

# Ein Multiregler zur Erprobung vollautonomen Fahrens

## A Multi Controller for Testing Full-autonomous Driving

Moritz Werling, Lutz Gröll und Georg Bretthauer

---

Dieser Beitrag beschreibt ein Multireglerkonzept, welches verschiedene Quer- und Längsregler zur Erprobung vollautonomen Fahrens bereitstellt. Nach einer Beschreibung der praktischen Anforderungen an ein solches System, wird basierend auf der exakten Ein-/Ausgangslinialisierung eine Querregelungsstrategie beschrieben, der zwei Einspurmodelle mit unterschiedlichen Gültigkeitsbereichen zugrunde liegen. Der Querregler zeichnet sich durch Robustheit gegenüber Fehlern in der gemessenen GPS-Position und Bahnplanung sowie durch geringe Stetigkeitsanforderungen an die geplante Sollbahn aus, was für den prototypischen Einsatz in der Praxis von besonderer Bedeutung ist. Zur Realisierung einer Geschwindigkeits-, Abstands- und Anhalteregelung wird eine Ablösestrategie vorgestellt, welche zwischen verschiedenen Regelzielen stoßfrei wechselt. Der entworfene Multiregler wird in praktischen Fahrversuchen für verschiedene Szenarien erprobt und die Ergebnisse werden ausführlich dargestellt.

The paper describes a multi controller concept, which provides different lateral and longitudinal controllers for full-autonomous experiments. After a description of the practical requirements on such a system, a lateral control strategy based on exact input/output linearization is proposed, that is derived from two single-track-vehicle models with different scopes. The lateral controller features robustness against errors in GPS measurement and path-planning, as well as low requirements on the path geometry, which is of major importance for the prototypical application in practice. The realization of velocity, following, and stopping control is done by an override control strategy, which asserts bumpless transfer between the different control objectives. The developed multi controller is tested in experiments with different scenarios and the results are presented in detail.

**Schlagwörter:** Kognitive Automobile, Multiregler, Fahrzeugquerführung, Fahrzeuglängsführung, exakte Linearisierung

**Keywords:** Cognitive automobiles, multi controller, lateral vehicle control, longitudinal vehicle control, exact input/output linearization

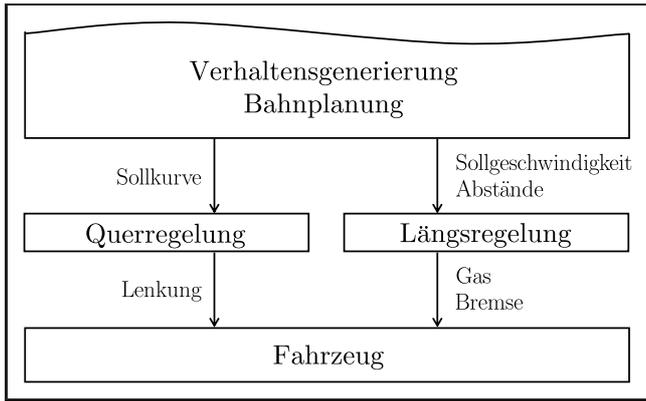
---

## 1 Einleitung

Das Erfassen der aktuellen Verkehrssituation und ein entsprechendes Handeln sind bemerkenswerte Fähigkeiten des Menschen, die Computer zunehmend nachbilden. Bereits 1985 wurden erste Versuche zum autonomen Fahren auf deutschen Autobahnen mittels Bildverarbeitung unternommen [8]. Die zwischenzeitlich eindrucksvollsten Ergebnisse konnten auf der *Urban Challenge 2007* beobachtet werden,

wo sich autonome Fahrzeuge ihren Weg durch nachgestellte dynamische Innenstadtszenarien bahnten.

Parallel zu den steigenden Fähigkeiten der Wahrnehmung, Verhaltensentscheidung und Bahnplanung wachsen auch die Anforderungen an die Fahrzeugregelung. Von dieser wird erwartet, dass sie Manöver wie Rangieren und Parken in beengten Bereichen, Folgefahren, Ausweichen oder Einfädeln in den fließenden Verkehr gleichermaßen gut be-



