

Control Allocation für Straßenfahrzeuge - ein systemunabhängiger Ansatz eines integrierten Fahrdynamikreglers

Control Allocation for Road Vehicles - a system-independent approach for integrated vehicle dynamics control

Dipl. Tech.-Math. Jesko **Krüger**, Dr. Ing. Alfred **Pruckner**
BMW Group Forschung und Technik, München

Dr. Ing. Christian **Knobel**
BMW AG, München

Zusammenfassung

Dieser Artikel motiviert einen voll-integrativen Ansatz, einen sogenannten *Control Allocation* (CA) Ansatz, sowie seinen Einsatz und Umsetzung für Straßenfahrzeuge im Hause BMW vor. Seine Potentiale liegen einerseits in einer adaptiven, optimalen Verteilung der Fahrdynamik-Regelaufgabe auf die im Fahrzeug verbaute Aktorik. Andererseits verspricht CA eine deutliche Reduktion des Applikationsaufwandes und eine intuitive Implementierung innovativer Fahrdynamikmodi.

Summary

This paper motivates the general approach control allocation and its application and implementation for road vehicles at BMW. On the one hand it allows an adaptive, optimal allocation of the vehicle dynamics control task on the built-in actuators. On the other hand it promises a definite reduction of application effort and an intuitive implementation of an innovative vehicle dynamic switch.

1 Einführung

Das Ziel der Fahrdynamikregelung ist die Unfallvermeidung und ist somit der aktiven Sicherheit eines Fahrzeugs zuzuordnen. Etabliert haben sich unter anderen Bremsregelsysteme, wie z.B. DSC ([4]), aktive Federungssysteme, wie z.B. DynamicDrive ([5]) oder aktive Lenksystem, wie z.B. AktivLenkung ([6]). Allen Systemen gemein ist, dass fahrdynamisch relevante Größen, i.e. Gierrate, Lenkradwinkel etc., sensiert und gemäß einer Logik Stellbefehle für die zur Verfügung stehenden Aktoren generiert werden. Die Anzahl verbauter Aktorik in

Serienfahrzeugen zur Regelung der Fahrdynamik hat stark zugenommen. Ziel aller Systeme ist die erforderlichen Kräfte, welche ein gewisser Fahrerwunsch erfordert, verbessert auf die vier Reifenaufstandsflächen zu verteilen. Hierbei ist darauf zu achten, dass die einzelnen Systeme sich aufgrund der hohen Wechselbeziehungen nicht entgegenwirken. Integrierte Fahrdynamikregelung hat zur Aufgabe die Eingriffspotentiale aller verfügbaren Aktoren optimal zu koordinieren.

1.1 Stand der Technik

Konventionell wird der Betrieb der einzelnen Systeme mittels Fahrdynamikfunktionen definiert, welche anschließend in einem Systemverbund integriert werden. Die Vielfältigkeit auf System- und Funktionsseite führt zu einer Erhöhung der Komplexität im Systemverbund. Auf Funktionsebene von BMWs *Integrated Chassis Management* (ICM,[3]) wird deshalb eine domänenorientierte hierarchische Funktionsarchitektur gewählt. Für die Regelung wesentlich ist, dass die Fahrdynamikregelung in die Domänen Längs-, Quer- und Vertikaldynamikregler unterteilt wird. Die jeweiligen Sollgrößen basieren auf Vorsteuerwerten und werden gemäß klassifizierter Fahrzustände generiert. Aufgrund auftretender Domänenkonflikte hinsichtlich Längs- und Querdynamik werden die Aktoranforderungen abschließend fahrzustandsabhängig priorisiert. Durch eine ausgewählte Einsatzreihenfolge werden system-spezifische Eigenschaften berücksichtigt und Degradationskonzepte realisiert.

2 Modellierung

Grundlage für den hier vorgestellten Regelungsansatz ist nichtlineares Fahrzeugmodell, welches die wesentlichen längs- und querdynamischen Phänomene von Straßenfahrzeugen gemäß dem Prinzip „so einfach wie möglich, so genau wie nötig“ abdeckt. Das Modell ist nichtlinear und zeitvariant und formuliert eine Abbildung der verfügbaren Stellgrößen $u \in \mathbb{R}^m$ auf die planare Fahrzeugbewegung $y = [\dot{\psi}, \beta, \|v\|]^T \in \mathbb{R}^n$, wobei mit $\dot{\psi}$ die Gierrate, mit β der Schwimmwinkel und mit $\|v\|$ die vektorielle Länge des planaren Geschwindigkeitsvektors vom Fahrzeug bezeichnet wird.

