UNIVERSITÄT PADERBORN

Fachtagung
Mechatronik 2019
Paderborn, 27.-28.03.2019

VDI VDE

Veranstaltungsort:
Heinz Nixdorf MuseumsForum
Fürstenallee 7, 33102 Paderborn

- **Mechatronische Produkte**
  (neue Funktionalitäten, Industrie 4.0, Kosten-effizienz, Zuverlässigkeit, ...)
- **Ressourceneffizienz**
  (Energie, Material, …)
- **Automatisierte Mobilität**
  (Konzepte, Modelle, Sensorik)
- **Systems Engineering und Entwicklungsmanagement**
  (Prozesse, Verfahren, Software, ...)
- **Innovative Konzepte und digitale Geschäftsmodelle**
  (Modelle, Regelung, Optimierung, Eco-Systeme)
- **Nutzerfreundlichkeit und Akzeptanz**
  (Assistenzsysteme, Schnittstellen, Interaktion, Gesetzgebung, ...)
- **Systemvernetzung und Systemintegration**
  (Konzepte, Verfahren, ...)
- **Smarte Aktoren**
  (Konzepte, Beispiele, ...)
- **Serienfertigung mechatronischer Produkte**
  (Fallbeispiele, Komponenten, Architektur, Qualitätsmanagement, ...)

www.VDI-Mechatroniktagung.de

Hardware-in-the-Loop-Simulation einer Fahrzeugachse mit aktiver Wankstabilisierung mithilfe eines hydraulischen Hexapoden

Hardware-in-the-Loop-Simulation of a vehicle suspension system with active roll stabilization on a hydraulic hexapod

Phillip Traphöner, M. Sc., Universität Paderborn, Heinz Nixdorf Institut, Regelungstechnik und Mechatronik, 33102 Paderborn, Deutschland, phillip.traphoener@hni.upb.de

Andreas Kohlstedt, M. Sc., Universität Paderborn, Heinz Nixdorf Institut, Regelungstechnik und Mechatronik, 33102 Paderborn, Deutschland, andreas.kohlstedt@hni.upb.de

Simon Olma, M. Sc., Universität Paderborn, Heinz Nixdorf Institut, Regelungstechnik und Mechatronik, 33102 Paderborn, Deutschland, simon.olma@hni.upb.de

Dr.-Ing. Karl-Peter Jäker, Universität Paderborn, Heinz Nixdorf Institut, Regelungstechnik und Mechatronik, 33102 Paderborn, Deutschland, karl.peter.jaeker@hni.upb.de

Prof. Dr.-Ing. habil. Ansgar Trächtler, Universität Paderborn, Heinz Nixdorf Institut, Regelungstechnik und Mechatronik, 33102 Paderborn, Deutschland, ansgar.traechtler@hni.upb.de

Kurzfassung

Am Heinz Nixdorf Institut wird ein Hardware-in-the-Loop (HiL)-Achsprüfstand für gesamte mechatronische Fahrzeugachsen entwickelt. Das Ziel des Vorhabens besteht darin, eine HiL-basierte Prüfumgebung zu schaffen, mithilfe der aktive Fahrwerkskomponenten bereits in einer frühen Entwicklungsphase effizient und realitätsnah abgestimmt und abgesichert werden können. Dieser Beitrag stellt den modellbasierten Entwurf einer HiL-Simulation für eine Fahrzeugachse mit aktivem Wankstabilisator vor. Die Fahrzeugdynamik wird dazu in real aufgebaute und numerisch simulierte virtuelle Subsysteme aufgeteilt. Die Kopplung zwischen den Teilsystemen wird durch einen geregelten hydraulischen Hexapoden und uniaxialen Anregungszylinder sowie Kraftsensorik hergestellt. Die Regelung des im Wankstabilisator verbauten Aktors agiert dabei auf Basis virtueller Sensorgrößen aus dem virtuellen Teilsystem. Für eine realistische HiL-Simulation wird ein räumliches Fahrzeugmodell als Restfahrzeugmodell eingesetzt. Die präsentierten Simulationsergebnisse zeigen die hohe erreichbare Genauigkeit des HiL-Systems im Vergleich zu einem Referenzfahrzeugmodell und dienen als Proof of Concept.

Abstract

The Heinz Nixdorf Institute is developing a Hardware-in-the-Loop (HiL) test rig for entire mechatronic vehicle axles. The aim of the project is to design a HiL-based test environment to tune and validate active chassis components efficiently and realistically at an early stage of development. This contribution presents the model-based design of a HiL simulation of a vehicle axle with active roll stabilizer. The vehicle dynamics are divided into physically present and numerically simulated virtual subsystems. The coupling between the subsystems is established by a hybrid motion/force controlled hydraulic hexapod and uniaxial excitation cylinders as well as force sensors. The actuator control integrated in the roll stabilizer acts on the basis of virtual sensor variables generated by means of the virtual subsystem. For a realistic HiL simulation, a spatial vehicle model is used as a residual vehicle model. The presented simulation results show the high attainable precision of the HiL system in comparison to a reference vehicle model and serve as a proof of concept.