**Bild 1:** Einbindung der Regelung in die Gesamtarchitektur.

wältigt. Aufgrund der Unterschiedlichkeit von Soll-, Mess-, Stör- und Stellgrößen der einzelnen Manöver ist dies nicht mit einem „ganzheitlichen“ Regler, sondern mit mehreren zu bewältigen. Bild 1 zeigt, wie sich die Fahrzeugregelung, unterteilt in Quer- und Längsregelung, in die Systemarchitektur eines autonomen Fahrzeugs einordnet. Von der Regelung wird erwartet, Quer- und Längsvorgaben durch Betätigung von Gas, Bremse und Lenkung möglichst genau einzuhalten. Neben der Forderung nach Genauigkeit ist in der Erprobungsphase neuer Algorithmen auch die Robustheit gegen Fehler in der Bahnplanung von großer Bedeutung. Unstetigkeiten in der Sollbahn sowie Sprünge in der GPS-Position sollten im vollautonomen Testbetrieb nur kurzzeitig Einbußen in der Regelgüte nach sich ziehen, keinesfalls aber gefährliche Situationen.

Zudem sei die Notwendigkeit einfacher und robuster Schnittstellen zwischen der Regelung und höheren Ebenen (Verhaltensentscheidung, Bahnplanung) erwähnt. Ein Querregler muss demnach ebenso mit möglichst geringen Stetigkeitsanforderungen an die Sollbahn auskommen, wie ein Längsregler mit widersprüchlichen Regelvorgaben, wie Sollgeschwindigkeit und Sollabstand.

In diesem Beitrag wird ein Multireglerkonzept vorgestellt, das Teillösungen zu den verschiedenen Aufgaben zuverlässig bereitstellt. Im Versuchsfahrzeug des Sonderforschungsbereichs/Transregio 28 „Kognitive Automobile“, auch bekannt als *AnnieWAY* [6], einer der 11 Finalisten der *Urban Challenge 2007*, wurde dieses umgesetzt.

## 2 Querregelung

### 2.1 Querregelung auf Basis des dynamischen Einspurmodells

Der Reglerentwurf für den mittleren bis hohen Geschwindigkeitsbereich leitet sich im Folgenden aus dem dynamischen Einspurmodell [3] ab, welches im Gegensatz zum kinematischen Einspurmodell [5] in Abschnitt 2.2 auf dem Kräfte- und Momentengleichgewicht im und um den Schwerpunkt (CoG) beruht. Die Differentialgleichungen für den Schräglaufwinkel  $\beta$ , den Gierwinkel  $\psi$  und die Gier rate  $r$  lauten unter der Annahme konstanter Schwerpunkts-

geschwindigkeit  $v = \text{konst.}$  entsprechend den Bezeichnungen in Bild 2

$$\dot{\beta} = -r + \frac{1}{mv}(u + F_{sr}(\alpha_r) \cos \beta) \quad (1a)$$

$$\dot{\psi} = r \quad (1b)$$

$$\dot{r} = \frac{1}{J}(F_{sf}(\alpha_f)l_f \cos \delta - F_{sr}(\alpha_r)l_r) \quad (1c)$$

mit

$$\alpha_f = \delta - \arctan\left(\frac{l_f r + v \sin \beta}{v \cos \beta}\right) \quad (1d)$$

$$\alpha_r = \arctan\left(\frac{l_r r - v \sin \beta}{v \cos \beta}\right) \quad (1e)$$

$$u = F_{sf}(\alpha_f(\delta, \beta, r)) \cos(\delta - \beta) =: \tilde{F}_{(\beta,r)}(\delta), \quad (1f)$$

wobei  $F_{sf}(\alpha_f)$  und  $F_{sr}(\alpha_r)$  die vorderen und hinteren Seitenkräfte der Reifen in Abhängigkeit der Schräglaufwinkel  $\alpha_f$  und  $\alpha_r$  bezeichnen. Die allgemein gehaltenen Funktionen können beliebige Reifenkennlinien, insbesondere mit Sättigung, darstellen.

