinen als Antriebsaggregate von Kraftfahrzeugen führt bei der Entwicklung von Antriebssträngen, Antriebsstrang-Regelsystemen und Fahrdynamik-Regelsystemen zu neuen Herausforderungen. Je größer die installierte elektrische Antriebsleistung ist und je stärker sich der

elektrische Antriebsstrang von konventionellen verbrennungsmotorischen Antriebssträngen unterscheidet, desto mehr ist mit dem Auftreten von aus konventionellen Fahrzeugen unbekanntem Phänomenen zu rechnen.

Gleichzeitig bieten elektrische Antriebsstränge aber auch neue Potentiale hinsichtlich der Regelbarkeit. Durch eine konsequente Ausschöpfung dieser Potentiale können die entstehenden Herausforderungen nicht nur bewältigt, sondern sogar überkompensiert werden, so dass der elektrische Antriebsstrang dem konventionellen Antriebsstrang hinsichtlich seiner Eigenschaften schließlich überlegen ist.

Der Fokus der hier vorgestellten Untersuchungen liegt auf der aktiven Dämpfung von Antriebsstrangschwingungen durch die E-Maschinen während der ABS-Regelung. Die vorgestellte Methodik ist allerdings auch für andere Betriebszustände des Fahrzeugs gültig und kann ebenso zur Minderung des klassischen Anfahrruckelns (s.a. [1]) wie auch zur Dämpfung von Antriebsstrangschwingungen während der Antriebsschlupfregelung (ASR) eingesetzt werden.

Ein besonderer Schwerpunkt der Untersuchungen liegt dabei auf der Fragestellung, in welcher Form die Antriebsstrangschwingungen durch den Reifen beeinflusst werden und wie dieser Einfluss beim Reglerentwurf berücksichtigt werden kann.

2 Betrachtetes Fahrzeugkonzept

Sowohl die simulativen Untersuchungen, als auch die Fahrversuche wurden mit dem in Abb. 1 dargestellten Fahrzeugkonzept auf Basis eines Audi A8 durchgeführt. Das Fahrzeug verfügt über einen konventionellen verbrennungsmotorischen Antrieb an der Vorderachse und einen davon entkoppelten elektrischen Einzelradantrieb mit Seitenwellen an der Hinterachse.

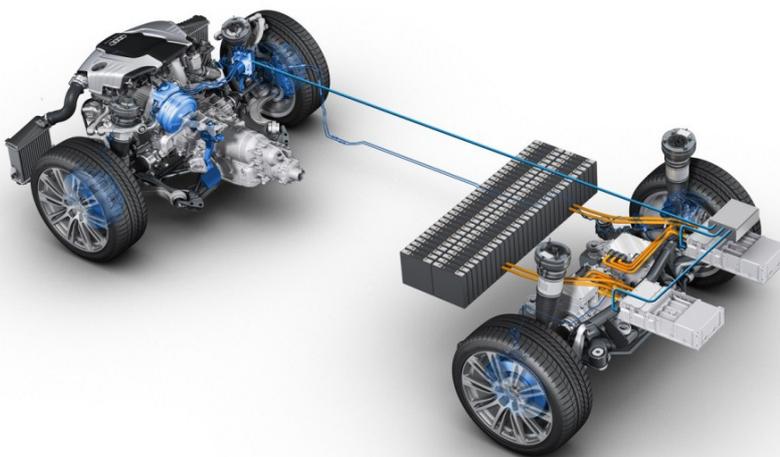


Abb. 1: Fahrzeugkonzept

Im Folgenden wird ausschließlich der elektrische Antrieb an der Hinterachse betrachtet. Das Bremssystem (blau hervorgehoben) ist gegenüber dem Basisfahrzeug bis auf eine zusätzliche LVDS-Schnittstelle (siehe Abb. 2) unverändert.

Der elektrische Antriebsstrang mit den beteiligten Steuergeräten und den vorhandenen Sensoren ist in Abb. 2 schematisch für eine Fahrzeugseite dargestellt. Die Informationen der standardmäßig installierten Drehzahlsensoren am Rad und am Abtrieb der E-Maschine werden über PWM-Signale an das ESP-Steuergerät bzw. an die Leistungselektronik (LE) übertragen. Die in den folgenden Abschnitten vorgestellten Algorithmen werden auf einer dSpace MicroAutoBox (MABX) ausgeführt. Die MABX erhält die Drehzahlinformationen über das vom ESP weitergeleitete PWM-Signal bzw. über eine CAN-Verbindung zur LE. Über eine speziell angepasste LVDS-Schnittstelle können weitere Informationen zwischen ESP und MABX ausgetauscht werden. Die CAN-Schnittstelle zur LE ermöglicht ebenfalls den Austausch weiterer Informationen, unter anderem die Anforderung eines Soll-Moments durch die MABX.

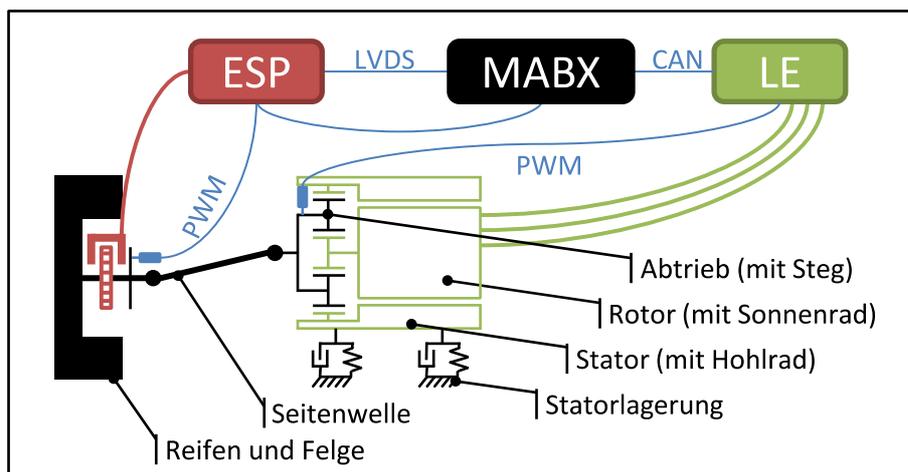


Abb. 2: Elektrischer Antriebsstrang und Steuergerätearchitektur

Der elektrische Einzelradantrieb besteht aus zwei Asynchronmaschinen mit einer Leistung von je 115kW. Die Leistungselektronik besteht aus einem Wechselrichter mit Spannungseinprägung, der mittels einer feldorientierten Regelung angesteuert wird. Die wirksame Übersetzung der Getriebestufe von Sonne auf Steg beträgt 7,0.

3 Problemstellung und Zielsetzung

Hinsichtlich niederfrequenter Torsionsschwingungen sind die charakteristischen Eigenschaften des Antriebsstrangs im Wesentlichen durch drei Elemente festgelegt: Die elastische Seitenwelle, das Rotationsträgheitsmoment auf der Radseite und das auf die Raddrehzahl reduzierte Rotationsträgheitsmoment auf der Antriebsseite [1]. Während Seitenwelle und Rad keine grundsätzlichen Unterschiede zu einem verbrennungsmotorischen Antriebsstrang aufweisen, zeigt ein Vergleich des Rotationsträgheitsmoments des elektrischen Antriebs mit dem Rotations-

trägheitsmoment des verbrennungsmotorischen Antriebs an der Vorderachse signifikante Unterschiede.