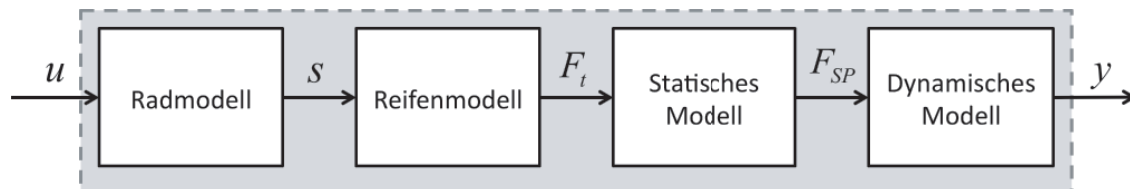


Abb. 1: Struktur des verwendeten Fahrzeugmodells.

Structure of the used vehicle model.

Das Modell ist ein generalisierter Ansatz und kann systematisch auf die vorhandenen Stellgrößen im Fahrzeug angepasst sowie um Vertikaldynamik erweitert werden [1].

Im konkreten Fall besteht der Stellgrößenvektor $\mathbf{u} \in \mathbb{R}^7$ aus vier Radbremsmomenten $\tau_{BR} \in \mathbb{R}^4$, den Achsenkwinkeln δ_V und δ_H sowie dem Motormoment τ_{MOT} .

2.1 Radmodell

Das Radmodell besteht aus radindividuellen Radmodulen und beschreibt die Dynamik zwischen den aufgebracht Radmomenten τ_i sowie Lenkwinkel δ_i und den resultierenden Längsschlüpfen κ_i sowie den Schräglaufwinkeln α_i . Die Ausgangsgrößen werden im Vektor s zusammengefasst.

2.2 Reifenmodell

Das Reifenmodell beschreibt die Kraftübertragung $\mathbf{F}_i = [F_{xi}, F_{yi}]^T$ im Reifenlatsch der vier Reifen resultierend aus dem Schlupfvektor s in Abhängigkeit der Radlast F_{zi} , dem Reibwert μ_i sowie dem Sturz γ_i . Hierfür wird Pacejkas parameterbasierte *Magic Tire Formula* [2] herangezogen, welches kombinierte Schlupfbedingungen und Degressivität im Reibwertkoeffizienten als Effekt des Überganges von Haft- zu Gleitreibung berücksichtigt.

2.3 Statisches Modell

Das statische Modell beschreibt den linearen Zusammenhang zwischen dem Kraftvektor $\mathbf{F}_t \in \mathbb{R}^8$ an den Reifenlatschflächen und den resultierendem Kraftvektor $\mathbf{F}_{SP} = [M_{z,SP} \ F_{x,SP} \ F_{y,SP}]^T \in \mathbb{R}^3$ im Schwerpunkt.

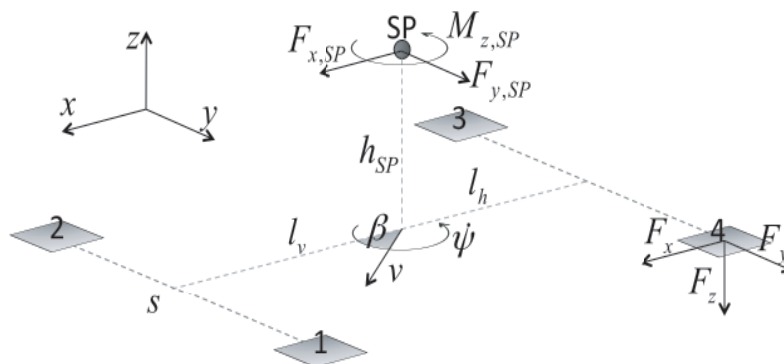


Abb. 2: Dependencies of geometric, force and state values.

Die Matrix

$$\mathbf{G} = \begin{bmatrix} -s/2 & s/2 & -s/2 & s/2 & l_v & l_v & l_h & l_h \\ 1 & 1 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 1 & 1 \end{bmatrix} \quad (1)$$

berücksichtigt die Geometriegrößen Spur s sowie die Achsabstände zum Schwerpunkt l_v l_h bzw. l_h l_h und definiert die folgende Abbildung:

$$\mathbf{F}_{SP} := \mathbf{G}\mathbf{F}_t \quad (2)$$

2.4 Dynamisches Modell

Die Dynamik des Fahrzeugs ist in Form eines nichtlinearen Zustandsraummodells beschrieben. Die Zustände $\mathbf{x}_{dyn} = [\dot{\psi} \ v_x \ v_y]^T$ sind die Geschwindigkeitsgrößen Gierrate $\dot{\psi}$ sowie Längs- bzw. Quergeschwindigkeit v_x bzw. v_y . Der Eingangsvektor $\mathbf{u}_{dyn} = \mathbf{F}_{SP}$ ist der Kraftvektor im Schwerpunkt und der Ausgang $\mathbf{y}_{dyn} = [\dot{\psi} \ \beta \ v_{norm}]^T$ setzt sich zusätzlich auch dem Schwimmwinkel β und der vektoriellen Länge des planaren Geschwindigkeitsvektors v_{norm} zusammen.