Die Zusammenhänge zwischen der zeitlichen Änderung des Abstands  $\dot{d}_{CoG}$ , der Fahrzeuggeschwindigkeit  $v$  und der Geschwindigkeit  $\dot{s}_c$  des Projektionspunkts P auf  $\Gamma$  können mit der Abkürzung

$$\theta_{CoG} = \beta + \psi - \psi_c \quad (2)$$

in Sollbahn-relativen Koordinaten  $[s_c, d_{CoG}]$  [7] angegeben werden durch

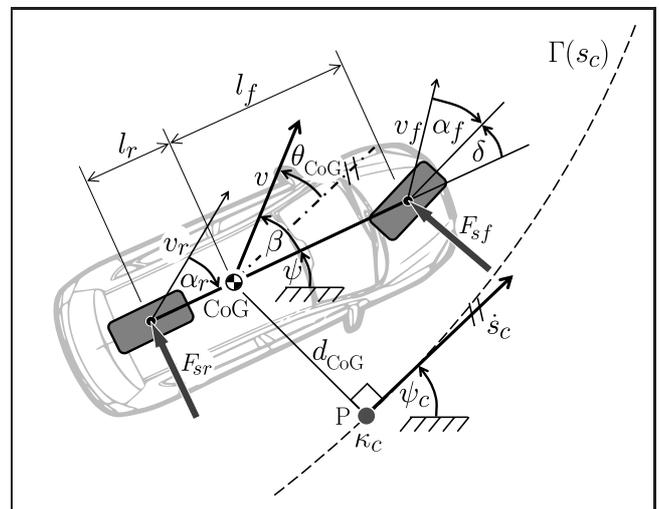
$$\dot{s}_c = \frac{\cos \theta_{CoG}}{1 - d_{CoG} \kappa_c} v \quad (3a)$$

$$\dot{d}_{CoG} = \sin \theta_{CoG} \cdot v. \quad (3b)$$

Gegenüber den oft verwendeten Linearisierungen von (3) behält dieses Modell auch für große Abstände  $d_{CoG}$  und Bahndifferenzwinkel  $\theta_{CoG}$  seine Gültigkeit.

Die Zustandstransformation

$$\xi^T = [\xi_1, \xi_2] = [d_{CoG}, v \sin \theta_{CoG}] \quad (4)$$



**Bild 2:** Dynamisches Einspurmodell.

liefert

$$\dot{\xi}_2 = \cos \theta_{CoG} v \cdot (\dot{\beta} + r - \dot{\psi}_c). \quad (5)$$

Mit  $\dot{\xi}_2 = w$ ,  $w$  als neuer Eingang, sowie mit

$$\dot{\psi}_c = \kappa_c \frac{\cos \theta_{CoG}}{1 - d_{CoG} \kappa_c} v, \quad (6)$$

siehe [7], und  $\dot{\beta}$  aus (1a) kann aus (5) die Rückführung

$$u = \frac{m}{\cos \theta_{CoG}} w + \kappa_c \frac{\cos \theta_{CoG}}{1 - d_{CoG} \kappa_c} m v^2 - F_{sr}(\alpha_r) \cos \beta \quad (7)$$

ermittelt werden. Somit ergibt sich das lineare System

$$\dot{\xi} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \xi + \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix} w, \quad (8)$$

das mit dem Reglergesetz

$$w = -c_1 \xi_1 - c_2 \xi_2; \quad c_1, c_2 > 0 \quad (9a)$$

$$= -c_1 d_{CoG} - c_2 v \sin \theta_{CoG} \quad (9b)$$

schließlich eine lineare geschwindigkeitsunabhängige Dynamik bezüglich der Sollbahn  $\Gamma$  garantiert. Für die Modifikation des Reglergesetzes für  $v < 0$  wird auf Abschnitt 2.2 verwiesen.

Zur Lösung der nichtlinearen Gleichung (1f) wird die Hilfsgröße

$$\eta(\beta, r) = \beta - \arctan \left( \frac{l_f r + v \sin \beta}{v \cos \beta} \right) \quad (10a)$$

$$= \beta + \alpha_f - \delta \quad (10b)$$

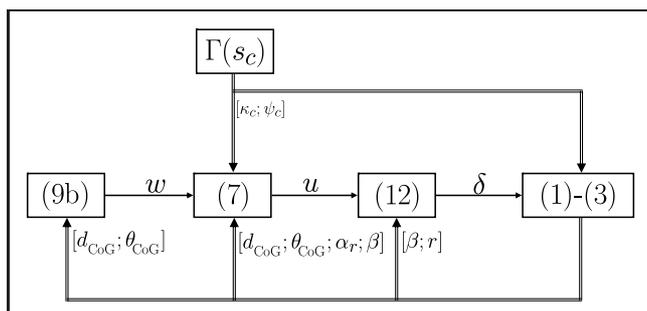
eingeführt. Hierdurch vereinfacht sich (1f) zu