Bezogen auf die Raddrehzahl liegt das Trägheitsmoment des verbrennungsmotorischen Antriebs lediglich im 1. und 2. Gang über dem Trägheitsmoment des elektrischen Antriebs. In allen anderen Gängen liegt das Trägheitsmoment des elektrischen Antriebs um das bis zu fünffache über dem Trägheitsmoment des verbrennungsmotorischen Antriebs. Die Ursache des hohen Trägheitsmoments des elektrischen Antriebs liegt in der festen und vergleichsweise hohen Getriebeübersetzung. Diese ist nötig, um die E-Maschine bei hohen Drehzahlen betreiben und dadurch leicht und klein halten zu können. Die im Rahmen dieser Untersuchung beschriebenen Phänomene können damit bei leistungsstarken elektrischen Achsantrieben als systemimmanent bezeichnet werden. Eine mechanische Lösung erscheint nur durch erhebliche Zusatzaufwände wie beispielsweise eine Trennkupplung möglich. Zusätzlich zum höheren Trägheitsmoment dürften auch die fehlende Kopplung zwischen linkem und rechtem Rad und die fehlenden Dämpfungseigenschaften von Verbrennungsmotor und hydrodynamischem Wandler dazu beitragen, dass sich das Schwingungsverhalten des elektrischen Antriebsstrangs von dem des verbrennungsmotorischen Antriebsstrangs unterscheidet.

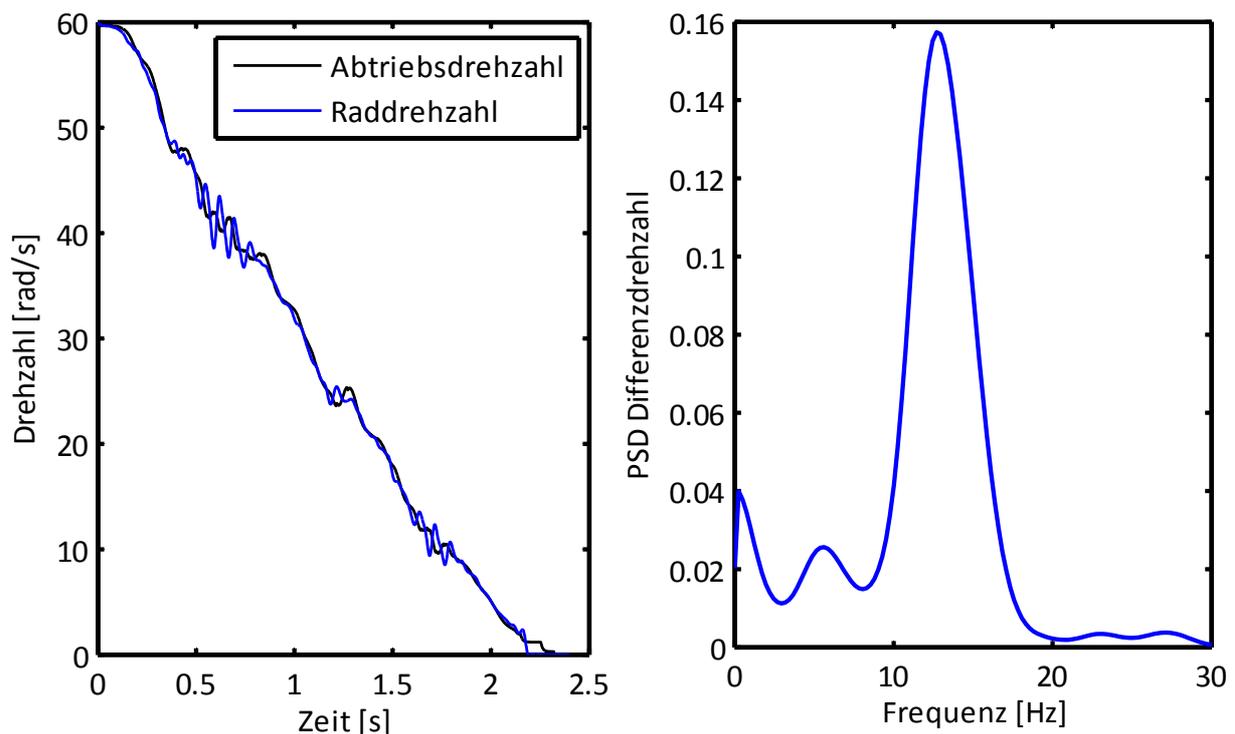


Abb. 3: Drehzahlen an der Hinterachse bei einer ABS-Bremung aus 100km/h

Abb. 3 zeigt die Messergebnisse einer ABS-Bremung mit dem oben beschriebenen Versuchsfahrzeug. Durch Reifenkräfte und Bremsmomente wird der Antriebsstrang zu einer Torsionsschwingung mit ca. 12-13 Hz angeregt. In ungünstigen Fällen kann ein Aufschwingen des Antriebsstrangs zu einer deutlichen Verschlechterung der Regelqualität des ABS und damit zu einer Verlängerung des Bremswegs führen.

Zielsetzung der hier vorgestellten Untersuchungen und entwickelten Methoden ist es, ohne zusätzliche Sensoren und ohne mechanische Zusatzaufwände eine Dämpfung der Antriebsstrangschwingungen während der ABS-Regelung zu erzielen.

Hierzu erfolgt in den folgenden Abschnitten eine Analyse der Systemeigenschaften von Antriebsstrang und Reifen-Fahrbahn-Kontakt und darauf aufbauend die Entwicklung einer Methode zur aktiven Dämpfung der Antriebsstrangschwingungen. Eine Erweiterung der aktiven Schwingungsdämpfung ermöglicht es, das Trägheitsmoment des elektrischen Antriebsstrangs virtuell soweit zu reduzieren, dass das Beschleunigungs- und Verzögerungsverhalten des Rads dem eines freien Rads ohne angekoppelten Antriebsstrang entspricht. Dadurch kann unter anderem das Anlaufverhalten auf Niedrigreißwert signifikant verbessert werden.