Das dynamische Model ergibt sich zu

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{x}}_{dyn} := \dot{\mathbf{x}} &= \mathbf{f}(\mathbf{x}) + \mathbf{B}\mathbf{u} = \begin{bmatrix} 0 \\ -v_y\dot{\psi} \\ v_x\dot{\psi} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 1/\Theta_z & 0 & 0 \\ 0 & 1/m & 0 \\ 0 & 0 & 1/m \end{bmatrix} \mathbf{u}, \\ \mathbf{y}_{dyn} &:= \begin{bmatrix} x_1 \\ \arctan \frac{x_3}{x_2} \\ \sqrt{x_2^2 + x_3^2} \end{bmatrix}, \end{aligned} \quad (3)$$

wobei sich die inverse Massenmatrix \mathbf{B} aus dem Gierträgheitsmoment Θ_z und der Fahrzeugmasse m zusammensetzt.

3 Control Allocation

Zur optimalen Regelung der verfügbaren Stellgrößen (siehe 2.1) ist der Ansatz *Control Allocation* (CA) verfolgt worden. Der Ansatz erlaubt das integrierte Regeln von überaktuierten MIMO-Systemen unter Berücksichtigung vorhandener Nichtlinearitäten der Strecke, Dynamikrestriktionen der Aktoren, zeitvariante Parameter und das Verfolgen sinnvoll definierter Regelungsziele. Klassische Anwendungsgebiete sind die Flug- und Roboterregelung. In der Fahrdynamikregelung dominieren bisher rein logikbasierte CA-Ansätze.

3.1 Ansatz

CA ist ein globaler Ansatz und hat das Ziel, die vorhanden Stellgrößen in optimaler Weise hinsichtlich der definierten Regelungsziele einzustellen. Modellinversion ist Grundlage dieses Reglungsansatzes und bietet den Vorteil einer Kompensation der Systemdynamik der zu regelnden Strecke. Sie kann eindeutig definiert werden, wenn die Dimension der Stellgrößen der Dimension der Regelgrößen entspricht. In vielen Anwendungen ist so jedoch größer und die Strecke gilt als *überaktuiert*. In diesem Fall ist die Modellinversion nicht mehr eindeutig, d.h. zu Realisierung eines bestimmten Vektor als Führungsgröße existiert ein Unterraum an möglichen Stellgrößenvektoren.

Ziel ist es nun diese Freiheit zu nutzen, um innerhalb dieses Unterraums den *optimalen* Stellvektor auszuwählen. Klassisch wird eine Minimierung der Stellenergie bei Einhaltung der Sollwertfolge angestrebt. Das Optimum ist mathematisch zu formulieren, stark anwendungsabhängig und wird in Kapitel 3.2 motiviert.

Je nach Problemformulierung erlauben verschiedene Ansätze, siehe Kapitel 3.3 bzw. 3.4, das resultierende Optimierungsproblem online oder offline zu lösen.

3.2 Anwendung Fahrdynamik

Control Allocation lässt sich für Fahrdynamikregelung auf mehreren Ebenen motivieren.

- *Applikationsaufwand*: CA basiert auf einem Modell, dessen Parameter rein physikalische Größen sind. Der Ansatz ist zudem unabhängig von Aktorausstattung und benötigt keine Klassifizierung der Fahrzustände. Degradation bei Aktuatorausfall lassen sich ebenso einfach darstellen wie verschiedene Fahrmodi. Insgesamt lässt sich die Anzahl der Parameter drastisch reduzieren.
- *Optimierung der Fahrstabilität*: CA ist ein vollintegrativer Regelungsansatz, da es auf eine Unterteilung in Längs-, Quer-, und Vertikaldynamik verzichtet. Dieser erhöhte Integrationsgrad verspricht eine Erhöhung der Fahrstabilität ([1],[7])

Alle bisherigen Untersuchungen und Aussagen stützen sich auf closed-loop Simulation, da die gewählte Problemformulierung eine Implementierung auf einem Echtzeitrechner nicht ermöglichte. Die Strecke ist nichtlinear, i.e. Reifendegression, und zeitvariant, i.e. zeitabhängiger Straßenreibwert. Ohne eine geschickte Modellreduktion und Reglerstruktur ist das resultierende Optimierungsproblem nichtlinear, was eine Onlineberechnung bei fahrdynamisch erforderlichen Zykluszeiten derzeit unmöglich macht. Im Folgenden wird ein eine echtzeitfähige Problemformulierung vorgestellt, welche die planare Fahrzeugbewegung regelt.

Vertikaldynamikregelung wird in dieser Umsetzung nicht betrachtet, könnte aber bei entsprechender Modellierung implementiert werden.