1 Einleitung

Sinkende Produktlebenszyklen und die zunehmende Komplexität moderner mechatronischer Produkte führen zu einer steigenden Nachfrage nach effizienten Testmöglichkeiten. Dies gilt auch für die Entwicklung von PKW-Fahrwerksystemen, bei denen die Verwendung von aktiven Komponenten zur Verbesserung der Fahrsicherheit und des Fahrkomforts beitragen soll. Für einen effizienten Produktentwicklungsprozess ist ein Testkonzept erforderlich, welches es ermöglicht, das Gesamtsystem mit all seinen Komponenten zu testen. Nur so können die enthaltenen Stellglieder und die implementierten Regelalgorithmen realitätsnah getestet werden. Der Einsatz von Hardware-in-the-Loop-Simulationen (HiL-Simulationen) ist eine etablierte Methode im mechatronischen Entwurfsprozess. Es zeichnet sich dadurch aus, dass das zu untersuchende System real aufgebaut und in eine virtuelle Nachbildung seiner gewohnten Umgebung eingefügt wird, die auf einem Echtzeitrechner simuliert wird. Traditionell wird nur das Steuergerät eines mechatronischen Systems real aufgebaut und mithilfe der HiL-Simulation getestet, siehe z.B. [1]. Der Austausch zwischen virtuellem und realem Teilsystem erfolgt in diesem Fall auf Signalebene. Im Gegensatz dazu wurden Begriffe wie Mechanical-HiL oder Power-HiL ver-

wendet, um HiL-Simulationen zu beschreiben, bei denen die realen Teilsysteme mechanische oder leistungselektronische Teilsysteme enthalten und die Kopplung durch Aktoren und Sensoren hergestellt werden muss [2].
Je größer der Anteil real aufgebauter Teilsysteme am Gesamtsystem, desto genauer ist die HiL-Simulation, da so keine Modellvereinfachung für die echtzeitfähige Simulation des virtuellen Teilsystems vorgenommen werden müssen [3]. In der Literatur findet man HiL-Prüfstände, die es ermöglichen, einzelne Komponenten eines mechatronischen Fahrzeugachssystems in einer HiL-Umgebung zu testen und auszulegen. In [4] wird der Regelalgorithmus für ein Federbein mit einem magnetorheologischen Dämpfer mithilfe eines HiL-Prüfstands ausgelegt. Die Federbein-Umgebung wird dazu vereinfacht als Viertelfahrzeugmodell abgebildet. In [5] wird ein robuster Gierstabilitäts-Regelalgorithmus für ein Steer-by-Wire-Lenksystem entworfen und mithilfe eine HiL-Prüfstands validiert. Dazu werden die Reifenwinkel gemessen und einem Gesamtfahrzeugmodell zugeführt. In [6], [7] und [8] werden Fahrzeugmodelle als virtuelle Teilsysteme eingesetzt, die die Wankdynamik des Fahrzeugs abbilden und somit eine Integration eines Wankstabilisators in das HiL-System ermöglichen. Diese Prüfstände erlauben nur einzelne Fahrwerkskomponenten als real aufgebaute Teilsysteme der HiL-Simulation. Da diese Komponenten im Laufe des Entwicklungsprozesses in ein gesamtes Fahrwerksystem integriert werden, welches sogar mehrere aktive Komponenten enthalten kann [9], sind weitere Schritte zur Validierung erforderlich. Zur abschließenden Feinabstimmung werden Testfahrten mit Prototypen durchgeführt, die nur schlecht reproduzierbar sind. Die häufige Wiederholung der Testfahrten geht einher mit hohen Zeit- und Kostenaufwänden, sowie Gefahren für Fahrer und Umwelt.
Aus dieser Motivation lässt sich der Bedarf nach einer universellen Test- und Entwicklungsumgebung für (mechatronische) Fahrwerksysteme ableiten. Die Realisierung einer HiL-Simulation für ganze Fahrzeugachsen soll eine realistische Umgebung für zuverlässige Fahrwerkstests schaffen, die vor der Durchführung von Testfahrten zur Untersuchung eingesetzt werden können. Die Funktionsfähigkeit aktiver Fahrwerkskomponenten sowie Gruppen von solchen kann so sichergestellt und optimiert werden. Die Potentiale dieses Konzepts sind in [10] ausführlicher diskutiert worden.
Die Methodik zum Entwurf einer HiL-Simulation für passive Fahrwerksysteme mit Viertelfahrzeugmodellen mittels des vorgestellten Prüfstands ist in [11], [12] beschrieben. Gegenüber den Vorarbeiten und dem Stand der Technik stellt dieser Beitrag einen Ansatz zur Integration eines aktiven Wankstabilisators in der HiL-Simulation mit einem räumlichen Fahrzeugmodell vor. Dazu wird ein detailliertes Fahrzeugdynamikmodell als Ausgangspunkt für die Formulierung eines Restfahrzeugmodell für die HiL-Simulation als auch als Referenzmodell zur Validierung eingesetzt. Die mithilfe eines detaillierten Prüfstands- und Prüflingsmodells erzielten Simulationsergebnisse werden präsentiert und dienen als Proof of Concept der in [10] vorgestellten Idee.