4 Modellbildung und Analyse des elektrischen Antriebsstrangs

Die Modellbildung basiert auf einer Systemdiskretisierung nach Laschet [2]. Hierbei wird das System in masselose Verbindungselemente und starre, massebehaftete Körper unterteilt. Im Folgenden wird nur der rotatorische Freiheitsgrad um die Raddrehachse betrachtet. Die Modellierung des Reifens erfolgt nach Zegelaar [3]. Der Reifengürtel erhält dabei einen rotatorischen Freiheitsgrad um die Felge, die Reifenseitenwand wird als Feder-Dämpfer-Element modelliert. Der Reifen-Fahrbahn-Kontakt wird unter Vernachlässigung der Relaxationsfedersteifigkeit als geschwindigkeitsabhängiger Dämpfer zwischen Gürtel und Fahrzeug modelliert. Zur Stabilisierung des Systems wird das Fahrzeug mit einem linearisierten Fahrwiderstand an die Umgebung angebunden. Die Dynamik der E-Maschine wird durch ein PT-1 Glied abgebildet. Sonne, Steg und Hohlrund des Planetengetriebes (PG) werden als starre, kinematisch gekoppelte Körper betrachtet. Die zwei kinematischen Freiheitsgrade des PG sind durch die Statorlagerung und den Wellenabtrieb festgelegt. Abb. 4 zeigt schematisch das linearisierte Modell des elektrischen Antriebsstrangs.

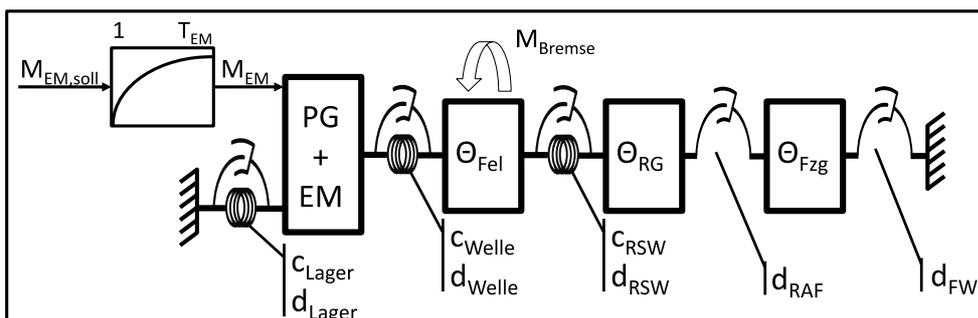


Abb. 4: Linearisiertes Modell des Antriebsstrangs

Abgesehen von dem durch die Dämpfungskonstante d_{RAF} abgebildeten Reifen-Fahrbahn-Kontakt können alle Parameter als konstant angenommen werden. Die Dämpfungskonstante d_{RAF} ist jedoch sowohl von der Radaufstandskraft F_z , als auch von der aktuellen Längsschlupfsteifigkeit κ_x und der rotatorischen Fahrzeuggeschwindigkeit $\omega_{Fzg} = v_{fzg}/r_{dyn}$ abhängig (siehe [3,4]). Abb. 5 zeigt den Verlauf der

Längsschlupfsteifigkeit bei verschiedenen Betriebszuständen beispielhaft für den hier verwendeten Sommerreifen mit den Maßen 235/55 R18. Der dynamische Reifenradius r_{dyn} beträgt 35cm.

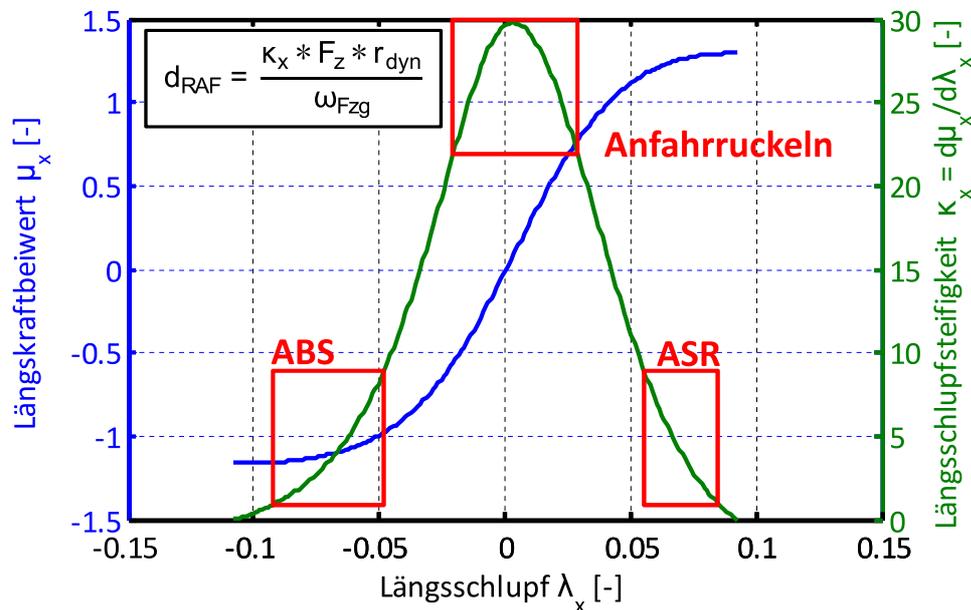


Abb. 5: Längsschlupfsteifigkeit bei verschiedenen Betriebszuständen

Der ABS-Betrieb zeichnet sich gegenüber dem für das Anfahrruckeln relevanten Betriebszustand sowohl durch eine kleinere Längsschlupfsteifigkeit, als auch durch eine auf Grund der dynamischen Achslastverschiebung kleinere Achslast F_z an der Hinterachse aus. Beide Effekte verringern die Dämpfung in der Reifenaufstandsfläche. Für das hier untersuchte Fahrzeug werden folgende mittlere Werte für d_{RAF} angenommen:

- Anfahrruckeln: $d_{\text{RAF}} = 5,2 \cdot 10^4 \text{ Nm}/\omega_{\text{FZg}}$
- ABS: $d_{\text{RAF}} = 7,0 \cdot 10^3 \text{ Nm}/\omega_{\text{FZg}}$

Abbildung 6 zeigt die sich ergebenden Amplitudenverstärkungen des linearisierten Systems bei verschiedenen Geschwindigkeiten. Aus der Analyse der Amplitudenverstärkungen lassen sich mehrere Schlussfolgerungen ableiten:

- Die Schwingung während einer ABS-Regelung findet in einem Frequenzbereich zwischen 10Hz und 14Hz statt. Die Schwingungsanfälligkeit des Systems steigt mit zunehmender Fahrzeuggeschwindigkeit. Die Schwingung kann vor allem durch die Bremse angeregt werden.
- Das Anfahrruckeln findet in einem Frequenzbereich zwischen 7Hz und 7,5Hz statt. Die Schwingungsanfälligkeit des Systems steigt mit abnehmender Fahrzeuggeschwindigkeit. Die Schwingung kann vor allem durch die E-Maschine angeregt werden.