3.2.1 Problemformulierung

Ausgehend von den Fahrereingaben Lenkradwinkel, Pedalpositionen, Gangwahl etc. werden Sollgrößen für die planare Fahrzeugbewegung $\mathbf{y}_{soll} = [\dot{\psi}_{soll} \ \beta_{soll} \ \|v\|_{soll}]^T$ und deren Ableitung $\dot{\mathbf{y}}_{soll}$ generiert. Zusammen mit den Istwerten $\mathbf{y}_{ist} = [\dot{\psi}_{ist} \ \beta_{ist} \ \|v\|_{ist}]^T$ werden mittels einer flachheitsbasierten Regelung des dynamischen Submodels Sollkräfte $\mathbf{F}_{SP,soll} := [M_{z,SP,soll} \ F_{x,SP,soll} \ F_{y,SP,soll}]^T$ im Fahrzeugschwerpunkt ermittelt, welche die Vorsteuerung $\dot{\mathbf{y}}_{soll}$ und den Regelfehler $\mathbf{e} := \mathbf{y}_{soll} - \mathbf{y}_{ist}$ gewichtet berücksichtigt [7].

Die Aufgabe ist nun, diese Sollkräfte unter Berücksichtigung weitere Regelungsziele optimal auf die vier Reifen zu verteilen. Hierbei ist, anders als in vielen Anwendungen, die gegenseitige Beeinflussung der Größen Längsschlupf κ_i und Schräglaufwinkel α_i im Bezug auf die Kraftverteilung des jeweiligen Reifens zu berücksichtigen. Aus diesem Grund werden in der Allokation optimale Schlupfgrößen bestimmt, welche dann radindividuell geregelt werden. Somit kann bei der Reglerauslegung die wesentlich höhere Raddynamik berücksichtigt werden.

3.2.2 Regelungsziele

Mittels zu definierenden Regelungszielen gibt man das Sollverhalten des Reglers vor. Hierbei sorgt das Primärziel für die klassische Sollwertfolge. Übersteigt die Dimension des Stellgrößenvektors die Dimension des Sollwertvektors ist die zu definierende Rückführung nicht mehr eindeutig - das Fahrzeug ist überaktuiert. In diesem Fall kann die Freiheit genutzt werden, um sogenannte Sekundärziele zu berücksichtigen, welche das Fahrverhalten positiv beeinflusst.

Primärziel – Sollwertfolge: Die Sollwerte sind die Komponenten des Sollkraftvektors im Schwerpunkt, welche sich aus der äußeren Regelschleife ergeben. Ziel ist es den Istkraftvektor im aktuellen Arbeitspunkt so zu modifizieren, so dass der gewichtete Fehler minimal ist. Hierbei ist die Querdynamik höher priorisiert als die Längsdynamik. Mittels der Matrixnorm $\|\dots\|_{W_{PZ}}$ lässt sich dieses Ziel mathematisch durch

$$\min_s \mathbf{f}_{PZ}(\mathbf{p}, \mathbf{s}) = \|\mathbf{F}_{SP,soll} - \mathbf{F}_{SP,ist}(\mathbf{p}, \mathbf{s})\|_{W_{PZ}}, \quad (4)$$

beschreiben.

Da im vorliegenden Fall das Fahrzeug überaktuiert ist, werden exemplarisch verfolgte Sekundärziele vorgestellt:

- *Maximierung der Fahrzeugstabilität:* Die Kraftübertragung im Reifenlatsch unterliegt physikalischen Grenzen. Die maximale Reifenkraft ist hierbei abhängig von der aktuellen Radlast und dem radindividuellen Reibwert und wird beim sog. kritischen Schlupf erreicht. Oberhalb des kritischen Schlupfes ist der jeweilige Reifen instabil. Die Kraftschlussausnutzung

$$\eta = \frac{\|F_t(s, F_z, \mu, \gamma)\|}{F_{max}(F_z, \mu, \gamma)} \quad (5)$$

als Quotient zwischen aktueller Reifenkraft F_t und Maximalkraft F_{max} definiert ein Maß für die Stabilität des Reifens. Zur Stabilitätsmaximierung ist es das Ziel die maximale Kraftschlussausnutzung aller Reifen zu minimieren,

$$\min_s \max_i \eta_i(s_i, F_{zi}, \mu_i, \gamma_i). \quad (6)$$

Mittels der zusätzlichen Optimierungsvariablen $\eta_{max} = \max_i \eta_i$ lässt sich die Forderung in die Standardform

$$\begin{aligned} & \min_{[s, \eta_{max}]} \eta_{max} \\ & \text{s. t. } \eta_i(s) - \eta_{max} \leq 0 \end{aligned} \quad (7)$$

transformieren.

Maximierung der Rekuperation bei elektrifizierten Antrieben: Rekuperation, also den generatorischen Betrieb der Elektromotoren mit anschließender Speicherung der umgewandelten elektrischen Energie, hat das Potential einer enormen Reduzierung der CO₂-Emissionen eines Fahrzeugs. Die Elektrifizierung einer Achse definiert derzeit den Standard heutiger Hybrid-architekturen. Zur Maximierung der Rekuperation wird in fahrdynamisch unkritischen Situationen eine Bremsung an genau dieser Achse angestrebt.