Dieser Beitrag gliedert sich wie folgt: Abschnitt 2 enthält eine kurze Beschreibung des Prüfstandes und seiner Komponenten sowie der eingesetzten Regelalgorithmen. Abschnitt 3 wird die Modellierung eines Zweispurmodells vorgestellt, welches in Abschnitt 4 als Restfahrzeugmodell für die HiL-Simulation eingesetzt wird. Die mit diesem HiL-System erzielten Simulationsergebnisse werden anschließend präsentiert und mit einem Referenzmodell in Abschnitt 5 verglichen. Im letzten Abschnitt folgt eine Zusammenfassung und einen Ausblick.

2 Prüfstandsaufbau

Am Heinz Nixdorf Institut wurde ein Achsprüfstand aufgebaut, der die Möglichkeit bietet, HiL-Simulationen mit einer real aufgebauten Fahrzeugachse durchzuführen. In **Bild 1** ist der Aufbau des Achsprüfstands und seinen einzelnen Komponenten dargestellt. Die MacPherson-

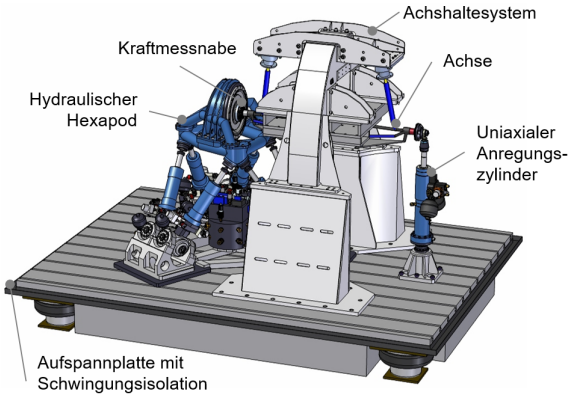

Bild 1 HiL-Prüfstand für mechatronische Fahrzeugachsen

Vorderachse eines Kompakt-PKWs ist mithilfe eines Achshaltesystems gelagert, welches der Unterseite einer Fahrzeugkarosserie nachempfunden ist. Der Radträger auf der linken Achsseite ist an den Endeffektor eines hydraulischen Hexapoden gekoppelt. An der Koppelstelle ist eine Kraftmessnabe eingebaut, um die Kontaktkräfte und -momente zu messen. Bei einem Hexapoden handelt es sich um einen parallelkinematischen Manipulator (PKM). Sechs Hydraulikzylinder sind mit Kardangelenken auf einer Basisplattform montiert. Die Kolbenstangenenden sind mit Kugelgelenken an eine Endeffektor-Plattform gekoppelt. Durch separate Ansteuerung der einzelnen Zylinder können am Tool-Center-Point (TCP) des Endeffektors räumliche Bewegungen erzeugt werden. Aufgrund der vergleichsweise geringen bewegten Masse und der hohen Steifigkeit eignen sich PKM insbesondere für hochdynamische Anwendungen. Auf der rechten Achsseite wurde aus Kostengründen auf einen weiteren Hexapoden verzichtet und stattdessen ein uniaxialer Hydraulikzylinder am Radträger montiert. Auf dieser Seite werden die Kräfte nur in Kolbenrichtung gemessen. Die Kontaktkräfte und -momente zwischen dem linken Radträger und dem Endeffektor des Hexapoden werden durch die Kraftmessnabe erfasst und

mit

$$\tau_l = \begin{bmatrix} F_{x,l} & F_{y,l} & F_{z,l} & M_{x,l} & M_{y,l} & M_{z,l} \end{bmatrix}^T \quad (1)$$

bezeichnet. Die verallgemeinerten Koordinaten der Radträger auf beiden Achsseiten werden für $i \in \{l, r\}$ mit

$$z_i = \begin{bmatrix} p_{x,i} & p_{y,i} & p_{z,i} & \alpha_i & \beta_i & \gamma_i \end{bmatrix}^T \quad (2)$$

bezeichnet. Dabei sind $p_{x,i}$, $p_{y,i}$ und $p_{z,i}$ die kartesischen Koordinaten der Radträger und α_i, β_i und γ_i deren Kardanwinkel gegenüber einem inertialen Koordinatensystem. Aufgrund der starren Ankopplung des linken Radträgers mit dem Hexapod-Endeffektor sind deren verallgemeinerte Koordinaten z_l hier als gleich angenommen werden. Bei PKM können die verallgemeinerten Koordinaten des TCP z_l nicht analytisch aus den einzelnen Zylinderlängen $q_{l,i}$ errechnet werden. Stattdessen wird z_l mithilfe eines nichtlinearen Zustandsbeobachters geschätzt, wobei dieser die gemessenen Zylinderlängen, die Differenzdrücke und die Kontaktkräfte τ_l als Eingänge hat. Einzelheiten zum Zustandsbeobachter finden sich in [13] und [11]. Durch die Ankopplung des Hexapod-Endeffektors an die Fahrzeugachse ergeben sich je nach Raumrichtung sehr unterschiedliche Steifigkeits- und Dämpfungseigenschaften. Der implementierte Regelungsansatz des Hexapoden ermöglicht es, je Freiheitsgrad (FHG) zwischen Kraft- und Positionsregelung zu wählen. Es handelt sich dabei um eine sogenannte hybride Kraft-/Positionsregelung. Durch den Einsatz einer exakten Zustandslinearisierung werden für die positionsgeregelten Richtungen Regelbandbreiten von 50 Hz und für die kraftgeregelten Richtungen Regelbandbreiten 30 Hz erreicht. Der Entwurf der hybriden Regelung ist in [14] dokumentiert.
Auf der rechten Achsseite kommt ein uniaxialer Hydraulikzylinder als Anregungseinheit zum Einsatz, dessen aktuelle Länge q_r gemessen wird. Da der Zylinder näherungsweise vertikal ausgerichtet ist, kann angenommen werden, dass