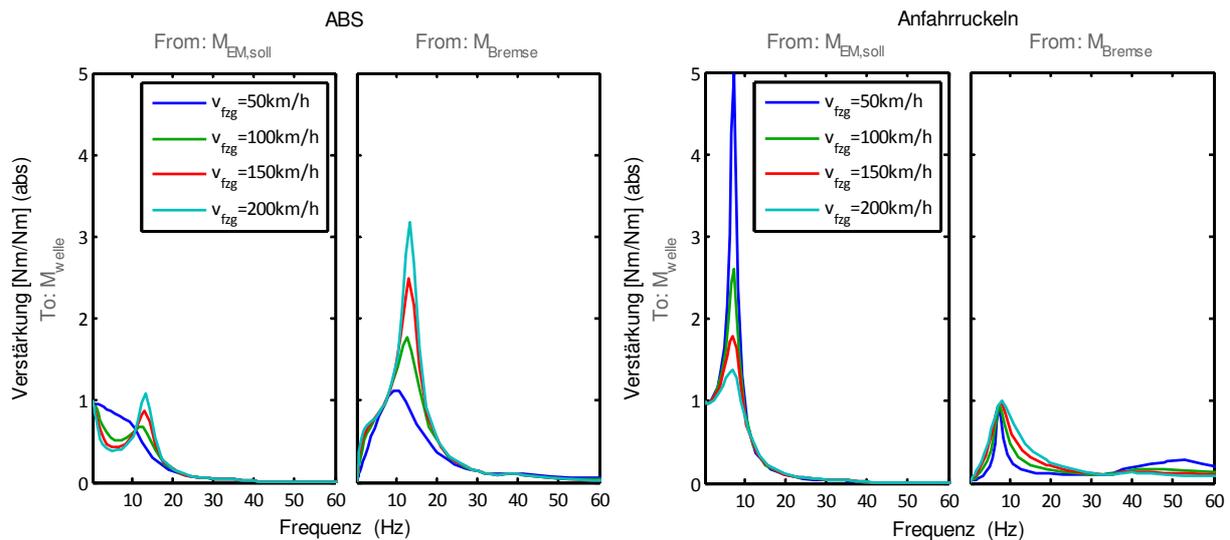


Abb. 6: Amplitudenverstärkungen in Abhängigkeit der Fahrzeuggeschwindigkeit

Beide Betriebszustände streben gegen je einen Grenzfall, der bezüglich der Schwingungsanfälligkeit des Systems den ungünstigsten Fall darstellt:

- Der Grenzfall der Schwingung während der ABS-Regelung ist eine Schlupfsteifigkeit von Null, die einem Reifen ohne Fahrbahnkontakt entspricht. Die zugehörige ungedämpfte Eigenfrequenz berechnet sich unter Vernachlässigung der Gürtelschwingung zu $f_{0,1} = \sqrt{\frac{c_{welle} * (\theta_{EM} + \theta_{Fel+RG})}{(\theta_{EM} * \theta_{Fel+RG})}} \frac{1}{2\pi} = 14,3\text{Hz}$
- Der Grenzfall des Anfahrtrucken ist eine unendlich große Schlupfsteifigkeit, die einem fest eingespannten Reifen entspricht. Die zugehörige ungedämpfte Eigenfrequenz berechnet sich unter Vernachlässigung der Gürtelschwingung und der Fahrzeugbewegung zu $f_{0,2} = \sqrt{\frac{c_{welle}}{\theta_{EM}}} \frac{1}{2\pi} = 7,6\text{Hz}$

Unterhalb von 50km/h dominiert auch im ABS-Betrieb zunehmend die Schwingform des Anfahrtrucken. Dies ist sowohl aus Abb. 6, als auch aus der abnehmenden Polpaardämpfung in Abb. 10 ersichtlich.

Beim Entwurf des Reglers in den folgenden Abschnitten wird ausschließlich der ABS-Fall betrachtet. Die vorgestellte Methodik ist allerdings direkt auf die anderen Betriebszustände übertragbar.

5 Reglerentwurf zur Schwingungsdämpfung

Der Reglerentwurf soll einen effektiven und gleichzeitig einfachen und robusten Ansatz zur Dämpfung der Antriebsstrangschwingungen während der ABS-Regelung darstellen. Da eine vollständige Zustandsrückführung auf Basis des in Abb. 4 dargestellten linearisierten Modells eine komplexe Schätzung der Fahrzeuggeschwindigkeit bzw. der Schlupfgeschwindigkeit zwischen Gürtel und Fahrbahn benötigt, wurde eine unvollständige Zustandsrückführung bevorzugt. Bereits in [4] wurde gezeigt, dass durch eine einfache Rückführung der Differenzdrehzahl zwischen Felge und E-Maschine eine effektive Dämpfung der

Antriebsstrangschwingungen möglich ist. Durch eine zusätzliche Rückführung des Ist-Moments der E-Maschine kann dieser Ansatz noch optimiert werden. Dieser zusätzliche Rückführparameter erlaubt es, den durch das Übertragungsverhalten der E-Maschine verzögerten Drehmomentaufbau teilweise auszugleichen und somit ein besseres Ansprechverhalten der Regelung zu erzielen. Da sich die Totzeit der CAN-Übertragung auf Grund der sehr kleinen Zeitkonstante der E-Maschine negativ auswirkt, wird das Ist-Moment modellbasiert berechnet. Die vollständige Reglerstruktur ist in Abb. 7 dargestellt. Die eigentliche Zustandsrückführung zur Schwingungsdämpfung ist blau dargestellt. Eine Erweiterung des Reglerentwurfs zur Kompensation der Trägheitsmomente, die in Abschnitt 6 beschrieben wird, ist rot dargestellt. Die in Abschnitt 7 vorgestellte Beobachterstruktur ist grün dargestellt.