$$u = \tilde{F}_{(\beta,r)}(\delta) = F_{sf}(\alpha_f) \cos(\alpha_f - \eta) =: \tilde{F}_{(\eta)}(\alpha_f), \quad (11)$$

wobei  $\tilde{F}_{(\eta)}(\alpha_f)$  eine einparametrische Familie von Funktionen von  $\alpha_f$  darstellt. Die inversen Funktionen  $\tilde{F}_{(\eta)}^{-1}(u)$  (mit einem Gültigkeitsbereich entsprechend dem Monotoniebereich der Originalfunktion) können unter Ausnutzung ihrer Symmetrieeigenschaften in einem zweidimensionalen Kennfeld abgelegt werden. Der Lenkwinkel berechnet sich mit (10b) schließlich zu

$$\delta = \beta + \tilde{F}_{(\eta)}^{-1}(u) - \eta(\beta, r), \quad (12)$$

vergleiche Bild 3.



**Bild 3:** Struktur der Ein-/Ausgangslinearisierung.

Der Stabilitätsnachweis der Nulldynamik von  $\psi$  kann analog zu [4] für die Geradeausfahrt durchgeführt werden.

*Anmerkung 1:* Im Allgemeinen sind  $s_c$  und  $\psi$  nicht asymptotisch stabil, da sich das Fahrzeug beliebig lange entlang  $\Gamma$  bewegen und beliebig oft um die eigene Achse drehen kann.

*Anmerkung 2:* Die Krümmung  $\kappa_c(s_c)$  wird nicht als Störung, sondern als Teil der Nichtlinearität des Gesamtsystems beschrieben.

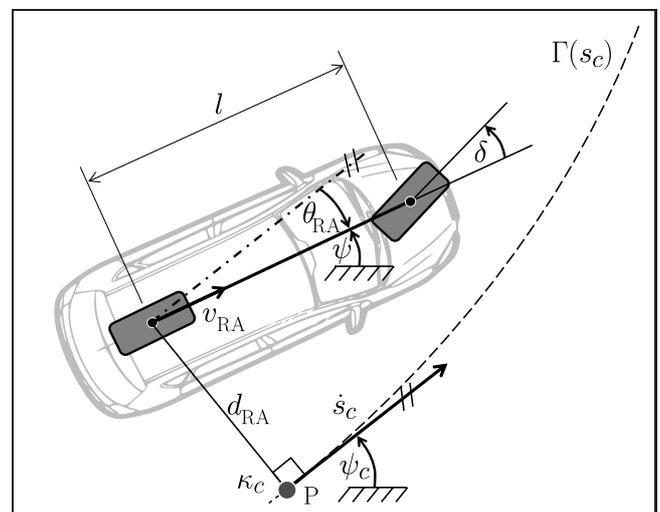
*Anmerkung 3:* Der Term  $\kappa_c \frac{\cos \theta_{CoG}}{1 - d_{CoG} \kappa_c}$  erweist sich im Testbetrieb als wertvoll, da durch ihn auch bei größerer Abweichung von der Sollkurve  $\Gamma$  (Fehler in der Bahnplanung oder GPS-Sprünge) die Stabilität sichergestellt ist. Die Singularität bei  $d_{CoG} = 1/\kappa_c$  ist in der Praxis hingegen unbedeutend, da schon die Projektion auf  $\Gamma$  vom Kreismittelpunkt aus fehlschlägt.

*Anmerkung 4:* Ferner ist festzuhalten, dass die Realisierbarkeit von  $\Gamma$  sowie das Vermeiden von Stellgliedsättigungen bezüglich Lenkung und Reifenkräften sichergestellt sein muss.

*Anmerkung 5:* Durch den Verzicht auf die Modellierung der Lenkaktordynamik, welche bei geeigneter Wahl der Aktorik und unterlagerten Regelung ohnehin vernachlässigbar ist, kann die Systemordnung um einen Grad reduziert werden, wodurch die Sollbahnkrümmung nur stetig, nicht aber stetig differenzierbar sein muss. Andernfalls lassen sich aneinandergereihte Klothoiden, die im Straßenbau üblich sind, regelungstechnisch nicht direkt umsetzen.