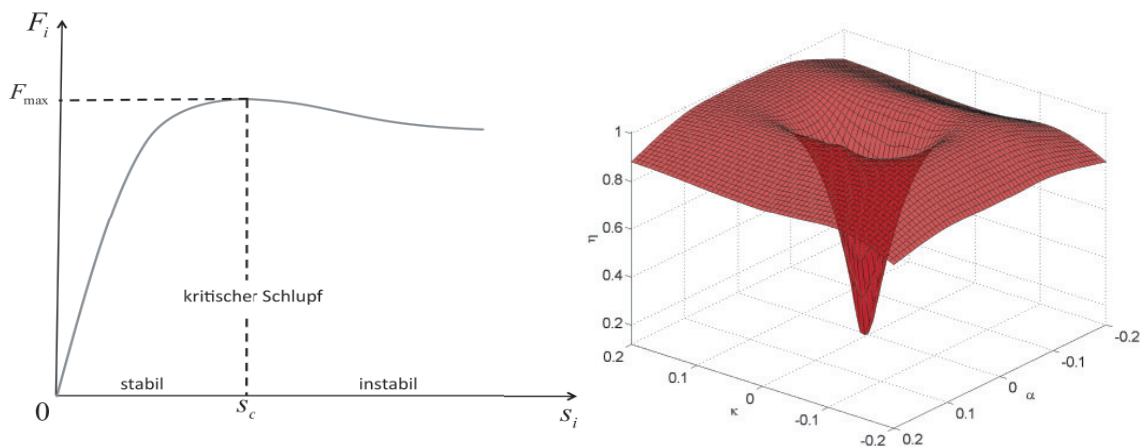


Abb. 3: *Relation of slip and force values at the tire: (left) degressive force curve, maximum force reached for critical slip value. (right) force cone resulting from combined slip condition.*

3.3 Arbeitspunktlinearisierung

Die zugrundeliegenden Modellgleichungen sind nichtlinear. Ziel ist die Formulierung eines Optimierungsproblems, welches online in Echtzeit gelöst werden kann. Hierfür wird das Problem um den aktuellen Arbeitspunkt bzgl. des Schlupfvektors s_0 linearisiert. Somit berücksichtigt man einerseits die gegenseitige Beeinflussung der Radkräfte. Andererseits können die resultierenden Sollschlüpfе mittels eines hochdynamischen Schlupfreglers radindividuell eingestellt werden.

Die zugehörigen Jacobi-Matrizen

$$\begin{aligned} J_{F_{SP}}(\mathbf{p}_0, \mathbf{s}_0, \Delta \mathbf{s}) &= \left. \frac{\partial F_{SP}(\mathbf{p}_0, \mathbf{s})}{\partial \mathbf{s}} \right|_{\mathbf{s}=\mathbf{s}_0} \Delta \mathbf{s} \\ J_{\eta}(\mathbf{p}_0, \mathbf{s}_0, \Delta \mathbf{s}) &= \left. \frac{\partial \eta(\mathbf{p}_0, \mathbf{s})}{\partial \mathbf{s}} \right|_{\mathbf{s}=\mathbf{s}_0} \Delta \mathbf{s} \end{aligned} \quad (8)$$

werden online berechnet und definieren die lineare Abhängigkeit der in den Regelungszielen vorkommenden Terme von der momentanen Schlupfänderung $\Delta \mathbf{s}$ bei zeitvarianten Parametern $\mathbf{p}_0 = \mathbf{p}_0(t)$.

3.4 Echtzeit-Optimierung – Quadratisches Problem

Der optimale Sollschlupf wird mittels einer Echtzeit-Optimierung mit einer Samplerate von 10 Millisekunden ermittelt. Bisherige Ansätze lassen diese Berechnung bei derzeitig verfügbaren Echtzeitrechnern nicht zu, da eine Lösung basierend auf den nichtlinearen Modellgleichungen ermittelt wurde. Mittels der in (3.3) vorgestellten Arbeitspunktlinearisierung kann das Optimierungsproblem in ein quadratisches Programm in Form eines linearen Regressionsproblems überführt werden. Quadratische Probleme haben die Standardform

$$\begin{aligned} \min_{\mathbf{x}_{QP}} \quad & \frac{1}{2} \mathbf{x}_{QP}^T \mathbf{H} \mathbf{x}_{QP} + \mathbf{f}^T \mathbf{x}_{QP} + \mathbf{c} \\ \text{s. t.} \quad & \mathbf{A} \mathbf{x}_{QP} \leq \mathbf{a} \\ & \mathbf{B} \mathbf{x}_{QP} = \mathbf{b} \end{aligned} \quad (9)$$

bestehend aus einem quadratischen Zielfunktional mit linearen Nebenbedingungen. Sie können robust und eindeutig gelöst werden und erfüllen somit die hohen Anforderungen einer Fahrdynamikregelung.