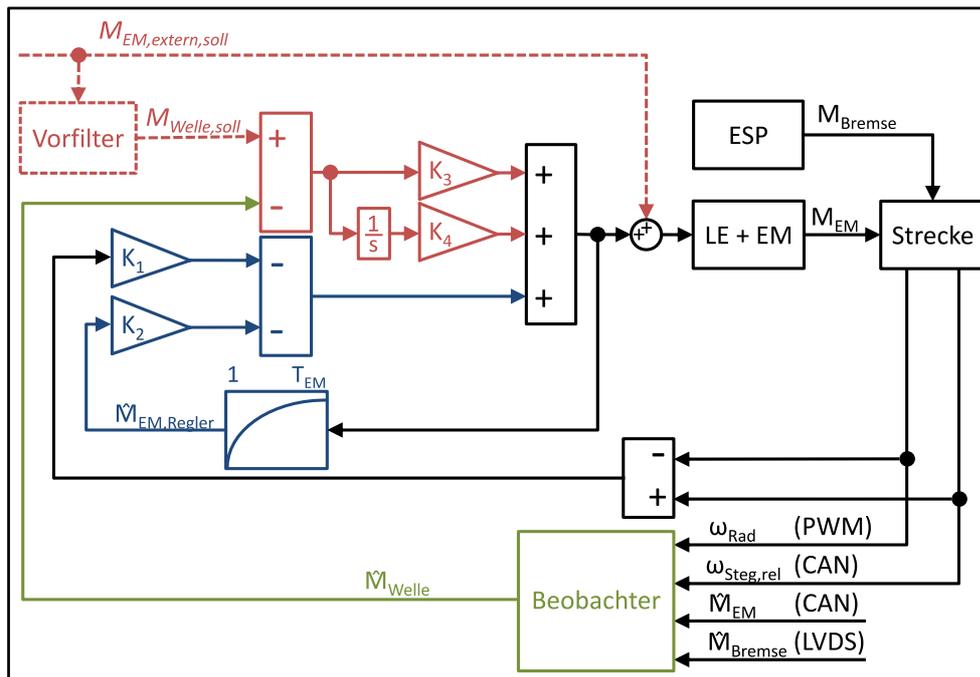


Abb. 7: Reglerstruktur für ein Rad

Der Reglerentwurf basiert auf einer Zustandsraumdarstellung des linearisierten Systems gemäß Abb. 8. Das Zustandsraummodell beinhaltet die kinetischen Gleichungen und die kinematischen Zwangsbedingungen des Planetengetriebes (siehe [5]). In Abb. 8 sind die Kopplungen zwischen Stator und Seitenwelle, die sich durch das Planetengetriebe ergeben, farblich hervorgehoben. Um den in Abb. 7 dargestellten Integralanteil des Wellenmoments in den Reglerentwurf einzubinden, enthält das Zustandsraummodell das integrierte Wellenmoment als zusätzlichen Zustand. Dadurch wird eine stationäre Genauigkeit der Regelung gewährleistet (siehe [6]).

Der für die Schwingungsdämpfung wichtigste Zustand ist die Differenzdrehzahl zwischen Steg und Felge. Beide Drehzahlen können durch Sensoren erfasst werden (siehe Abb. 2). Der Drehzahlsensor der E-Maschine erfasst allerdings nicht die Absolutdrehzahl des Stegs, sondern nur die Relativedrehzahl $\omega_{\text{Steg,rel}} = \omega_{\text{Steg}} - \omega_{\text{Stator}}$. Vor der Auslegung der Rückführparameter muss die Frage geklärt werden, ob die

Relatvdrehzahl des Stegs direkt verwendet werden kann, oder ob diese zuvor mit Hilfe eines Beobachters in die Absolutdrehzahl transformiert werden muss.

$$\begin{bmatrix} \dot{\omega}_{Stator} \\ \dot{\omega}_{Fzg} \\ \dot{\omega}_{Fel} \\ \dot{\omega}_{Steg} - \dot{\omega}_{Fel} \\ \dot{\omega}_{Fel} - \dot{\omega}_{RG} \\ \dot{\omega}_{Fel} - \dot{\omega}_{RG} \\ \dot{M}_{EM} \\ \dot{M}_{Welle} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ a_{2,1} & a_{2,2} & 0 & 0 & a_{2,5} & a_{2,6} & 0 & 0 & a_{2,9} & 0 \\ 0 & 0 & a_{3,3} & a_{3,4} & 0 & 0 & 0 & a_{3,8} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & a_{4,5} & a_{4,6} & a_{4,7} & a_{4,8} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ a_{6,1} & a_{6,2} & 0 & 0 & a_{6,5} & a_{6,6} & a_{6,7} & a_{6,8} & a_{6,9} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & a_{8,3} & a_{8,4} & a_{8,5} & a_{8,6} & a_{8,7} & a_{8,8} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & a_{9,9} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & c_{Welle} & d_{Welle} & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} \alpha_{Stator} \\ \omega_{Stator} \\ \omega_{Fzg} \\ \omega_{Fel} \\ \alpha_{Steg} - \alpha_{Fel} \\ \omega_{Steg} - \omega_{Fel} \\ \alpha_{Fel} - \alpha_{RG} \\ \omega_{Fel} - \omega_{RG} \\ M_{EM} \\ \int M_{Welle} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & b_{4,2} \\ 0 & 0 \\ 0 & b_{6,2} \\ 0 & 0 \\ 0 & b_{8,2} \\ b_{9,1} & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} M_{EM,soll} \\ M_{Bremsse} \end{bmatrix}$$

Abb. 8: Zustandsraummodell

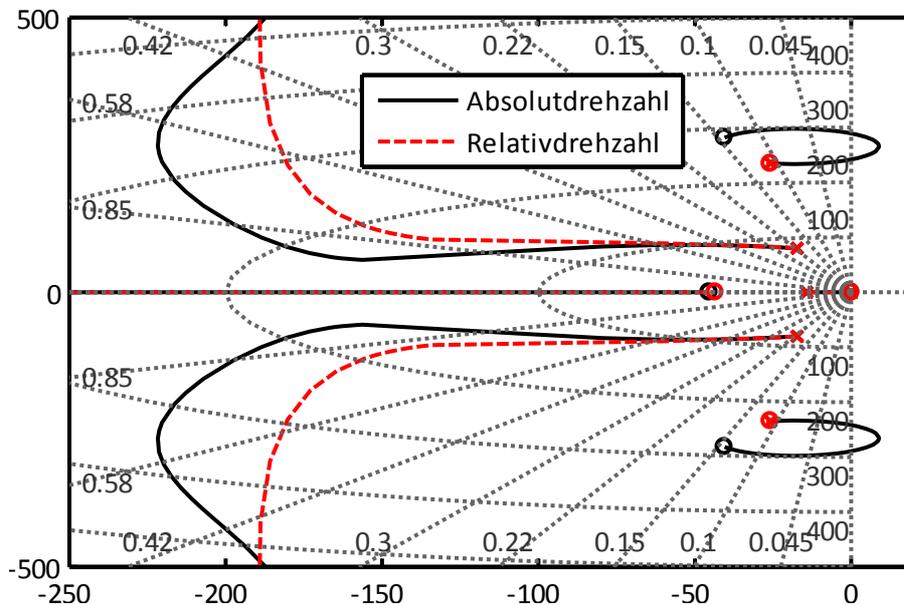


Abb. 9: Wurzelortskurve für Rückführung der Differenzdrehzahl durch K1

Abb. 9 zeigt die Wurzelortskurve für den Rückführparameter K1 für den ABS-Fall und eine Fahrzeuggeschwindigkeit von 100km/h. K2 ist zu 2,9 gewählt, K3 und K4 sind Null. Es ist zu erkennen, dass durch eine Rückführung der Absolutdrehzahl zwar eine bessere Dämpfung der relevanten Schwingung von E-Maschine und Felge möglich ist, aber gleichzeitig das Polpaar der Statorschwingung instabil werden kann. Aus diesem Grund wird im Folgenden die direkt messbare Relativgeschwindigkeit $\omega_{Steg,rel}$ zurückgeführt. Dies hat zudem den Vorteil, dass für die reine Funktionalität der Schwingungsdämpfung kein Beobachter notwendig ist (siehe Abb. 7).

Die Parameter K1 und K2 der Zustandsrückführung werden so gewählt, dass sich für alle Fahrzeuggeschwindigkeiten eine Dämpfung von 0,6 für das konjugiert-komplexe Polpaar, das die Schwingung von E-Maschine und Rad um die Welle beschreibt,

ergibt. Der Wert 0,6 stellt bei diesem System einen guten Kompromiss aus Dämpfungseigenschaften, Robustheit und Stellgrößenanforderung dar. Grundsätzlich wäre jedoch auch eine höhere Dämpfung von bis zu 1,0 erreichbar. Ein Vergleich der Dämpfung des geregelten Systems mit der Dämpfung des unregulierten Systems für das relevante Polpaar ist in Abb. 10 dargestellt.