$$p_{z,r} \approx q_r \quad (3)$$

gilt. Zur Regelung von q_r kommt eine Zustandsregelung mit unterlagerter Differenzdruckregelung mit exakter Zustandslinearisierung zum Einsatz. Die übrigen Komponenten des Positionsvektors z_r des rechten Radträgers werden durch den einachsigen Zylinder nicht eingeschränkt und somit von der Achskinematik geführt. Die Kontaktkraft $F_{z,r}$ zwischen Kolbenstange und Radträger wird mit einem uniaxialen Kraftgeber gemessen.

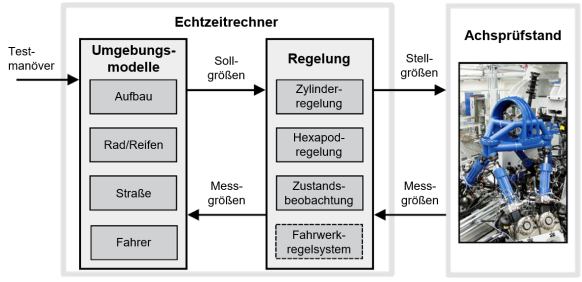

Bild 2 Hardware-in-the-Loop Aufbau für den Achsprüfstand

Bild 2 zeigt das Gesamtkonzept für die HiL-Simulation der Fahrzeugachse. Die Kopplung der real aufgebauten und virtuellen Teilsysteme wird durch Prüfstandsaktorik und -sensorik hergestellt. Hier wird die Vorderachse real aufgebaut und mit einem Restfahrzeugmodell gekoppelt.
Es handelt sich bei dem Prüfling um eine MacPherson Vorderachse, die um einen aktiven Wankstabilisator erweitert wurde. Zu diesem Zweck wurde eine Pendelstütze zwischen Federbein und Torsionsstab des ursprünglich passiven Wankstabilisators durch einen Hydraulikaktor ersetzt. Der Hydraulikaktor wird mithilfe eines Servoventils positionsgeregelt betrieben und kann durch Längenänderung die Verdrehung und damit Vorspannung des Torsionsstabs einstellen. Es handelt sich somit um einen Wankstabilisator mir verstellbarer Vorspannung. **Bild 3** zeigt schematisch die Einbaulage der Vorderachse im Achshalteportal sowie dessen Ankopplung an den Endeffektor des Hexapoden. Der Sollwert für den positionsgeregelten Wankaktor wird mit einem einfachen PI-Wankwinkelregler

$$q_{akt,soll} = G_{R,PI}(s) \cdot (\varphi_{soll} - \varphi_{ist}) \quad (4)$$

berechnet. Der Sollwert für den Wankwinkel beträgt dabei stets $\varphi_{soll} = 0$. Da kein realer Fahrzeugaufbau im Prüfstand vorhanden ist, wird der Istwert des Wankwinkels φ_{ist} dem simulierten Restfahrzeugmodell entnommen.

3 Entwurf eines HiL-Systems

In [12] wurden verschiedene Regelungsansätze für HiL-Simulationen untersucht und die Analogie zu indirekten Kraftregelungen herausgestellt. Die aktorgestützte Aufprägung von simulierten Auslenkungen auf den Prüfling und die sensorgestützte Rückkopplung der resultierenden Kontaktkräfte ins virtuelle Teilsystem kann als Admittanzregelung aufgefasst werden. Die Admittanz ist dabei das dynamische Verhalten des Restfahrzeugmodells. Im Vergleich zu diesem Vorgehen können Impedanzregelungen, bei der das HiL-System in umgekehrter Richtung formuliert wird, also gemessene Auslenkungen im Modell aufgeschaltet und resultierende Kräfte einregelt werden, geringere Genauigkeiten und nur aufwändig realisierbare Restfahrzeugmodelle ergeben.
Folglich wird hier eine HiL-Simulation mit Admittanzregelung angestrebt, bei der das Restfahrzeugmodell die Auslenkungen berechnet, die mithilfe der positionsgeregelten Aktorik auf den Prüfling einprägt werden. Die Reaktion des Prüflings wird in Form von gemessenen Kontaktkräften in das Restfahrzeugmodell zurückgekoppelt.
Das Restfahrzeugmodell wird formuliert, indem der Prüfling, hier die Vorderachse, aus einem Referenzfahrzeugmodell herausgeschnitten wird. Der Schnitt verläuft dabei durch die Ankoppelpunkte von Achse und Rädern sowie von Achse und Karosserie. Für eine ideale HiL-Simulation müssen nach [15] an allen Schnittpunkten sowohl Bewegungen und Kräfte zwischen virtuellem und realem Teilsystem synchronisiert werden. Da jedoch im beschriebenen Prüfstand die Vorderachse in einem unbeweglichen Achshaltesystem eingespannt ist, kann an den Schnittstellen von Achse und Karosserie die Aufbaubewegung des Referenz-