Ausgehend von der Regressionsformulierung unter Nebenbedingungen

$$\begin{aligned} \min_{[\Delta s, \eta_{max}]} \left\| \begin{array}{c} F_{SP,soll} - \frac{\partial F_{SP}(p_0, s)}{\partial s} \Big|_{s=s_0} \Delta s \\ -s_0 - \Delta s \\ -\max_i \eta_{i,0} - \eta_{max} \end{array} \right\|_{W_{QP}} & \quad (10) \\ \Delta s_{\min,0} \leq \Delta s \leq \Delta s_{\max,0} & \\ \text{s. t. } \eta_0 + \frac{\partial \eta(p_0, s)}{\partial s} \Big|_{s=s_0} \Delta s \leq \eta_{max} & \end{aligned}$$

in der alle Regelungsziele gewichtet konkurrieren und die Grenzen der Schlupfdynamik berücksichtigt werden, kann das Allokationsproblem mit $x_{QP} := [\Delta s, \eta_{max}]$, den Definitionen

$$\begin{aligned} R &:= \begin{bmatrix} \frac{\partial F_{SP}(p_0, s)}{\partial s} \Big|_{s=s_0} & \mathbf{0}^{3 \times 1} \\ \mathbf{I}^{7 \times 7} & \end{bmatrix}, \quad r := \begin{bmatrix} F_{SP,soll} \\ -s_0 \\ -\max_i \eta_{i,0} \end{bmatrix} \\ A &:= \begin{bmatrix} -\mathbf{I}^{6 \times 6} & \mathbf{0}^{6 \times 1} \\ \mathbf{I}^{6 \times 6} & \mathbf{0}^{6 \times 1} \\ \frac{\partial \eta(p_0, s)}{\partial s} \Big|_{s=s_0} & -\mathbf{1}^{4 \times 1} \end{bmatrix}, \quad a := \begin{bmatrix} -\Delta s_{\min,0} \\ \Delta s_{\max,0} \\ -\eta_0 \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (11)$$

mit der Umformung

$$\begin{aligned} \|r - Rx_{QP}\|_{W_{QP}} &= (r - Rx_{QP})^T W_{QP} (r - Rx_{QP}) \\ &= \frac{1}{2} x_{QP}^T \underbrace{2R^T W_{QP} R}_H x_{QP} - \underbrace{2r^T W_{QP} R}_{f^T} x_{QP} + \underbrace{r^T W_{QP} r}_c \end{aligned} \quad (12)$$

auf die Standardform (9) gebracht werden.

4 Implementierung

Ziel der Implementierung ist ein Vergleich des neuartigen Regler-Konzeptes mit einem state-of-the-art Serienregler in den im (5.1) vorgestellten Versuchsträger. Für das rapide software prototyping bedient man sich der Systeme von dSPACE, welche eine Implementierung mit MATLAB/Simulink erlaubt. Jeder Regler wird aufgrund der rechenlastigen Operationen auf einem separaten Board gerechnet und sind zu einem Multiprozessor-System verschaltet. Für einen objektiven Vergleich verwenden beide Regler dieselbe Schnittstelle mit dem Fahrzeug, d.h. konkret, dass der neuartige Regler die Signalplausibilisierung und die Aktoransteuerung des Serienreglers verwendet. Sämtliche Kommunikation im Fahrzeug ist mittels CAN realisiert.

4.1 Implementierung Regler

Der CA-Regler ist in MATLAB/Simulink realisiert. Mittels Real-Time-Workshop wird dieser übersetzt und für die dSPACE Autobox kompiliert. Zur Realisierung der

verwendeten Optimierungs-Algorithmen werden zusätzlich die Routinen der open-source Bibliothek **C-Code Linear Algebra Package (CLAPACK)** verwendet. Diese wurde erstmals für dSPACE Autobox erzeugt und wird im Kompilierungsprozess eingebunden.

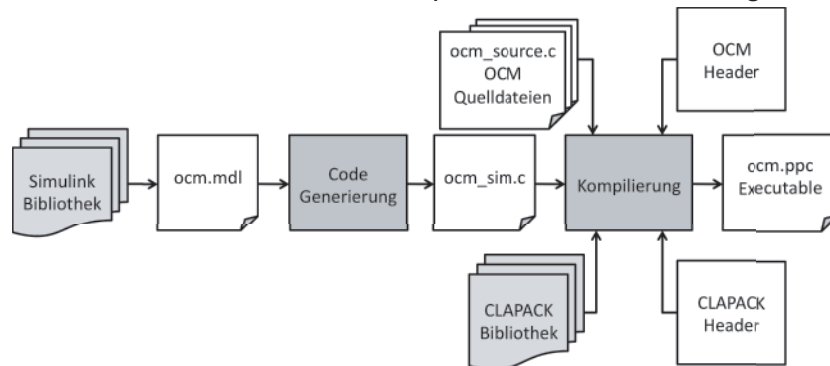


Abb. 4: Workflow compilation process using Real-Time Workshop.

5 Versuchsträger und Fahrversuch

5.1 Versuchsträger

Im Folgenden wird auf die wesentlichen fahrdynamischen Aspekte des Versuchsträgers eingegangen.