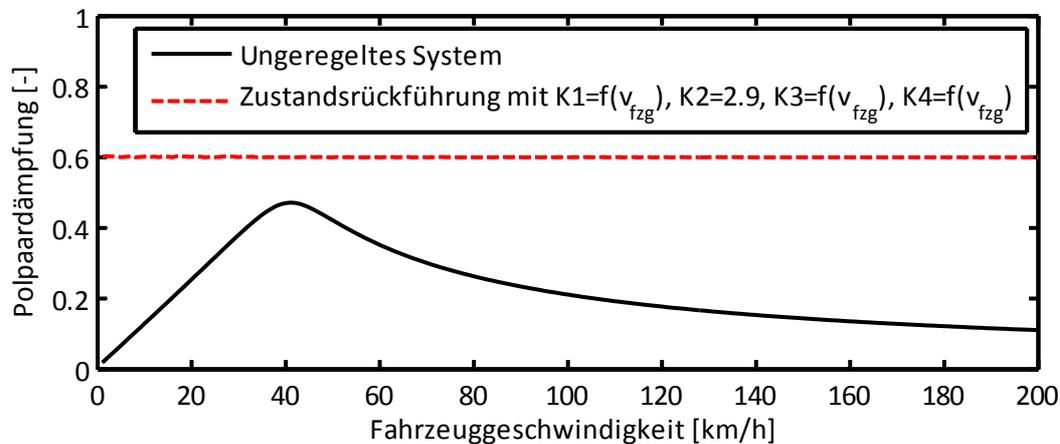


Abb. 10: Dämpfung des relevanten Polpaars

Um eine konstante Dämpfung des relevanten Polpaars zu erreichen, muss der Rückführparameter K_1 abhängig von der Fahrzeuggeschwindigkeit angepasst werden („Gain Scheduling“). Der Rückführparameter K_2 kann konstant gehalten werden und wurde hier auf den kleinstmöglichen Wert gesetzt, mit dem die gewünschte Dämpfung für alle Fahrzeuggeschwindigkeiten realisiert werden kann.

Die Wahl von K_1 und K_2 erfolgt unter Berücksichtigung der im folgenden Abschnitt beschriebenen Rückführparameter K_3 und K_4 . Abb. 10 zeigt das Systemverhalten unter Berücksichtigung aller vier Rückführparameter. Für die alleinige Funktionalität der Schwingungsdämpfung können K_3 und K_4 auch zu Null gewählt werden, da die Dämpfung des Polpaars ausschließlich über K_1 und K_2 eingestellt werden kann.

6 Erweiterung des Reglerentwurfs zur Kompensation der Trägheitsmomente

Neben der erhöhten Schwingungsanfälligkeit des elektrischen Antriebsstrangs führt auch das erhöhte Trägheitsmoment der E-Maschine zu einer Verschlechterung der ABS-Regelqualität. Ein höheres Trägheitsmoment im Antriebsstrang führt zu einer verzögerten Reaktion des Rads auf eine Änderung der angreifenden Kräfte und Drehmomente. Eine Situation, bei der dieser Effekt besonders deutlich hervortritt, ist das Wiederaanlaufen eines kurzzeitig überbremsen Rads auf einer Fahrbahn mit niedrigem Reibwert.

Eine Kompensation des Trägheitsmoments der E-Maschine ist möglich, indem das Wellenmoment auf Null geregelt wird. Bei der in Abb. 7 dargestellten Reglerstruktur ist dies durch die Rückführparameter K_3 und K_4 möglich, wodurch sich eine PI-Reglerstruktur ergibt. K_3 und K_4 sind freie Applikationsparameter der Regelung, die hier zur Erzielung eines günstigen Zeitverhaltens abhängig von der

Fahrzeuggeschwindigkeit gewählt wurden. Die Beeinflussung der Dämpfung des relevanten Polpaars durch K3 und K4 kann durch eine geeignete Auslegung von K1 und K2 kompensiert werden.

Falls während der ABS-Regelung externe Momentenanforderungen durch die E-Maschine umgesetzt werden sollen, müssen diese durch das in Abb. 7 dargestellte Vorfilter in ein Soll-Wellenmoment umgerechnet und vom rückgeführten Wellenmoment abgezogen werden. Andernfalls würde der Drehmomentaufbau durch K3 und K4 verhindert werden. Das Vorfilter kann im einfachsten Fall als Proportionalglied mit einer Verstärkung von 1 ausgelegt werden. Zur Erzielung eines günstigen Anregelverhaltens ist es jedoch zielführend, das Vorfilter mit einer eigenen Dynamik auszustatten (siehe auch [7]). Abb. 11 zeigt das Vorfilter, das hierfür entworfen wurde. Über den Filterparameter d_{VF} kann ein gewünschtes Dämpfungsverhalten für die Sollvorgabe des Wellenmoments eingestellt werden.

$$M_{\text{Welle,soll}} = M_{\text{EM,extern,soll}} * \frac{1}{T_{\text{EM}} * s + 1} * \frac{d_{\text{VF}} * s + c_{\text{Welle}}}{\theta_{\text{EM}} * s^2 + d_{\text{VF}} * s + c_{\text{Welle}}}$$

Abb. 11: Dynamisches Vorfilter

Externe Momentenanforderungen während der ABS-Regelung können beispielsweise durch eine Motorschleppmomentenregelung (MSR) bei einem überbremsen Rad oder durch eine Rekuperationsfunktion angefordert werden. Das simulierte Manöver in Abschnitt 8 beinhaltet eine radselektive MSR-Anforderung, die über das Vorfilter umgesetzt wird. Darüber hinaus können aber auch Anteile der ABS-Regelung oder die vollständige ABS-Regelung über diese Schnittstelle durch die E-Maschinen umgesetzt werden.

7 Beobachterentwurf

Die im vorigen Abschnitt beschriebene Rückführung des Wellenmoments benötigt für ihre Realisierung einen Beobachter, da das Wellenmoment im Fahrzeug nicht über Sensoren erfasst wird.

Beim Entwurf des Beobachters muss berücksichtigt werden, dass die linke und rechte E-Maschine über je ein Planetengetriebe untersetzt werden (siehe Abb 2.), das sich über das jeweilige Hohlrad am gemeinsamen Gehäuse abstützt, welches wiederum elastisch (torsionsweich) an die Karosserie angebunden ist. Durch das gemeinsame Gehäuse sind die Bewegungsgleichungen des linken und des rechten Antriebsstrangs gekoppelt. Basierend auf den kinetischen Differentialgleichungen und den kinematischen Zwangsbedingungen (siehe [5]), wird diese Kopplung im Modell des Beobachters berücksichtigt. Zusätzlich wird berücksichtigt, dass der Drehzahlsensor nicht die Absolutdrehzahl des Stegs ω_{Steg} erfasst, sondern die Relativedrehzahl zwischen Steg und Stator $\omega_{\text{Steg,rel}}$.