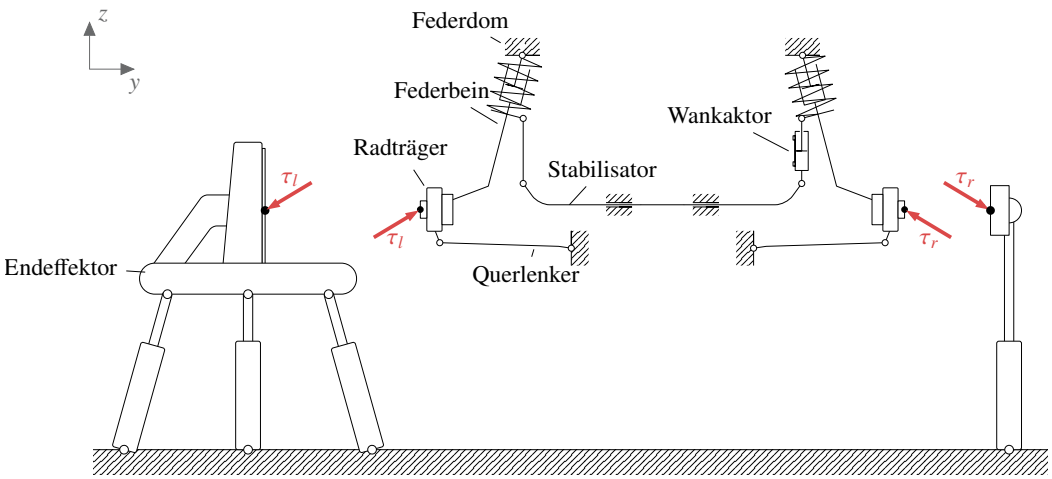

Bild 3 MacPherson Fahrzeugachse mit aktivem Wankstabilisator im Prüfstand

systems nicht genau abgebildet werden. Des Weiteren erlaubt die messtechnische Ausstattung des Prüfstands nur die Erfassung der Kräfte am Radträger. Eine ideale HiL-Simulation ist folglich nicht möglich. Stattdessen werden die Einfederungskoordinaten

$$z_{i,soll} = z_{R,i} - z_{A,i} \tag{5}$$

synchronisiert, wobei $z_{R,i}$ bzw. $z_{A,i}$ die vertikalen Auslenkungen der Räder bzw. Federdomlager darstellen. Die auf den Aufbau des Restfahrzeugmodells aufzuprägenden Kräfte werden aus den gemessenen Radträgerkräften modellbasiert berechnet.
Die Kopplung des realen und virtuellen Teilsystems wird durch die zuvor beschriebene Aktorik und Sensorik hergestellt. Der Hexapod und der uniaxiale Hydraulikzylinder werden in vertikaler Richtung positionsgeregelt betrieben. Die Sollwerte sind jeweils die Einfederungskoordinaten aus dem Restfahrzeugmodell. Während es auf der rechten Achsseite keine weiteren Aktorfreiheitsgrade gibt, werden auf der linken Achsseite die übrigen FHG des Hexapoden mithilfe der hybriden Positions-/Kraftregelung unter Vorsteuerung der Achskinematik (vgl. [16]) auf Nullkräfte bzw. -momente geregelt.