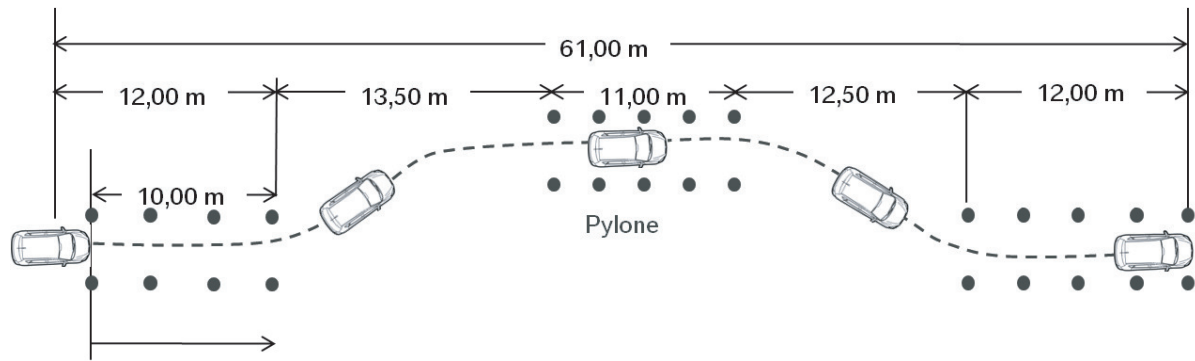
Aktorik: Voraussetzung der Untersuchung ist ein überaktuiertes Fahrzeug. Dies ist mittels einer AFS (aktive Vorderradlenkung), einer HSR (aktive Hinterradlenkung), einer individuellen Bremsdruckvorgabe und einem Verbrennungsmotorer aktuiert realisiert.

Sensorik: Die Sensorik fokussiert einerseits auf der Fahrzustandserkennung. Hierfür ist neben der Inertialsensorik ein Correvit zur Messung des Schwimmwinkels verbaut. Andererseits müssen die Fahrereingaben erfasst werden. Hierfür wird der Lenkradwinkel, die Position des Gaspedals und der Druck im Hauptbremszylinder sensiert.

5.2 Fokus und Manöverdefinition

Der Fahrversuch soll mehrere grundlegende Fragen beantworten:

- Werden die Stelleingriffe vom CA-Ansatz robust und in Echtzeit berechnet?
- Machen die Stelleingriffe aus fahrdynamischer Sicht Sinn?
- Ist CA in der Lage Aktorausfälle integriert zu kompensieren?

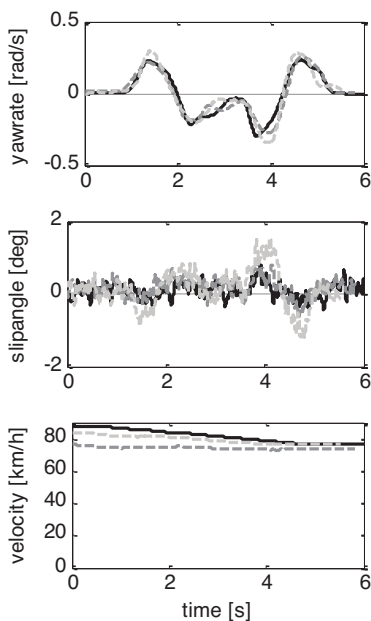


Grundlage für den Fahrversuch ist der von VDA definierte „Doppelte Fahrspurwechsel“. Er wird mit 80 km/h ungebremst auf trockener Fahrbahn ausgeführt.

5.3 Auswertung Fahrversuch

Das Manöver wurde von demselben Fahrzeug mit drei verschiedenen Modi gefahren:

1. Standard Konzeptregler
2. CA mit Vollausrüstung
3. CA mit ausgefallenem Bremssystem



Die planare Fahrzeugbewegung wurde in allen Modi in quantitativ gleicher Weise umgesetzt (Abb. 6). Es hat sich im 3. Fall lediglich ein unkritisch höherer Schwimmwinkel aufgebaut. Damit wurde das Primärziel solide umgesetzt. Hinsichtlich des Sekundärziels *Maximierung der Fahrzeugstabilität* konnten im Fall 3 aufgrund des ausgefallenen Bremssystems die Kräfte nicht so gut verteilt werden (Abb. 7). Der CA-Ansatz mit Vollausrüstung erreicht eine leicht verbesserte Verteilung gegenüber dem konventionellen Ansatz. Mit einer Berechnungszeit zwischen 3-6% ist die Berechnung in Echtzeit komfortabel möglich. Der degradierte Fall 3 ist schneller zu lösen, da weniger Stellgrößen verfügbar sind (Abb. 8).