Die Beobachtergleichungen sind in Abb. 12 dargestellt. Die Modellierung über einen Differenzwinkel bewirkt, dass das System über die beiden Drehzahlsensoren vollständig beobachtbar ist. Die getrennte Modellierung von Stegdrehzahl und Raddrehzahl erlaubt eine Berücksichtigung der unterschiedlichen Qualität der Drehzahlsensoren in der Messkovarianzmatrix. Im Vergleich mit dem in Abb. 4 dargestellten Modell zur Reglerauslegung wird bei den Beobachtergleichungen auf eine Modellierung des Gürtels und des Reifen-Fahrbahn-Kontakts verzichtet. Das über den Reifengürtel in die Felge eingeleitete Moment wird über den zusätzlichen Zustand $M_{\text{Stör}}$ berücksichtigt.

Der Beobachter ist als zeitdiskreter, linearer und stationärer Kalman-Filter ausgeführt. Die Messkovarianzmatrix wurde mit Hilfe eines Fehlermodells der Drehzahlsensoren nach [8] berechnet. Die Prozesskovarianzmatrix wurde auf Basis eines simulierten ABS-Manövers optimiert.

$$\begin{bmatrix} \dot{\omega}_{\text{Stator}} \\ \dot{\omega}_{\text{Stator}} \\ \dot{\omega}_{\text{Steg,l}} \\ \dot{\omega}_{\text{Rad,l}} \\ \omega_{\text{Steg,l}} - \omega_{\text{Rad,l}} \\ \dot{M}_{\text{Stör,l}} \\ \dot{\omega}_{\text{Steg,r}} \\ \dot{\omega}_{\text{Rad,r}} \\ \omega_{\text{Steg,r}} - \omega_{\text{Rad,r}} \\ \dot{M}_{\text{Stör,r}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ a_{2,1} & a_{2,2} & a_{2,3} & a_{2,4} & a_{2,5} & 0 & a_{2,7} & a_{2,8} & a_{2,9} & 0 \\ a_{3,1} & a_{3,2} & a_{3,3} & a_{3,4} & a_{3,5} & 0 & a_{3,7} & a_{3,8} & a_{3,9} & 0 \\ 0 & 0 & a_{4,3} & a_{4,4} & a_{4,5} & a_{4,6} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ a_{7,1} & a_{7,2} & a_{7,3} & a_{7,4} & a_{7,5} & 0 & a_{7,7} & a_{7,8} & a_{7,9} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & a_{8,7} & a_{8,8} & a_{8,9} & a_{8,10} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} \alpha_{\text{Stator}} \\ \omega_{\text{Stator}} \\ \omega_{\text{Steg,l}} \\ \omega_{\text{Rad,l}} \\ \alpha_{\text{Steg,l}} - \alpha_{\text{Rad,l}} \\ M_{\text{Stör,l}} \\ \omega_{\text{Steg,r}} \\ \omega_{\text{Rad,r}} \\ \alpha_{\text{Steg,r}} - \alpha_{\text{Rad,r}} \\ M_{\text{Stör,r}} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ b_{2,1} & 0 & b_{2,3} & 0 \\ b_{3,1} & 0 & b_{3,3} & 0 \\ 0 & b_{4,2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ b_{7,1} & 0 & b_{7,3} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & b_{8,4} \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} M_{\text{EM,l}} \\ M_{\text{Bremse,l}} \\ M_{\text{EM,r}} \\ M_{\text{Bremse,r}} \end{bmatrix}$$

$$\bar{y}_{\text{Mess}} = \begin{bmatrix} \omega_{\text{Steg,rel,l}} \\ \omega_{\text{Rad,l}} \\ \omega_{\text{Steg,rel,r}} \\ \omega_{\text{Rad,r}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & -1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} * \bar{x}$$

Abb. 12: Beobachtergleichungen

8 Simulationsergebnisse

Die Simulationsergebnisse wurden mit einem längs- und vertikaldynamischen Vierrad-Fahrzeugmodell in MATLAB/Simulink (MathWorks) berechnet. Das Modell enthält neben den Differentialgleichungen für die Freiheitsgrade von Karosserie und Fahrwerk auch eine Modellierung des elektrischen Antriebsstrangs mit Planetengetriebe und Statorlagerung in SimDriveline. Das im Simulationsmodell verwendete Reifenmodell MF SWIFT (TNO) basiert auf den Untersuchungen von Zegelaar [3]. Der ABS-Regler und das Hydraulikmodell werden durch eine in Simulink eingebundene SoftECU der original ESP Software (Bosch) abgebildet.

Abb. 13 zeigt die Simulationsergebnisse einer ABS-Vollbremsung aus 100km/h mit einem doppelten Reibwertsprung. Die Bremsung startet auf trockenem Asphalt; zum Zeitpunkt 4,5s beginnt eine Eisfläche, die bei 5,5s wieder endet. Das Reglerkonzept wirkt dabei nur auf das linke Rad, während die E-Maschine des rechten Rads während der Bremsung passiv (momentenfrei) bleibt.