4 Restfahrzeugmodell für die HiL-Simulation

Im folgenden Abschnitt wird nun ein explizites Restfahrzeugmodell präsentiert. Die im Prüfstand verbaute Vorderachse, der Prüfling, entstammt einem Kompakt-PKW, welches als Mehrkörpersimulations-Modell (MKS-Modell) vorliegt. Dieses topologieorientiert aufgebaute Simulationsmodell dient im folgenden als Maß für die Genauigkeit der HiL-Simulation und wird als Referenzmodell (Σ_{ref}) bezeichnet. Es besitzt insgesamt 133 Freiheitsgrade (FHG), welche sich wie folgt auf die Teilsysteme des Fahrzeugs aufteilen: Sechs Starrkörper-FHG für den Aufbau, 33 FHG für die MacPherson Vorderachse, 76 FHG für die Fünflenker-Hinterachse und 18 FHG für das Antriebs- und Lenkungsmodell. Der Rad-Straße-Kontakt ist je Rad in Form eines Pacejka-Reifenmodells abgebildet [17]. Das Modell besitzt als Eingänge den Lenkradwinkel δ_{LR}, das Antriebsmoment M_A und die Straßenanregungen $z_{S,i}$ für $i = \{vl, vr, hl, hr\}$. Ausgehend von diesem Fahrzeugmodell wird nun ein virtuelles Teilsystem für die HiL-Simulation entwickelt.
Wie im vorherigen Abschnitt beschrieben, muss das Restfahrzeugmodell die Einfederung, also den vertikalen Abstand zwischen Federdomlager und Radträger als Sollgröße für die Aktorregelung bereitstellen. Die Fahrzeugachse wird daher aus dem Modell entfernt und durch Gelenke ersetzt, die lediglich vertikale FHG besitzen. Dies hat zur Folge, dass Radträger und Federdomlager in Längs- und Querrichtung starr aneinander gekoppelt sind und sich somit die in den Reifenmodellen berechneten Längs- und Querkräfte direkt auf den Fahrzeugaufbau übertragen. Aufgrund der sehr hohen Steifigkeit der Vorderachse ist diese Annahme zulässig. An den beiden Rädern werden im Radschwerpunkt die Kräfte $F_{R,i}$ und am Aufbau in den Federdomlagern die Kräfte $F_{A,i}$ aufgeschaltet. Die aufgeschalteten Kräfte werden mit

$$F_{R,i} = F_{z,i} \tag{6}$$

$$F_{A,i} = -F_{z,i} - m_{RT} \cdot g \tag{7}$$

aus den gemessenen Kräften $F_{z,i}$ berechnet. Da diese neben den Feder-, Dämpfer- und Stabilisatorkräften auch die Gewichtskraft des im Prüfstand vorhandenen Radträgers enthält, muss diese vor der Aufschaltung am Fahrzeugaufbau davon bereinigt werden. **Bild 4** zeigt das resultierende räumliche Restfahrzeugmodell für die HiL-Simulation, welches aus dem Aufbau, den vier Rädern und der Hinterachse besteht.

5 Simulationsergebnisse

In der Simulation soll das Fahrzeug bei einer konstanten Längsgeschwindigkeit von $40\,\mathrm{km\,h^{-1}}$ ein doppeltes Spurwechselmanöver mit teilweise simultaner Straßenanregung fahren. Die Lenkradwinkel alternieren dabei zwischen $\pm 30°$. Es werden jeweils unterschiedliche stochastische

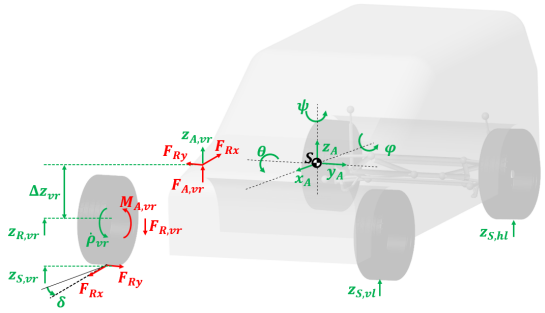

Bild 4 Räumliches Restfahrzeugmodell für die HiL-Simulation

Straßenanregungen mit Ausprägungen zwischen $\pm 32\,\text{mm}$ vorgegeben. Die Vorderrad-Straßenanregungen werden je Seite abhängig von Längsgeschwindigkeit und Radstand zeitverzögert an den Hinterrädern aufgeprägt. Der Zeitverlauf des Lenkradwinkels δ_{LR} sowie der Straßenanregung vorne und hinten links sind in **Bild 5** dargestellt. Zunächst

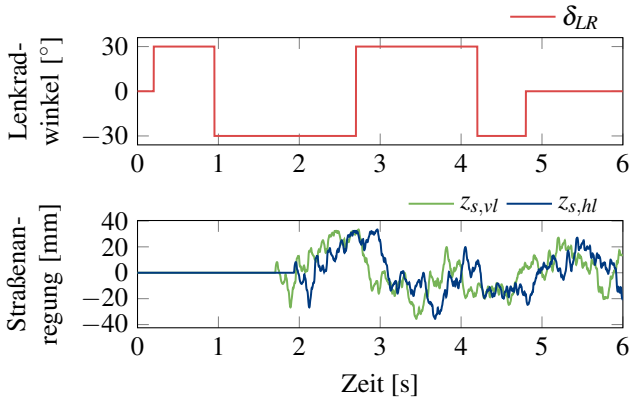

Bild 5 Manöverdefinition: Lenkeingriff (oben) und Straßenanregung (unten)

werden die bei der Simulation am linken Vorderrad resultierenden Einfederungen Δz_{vl} zwischen HiL-System $\Sigma_{hil,p}$ und Referenzfahrzeugmodell $\Sigma_{ref,p}$ jeweils mit passiver Wankstabilisierung in **Bild 6** verglichen. Im HiL-System wurden die Einfederungen vom Restfahrzeugmodell berechnet und von den Aktorsystemen auf den Prüfling eingeprägt. Zu Beginn der Simulation treten noch kleine Abweichungen auf, die auf das Einschwingen der beiden Systeme zurückzuführen sind. Ab $T = 0{,}5\,\text{s}$ wird jedoch deutlich, dass sowohl bei großen Amplituden als auch hohen Frequenzanteilen das HiL-System eine hohe Genauigkeit im Vergleich zu Referenzsystem besitzt.