Abb. 6: *Comparison of planar motion.*

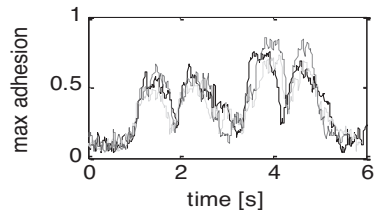


Abb. 7: *Comparison of max. adhesion*

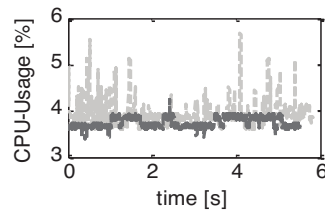


Abb. 8: *Comparison of CPU usage*

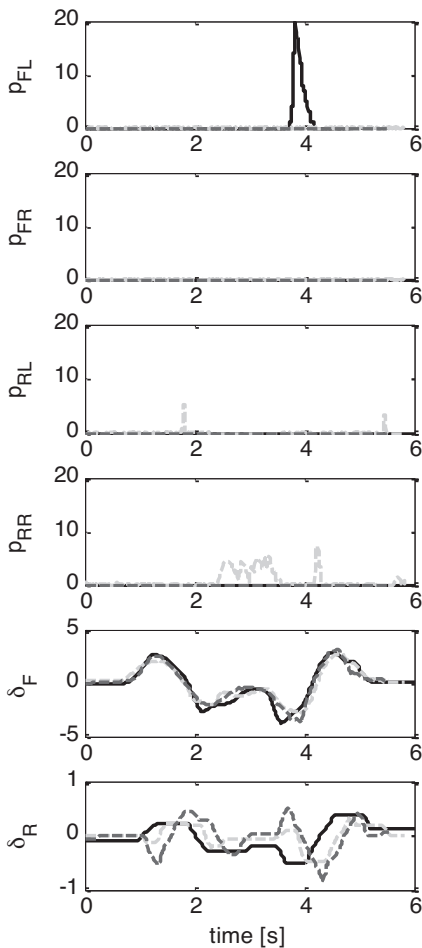


Abb. 9: *Comparison of actuator commands.*

Die Eingriffsstrategie der 3 Modi unterscheidet sich erheblich (Abb. 9). Während der Serienregler einen

Bremseingriff am inneren vorderen Rad vornimmt, nutzt CA im vollaktiven Fall die Hinterachse für korrigierende Bremsmomente. Im degradierten Fall adaptiert CA mittels einem modifiziertem Lenkeingriff an der Hinterachse.

6 Zusammenfassung und Ausblick

6.1 Zusammenfassung

Dieser Artikel hat einen neuartigen Regelungsansatz und seine Umsetzung in einen Versuchsträger vorgestellt. Durch Linearisierung der nichtlinearen Modellgleichung konnten der CA Ansatz als quadratisches Optimierungsproblem formuliert werden. Dieses kann robust und in Echtzeit gelöst werden. Die Testergebnisse belegen fahrdynamisch sinnvolle Eingriffe von CA und die Fähigkeit im Degradationsfall mit einer angepassten Regelstrategie zu adaptieren.

6.2 Ausblick

Zur endgültigen Bewertung von Control Allocation muss der Fahrversuch um eine Vielzahl von Manövern erweitert werden. Desweiteren müssen Algorithmen für die Schätzung weiterer Parameter, z.B. Straßenreibungwert, implementiert werden. Obwohl die Eingriffe fahrdynamisch sinnvoll sind, wird ein dauerhaft regelnder Ansatz bei derzeitiger Aktorik kaum Kundenakzeptanz erlangen. Mit dem Einzug von x-by-wire Aktoren, wie dem Elektromotor oder bilanzierfähigen Bremssystemen, stellt CA eine ernstzunehmende Alternative für integrierte Fahrdynamikregelung dar.

7 Literatur

- [1] KRUEGER, J.
Optimization Methods for Vehicle Dynamics Control
Diplomarbeit, Technische Universität München
München, 2006
- [2] PACEJKA, H. B.
Tyre and Vehicle Dynamics,
Oxford, 2002
- [3] SMAKMAN, H.; KÖHN, P; VIELER, H.; KRENN, M.; ODENTHAL, D.
Integrated Chassis Management - ein Ansatz zur Strukturierung der
Fahrdynamikregelsysteme
Tagungsband Aachener Kolloquium, 2008
- [4] VAN ZANTEN, A.; ERHARDT, R.; PFAFF, G.
FDR - Die Fahrdynamikregelung von BOSCH
ATZ, 11.1994
- [5] NYENHUIS, M.; MEITINGER, T.
Vernetzung vertikaldynamischer Regelsysteme im BMW X5 - Beispiele und
Potentiale
Tagungsband Haus der Technik, Essen, 11.2007
- [6] SCHUSTER, M.; GRUPP, M.; RICHTER, T.; PISCHINGER, M.
Die Aktivlenkung des neuen BMW 3er
Sonderausgabe von ATZ und MTZ BMW 3er, S. 132-138, 2005
- [7] OREND, R
Modeling and control of a vehicle with single-wheel chassis actuators
IFAC Worldcongress, 2005