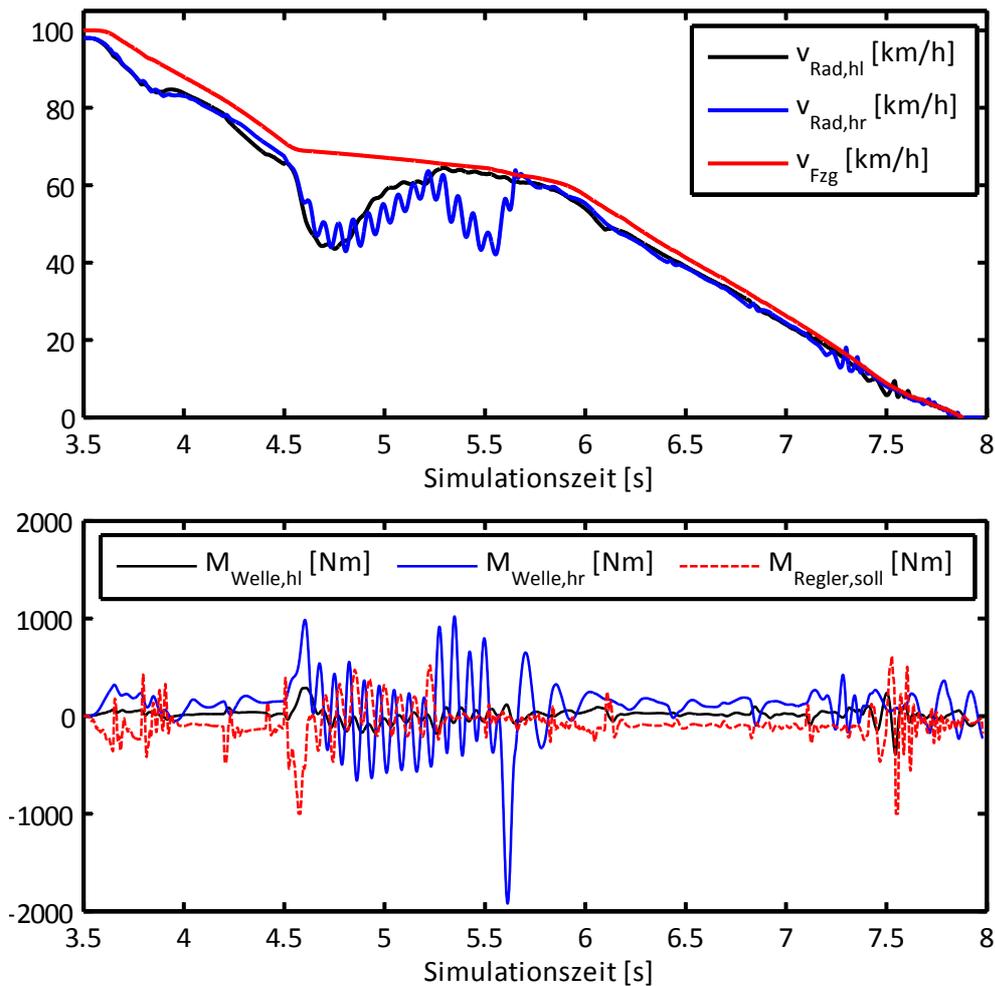


Abb. 13: Simulationsergebnisse einer ABS-Bremmung aus 100km/h

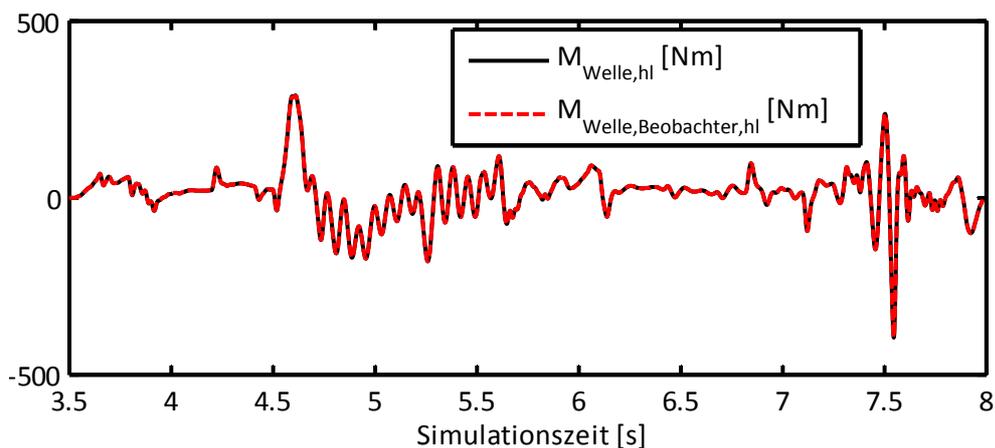


Abb. 14: Schätzung des Wellenmoments

Neben der besser gedämpften Schwingung und dem reduzierten Wellenmoment beim geregelten linken Rad ist in Abb. 13 auch zu erkennen, dass die Dynamik des linken Rads im Bereich des Reibwertsprungs deutlich höher als die des ungeregelten rechten Rads ist. Dies führt zu einem schnelleren Drehzahlabfall des Rads beim negativen Reibwertsprung, aber auch zu einem schnelleren Wiederanlaufen.

Abb. 14 zeigt das geschätzte Wellenmoment und das tatsächliche Wellenmoment für die linke Seite. Der Beobachter erlaubt auch bei diesem dynamischen Manöver mit einer hohen Dynamik in den unbekanntenen Reifenkräften eine sehr gute Schätzung des Wellenmoments. Die unbekanntenen Reifenlängskräfte, die im Beobachter durch $M_{\text{Stör}}$ modelliert werden, werden in vergleichbarer Qualität geschätzt.

9 Zusammenfassung und Ausblick

Das vorgestellte Reglerkonzept ist dazu geeignet, die störenden Einflüsse des elektrischen Antriebsstrangs auf die ABS-Regelung signifikant zu verringern. Durch eine weitgehende Kompensation der Trägheitsmomente des Antriebsstrangs sowie durch eine schnelle und radselektiv umsetzbare Motorschleppmomentenregelung kann das Systemverhalten des elektrischen Antriebsstrangs aus Sicht der ABS-Regelung günstiger sein, als das eines vergleichbaren konventionellen Antriebsstrangs.

In [4] wurde bereits gezeigt, dass es auf Grundlage einer aktiven Schwingungsdämpfung möglich ist, die ABS-Regelung teilweise oder vollständig mit den E-Maschinen als Aktoren durchzuführen. Die hydraulische Reibungsbremse kann dabei je nach Auslegung die dynamischen Anteile der Bremsmomentenmodulation oder einen Konstantanteil („Sockelbetrag“) übernehmen. In Sonderfällen – z.B. auf niedrigen Reibwerten – kann die ABS-Regelung auch ausschließlich durch die E-Maschinen dargestellt werden. In einem weiteren Schritt sollen die in [4] dargestellten Konzepte zur Bremsmomentenaufteilung mit dem hier vorgestellten Reglerkonzept zusammengeführt werden.

10 Verwendete Abkürzungen

CAN.....	Controller Area Network
EM.....	E-Maschine
ESP	Elektronisches Stabilitätsprogramm
Fel	Felge
FW.....	Fahrwiderstand
Fzg	Fahrzeug
LE.....	Leistungselektronik
LVDS.....	Low Voltage Differential Signal
MABX	MicroAutoBox
MSR	Motorschleppmomentenregelung
PG.....	Planetenge triebe
PSD.....	Power Spectral Density (Leistungsdichtespektrum)
PWM	Pulsweitenmodulation
RAF	Reifenaufstandsfläche
RG.....	Reifengürtel
RSW	Reifenseitenwand

11 Literatur

- [1] GÖTTING, G.
Dynamische Antriebsregelung von Elektrostraßenfahrzeugen unter Berücksichtigung eines schwingungsfähigen Antriebsstrangs
Shaker, Aachen, 2004
- [2] LASCHET, A.
Simulation von Antriebssystemen
Springer, Berlin u.a., 1988
- [3] ZEGELAAR, P.W.A.
The dynamic response of tyres to brake torque variations and road unevennesses
PhD Thesis, Delft University of Technology, 1998
- [4] ROSENBERGER, M.; UHLIG, R.A.; KOCH, T.; LIENKAMP, M.
Combining Regenerative Braking and Anti-Lock Braking for Enhanced Braking Performance and Efficiency
SAE Paper 2012-01-0234
- [5] MÜLLER, H.W.
Die Umlaufgetriebe (2. Aufl.)
Springer, Berlin u.a., 1998
- [6] LUNZE, J.
Regelungstechnik 2 (4. Aufl.)
Springer, Berlin u.a., 2006
- [7] ROPPENECKER, G.
Zustandsregelung linearer Systeme – Eine Neubetrachtung
In: at – Automatisierungstechnik, 57 (2009), S. 491-498
- [8] SCHRÖDER, D.
Elektrische Antriebe – Regelung von Antriebssystemen (3. Aufl.)
Springer, Berlin u.a., 2009