In **Bild 7** sind die durch das Abfahren des zuvor beschriebenen Manövers auftretenden Wankwinkel des Referenzfahrzeugmodells und der HiL-Simulation jeweils mit aktiver ($\Sigma_{ref,a}$ und $\Sigma_{hil,a}$) und passiver ($\Sigma_{ref,p}$ und $\Sigma_{hil,p}$) Wankstabilisierung dargestellt. Zunächst kann man an der Übereinstimmung der Systeme $\Sigma_{ref,p}$ und $\Sigma_{hil,p}$ als auch $\Sigma_{ref,a}$ und $\Sigma_{hil,a}$ erkennen, dass das dynamische Verhalten der HiL-Systeme die zugehörigen Referenzsysteme genau abbilden. Die aktor- und sensorgestützte Kopplung von ein-

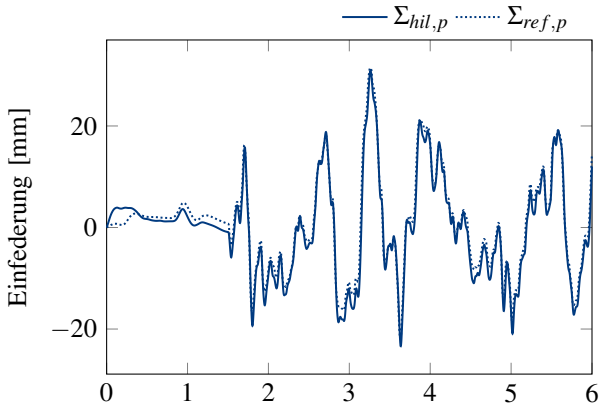

Bild 6 Vergleich der Zeitverläufe der Achseinfederung Δz_{vl} am linken Vorderrad zwischen den Systemen $\Sigma_{hil,p}$ und $\Sigma_{ref,p}$

gespannter Fahrzeugachse und Restfahrzeugmodell ergibt ein genaues Abbild des nicht separierten Fahrzeugmodells. Des Weiteren kann man durch den Vergleich der aktiven und passiven Systeme schließen, dass die Eingriffe des Wankstabilisators sowohl im Referenzfahrzeugmodell, als auch im HiL-Prüfstandsmodell eine vergleichbare und auch plausible Wirkung haben. Der maximal auftretende Wankwinkel wird jeweils deutlich reduziert.

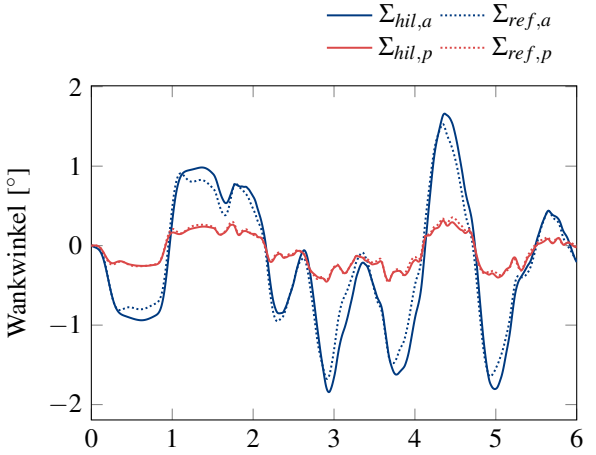

Bild 7 Vergleich der Zeitverläufe der Aufbauwankwinkels φ zwischen Referenzsystem Σ_{ref} und HiL-System Σ_{hil} mit aktiver (Index a) und passiver (Index p) Wankstabilisierung

6 Zusammenfassung

Dieser Beitrag lieferte einen Proof of Concept für die Realisierung von HiL-Simulationen für gesamte Fahrzeugachsen mit aktiver Wankstabilisierung mit einem räumlichen Restfahrzeugmodell. Es konnte modellbasiert gezeigt werden, dass bei geeigneter Aufschaltung der gemessenen Kräfte im Restfahrzeugmodell und positionsgeregelten Aufprägung der sich simulierten Einfederung das HiL- und Referenzsystem sich gleich verhalten. Darüber hinaus konnte beobachtet werden, dass die Eingriffe des aktiven Wankstabilisators im HiL- und Referenzsystem gleicher-

maßen berücksichtigt wurden. Mit diesem System ist die Validierung weiterführender Wankstabilisator-Regelungen möglich.
Das Restfahrzeugmodell wurde auf Basis eines MKS-Modells eines Mittelklasse-Fahrzeugs entwickelt. Während die modellbasierte Untersuchen in diesem Beitrag vorgestellt wurde, erfordert die Umsetzung am Prüfstand die Einhaltung der Echtzeitbedingung. Dafür ist die Vereinfachung des Restfahrzeugmodells erforderlich. Es soll ein recheneffizientes, räumliches Fahrzeugmodell angestrebt werden, welches durch automatisierte Parameteridentifikation an komplexere Referenzmodelle angeglichen werden kann. Des Weiteren sollen weitere FHG, wie z.B. der Lenkfreiheitsgrad der Vorderachse, in die HiL-Simulation aufgenommen werden, um das volle Potential der multiaxialen Anregungseinheit ausschöpfen zu können.

7 Literaturverzeichnis

[1] Öttgen, O.: *Zur modellgestützten Entwicklung eines mechatronischen Fahrwerkregelungssystems für Personenkraftwagen*. Vol. Nr. 610. Fortschritt-Berichte VDI. Reihe 12, Verkehrstechnik/Fahrzeugtechnik. Düsseldorf: VDI Verlag, 2005. ISBN: 3183610124.

[2] Bouscayrol, A.: *Different types of Hardware-In-the-Loop simulation for electric drives*. In: *2008 IEEE International Symposium on Industrial Electronics*. IEEE, 2008, pp. 2146–2151. ISBN: 978-1-4244-1665-3.

[3] Heidrich, L., Shyrokau, B., Savitski, D., Ivanov, V., Augsburg, K., and Wang, D.: Hardware-in-the-loop test rig for integrated vehicle control systems. In: *IFAC Proceedings Volumes*, 46.21 (2013), pp. 683–688.

[4] Santos, J. d. J. L., Menendez, R. M., and Mendoza, R. R.: Evaluation of on–off semi-active vehicle suspension systems by using the hardware-in-the-loop approach and the software-in-the-loop approach. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 229.1 (2015), pp. 52–69.

[5] Oncu, S., Karaman, S., Guvenc, L., Ersolmaz, S. S., Ozturk, E. S., Cetin, E., and Sinal, M.: *Robust Yaw Stability Controller Design for a Light Commercial Vehicle Using a Hardware in the Loop Steering Test Rig*. In: *2007 IEEE Intelligent Vehicles Symposium*. 2007, pp. 852–859.

[6] Cimba, D., Wagner, J., and Baviskar, A.: Investigation of active torsion bar actuator configurations to reduce vehicle body roll. In: *Vehicle System Dynamics*, 44.9 (2006), pp. 719–736.

[7] Sorniotti, A., Morgando, A., and Velardocchia, M.: Active roll control: System design and hardware-in-the-loop test bench. In: *Vehicle System Dynamics*, 44 (2006), pp. 489–505.

[8] Kim, H.-J.: Robust roll motion control of a vehicle using integrated control strategy. In: *Control Engineering Practice*, 19.8 (2011), pp. 820–827.

[9] Vivas-Lopez, C. A., Tudon-Martinez, J. C., Hernandez-Alcantara, D., and Morales-Menendez, R.: Global Chassis Control System Using Suspension, Steering, and Braking Subsystems. In: *Mathematical Problems in Engineering*, 2015 (2015).

[10] Traphöner, P., Olma, S., Kohlstedt, A., Jäker, K.-P., and Trächtler, A.: *Universelle Entwicklungs- und Prüfumgebung für mechatronische Fahrzeugachsen*. In: *Wissenschaftsforum Intelligente Technische Systeme (WInTeSys) 2017*. Heinz Nixdorf Institut, 2017.

[11] Olma, S., Kohlstedt, A., Traphöner, P., Jäker, K.-P., and Trächtler, A.: Observer-based nonlinear control strategies for Hardware-in-the-Loop simulations of multiaxial suspension test rigs. In: *Mechatronics*, (2018).

[12] Olma, S., Kohlstedt, A., Traphöner, P., Jäker, K.-P., and Trächtler, A.: *Substructuring and Control Strategies for Hardware-in-the-Loop Simulations of Multiaxial Suspension Test Rigs*. In: *7th IFAC Symposium on Mechatronic Systems*. Vol. 49. 2016, pp. 141–148.

[13] Flottmeier, S., Olma, S., and Trächtler, A.: *Sliding Mode and Continuous Estimation Techniques for the Realization of Advanced Control Strategies for Parallel Kinematics*. In: *IFAC World Congress*. 2014.

[14] Kohlstedt, A., Traphöner, P., Olma, S., Jäker, K.-P., and Trächtler, A.: *Fast hybrid position / force control of a parallel kinematic load simulator for 6-DOF Hardware-in-the-Loop axle tests*. In: *2017 IEEE International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics (AIM)*. IEEE, 2017, pp. 694–699. ISBN: 978-1-5090-5998-0.

[15] Gawthrop, P. J., Neild, S. A., Gonzalez-Buelga, A., and Wagg, D. J.: Causality in real-time dynamic substructure testing. In: *Mechatronics*, 19.7 (2009), pp. 1105–1115.

[16] Kohlstedt, A., Olma, S., Traphöner, P., Jäker, K.-P., and Trächtler, A.: "Kinematics-based force/position control of a hexapod in a HiL axle test rig". In: *17. Internationales Stuttgarter Symposium*. Ed. by Bargende, M., Reuss, H.-C., and Wiedemann, J. Proceedings. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2017, pp. 1217–1230. ISBN: 978-3-658-16987-9.

[17] Pacejka, H.: *Tyre and vehicle dynamics*. 2. Amsterdam: Butterworth-Heinemann, 2006. ISBN: 9780080543338.