## 2.2 Querregelung auf Basis des kinematischen Einspurmodells

Die Rauschzunahme bei geringer Geschwindigkeit in der zur Ein-/Ausgangslinearisierung erforderlichen Messgröße  $\beta$  sowie deren Nichtdefiniertheit und der Steuerbarkeitsverlust des Modells für  $v \equiv 0$  erfordern eine neue Regelungsstrategie im langsamen Geschwindigkeitsbereich



**Bild 4:** Kinematisches Einspurmodell.

bis hin in den Stand. Hierzu wird auf das kinematische Einspurmodell zurückgegriffen, dessen Hinterachspunktdynamik in Sollbahn-relativen Koordinaten entsprechend Bild 4 abgeleitet werden kann [7]:

$$\dot{s}_c = \frac{\cos \theta_{RA}}{1 - d_{RA} \kappa_c} v_{RA} \quad (13a)$$

$$\dot{d}_{RA} = \sin \theta_{RA} \cdot v_{RA} \quad (13b)$$

$$\dot{\theta}_{RA} = \frac{\tan \delta}{l} v_{RA} - \kappa_c \frac{\cos \theta_{RA}}{1 - d_{RA} \kappa_c} v_{RA} \quad (13c)$$

Zur Umgehung des Steuerbarkeitsverlusts bei  $v_{RA} \equiv 0$  wird die von der Hinterachse zurückgelegte Wegstrecke  $s_{RA}$  als „neue Zeit“ eingeführt, und es gelten entsprechend  $\frac{d}{dt}() = \frac{d}{ds_{RA}}() \frac{ds_{RA}}{dt} = \frac{d}{ds_{RA}}() v_{RA}$  die modifizierten Modellgleichungen

$$\frac{d}{ds_{RA}} \begin{bmatrix} s_c \\ d_{RA} \\ \theta_{RA} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\cos \theta_{RA}}{1 - d_{RA} \kappa_c} \\ \sin \theta_{RA} \\ \frac{\tan \delta}{l} - \kappa_c \frac{\cos \theta_{RA}}{1 - d_{RA} \kappa_c} \end{bmatrix}. \quad (14)$$

Die Zustandstransformation

$$\xi^T = [\xi_1, \xi_2] = [d_{RA}, \sin \theta_{RA}] \quad (15)$$

liefert mit

$$\frac{d\xi_2}{ds_{RA}} = \cos \theta_{RA} \left( \frac{\tan \delta}{l} - \kappa_c \frac{\cos \theta_{RA}}{1 - d_{RA} \kappa_c} \right), \quad (16)$$

und mit  $\frac{d\xi_2}{ds_{RA}} = w$  die Rückführung

$$\delta = \arctan \left( l \frac{w}{\cos \theta_{RA}} + l \kappa_c \frac{\cos \theta_{RA}}{1 - d_{RA} \kappa_c} \right). \quad (17)$$

Das durch Rückführung linearisierte System

$$\frac{d\xi}{ds_{RA}} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \xi + \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix} w \quad (18)$$

wird über das Reglergesetz

$$w = -k_1 \xi_1 - k_2 \xi_2; \quad k_1, k_2 > 0 \quad (19)$$

mit einer stabilen linearen Dynamik bezüglich der Sollbahn  $\Gamma$  und der zurückgelegten Wegstrecke  $s_{RA}$  versehen.

Zur Stabilisierung entlang der Kurve in umgekehrter Richtung muss  $s_{RA}$  durch den rückwärts zurückgelegten Weg  $s_{RA,r} = -s_{RA}$  ersetzt werden. Unter Zuhilfenahme der regulären Zustandstransformation  $\xi = T \xi_r$  mit

$$T = \begin{pmatrix} 1 & 0 \\ 0 & -1 \end{pmatrix} \quad (20)$$

ergibt sich aus (18)

$$\frac{d\xi_r}{ds_{RA,r}} = \frac{d\xi_r}{ds_{RA}} \cdot \frac{ds_{RA}}{ds_{RA,r}} = \frac{d\xi_r}{ds_{RA}} \cdot (-1) \quad (21a)$$

$$= (-1) \left( T^{-1} \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} T \xi_r + T^{-1} \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix} w_r \right) \quad (21b)$$

$$= \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \xi_r + \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix} w_r. \quad (21c)$$

Das Reglergesetz für die Rückwärtsfahrt lautet somit

$$w_r = -k_1 \xi_{r1} - k_2 \xi_{r2} = -k_1 \xi_1 + k_2 \xi_2. \quad (22)$$

Die Gln. (17), (19) und (22) lassen sich schließlich zu

$$\delta = \arctan \left( l \frac{-k_1 d_{RA} - \operatorname{sgn}(v_{RA}) k_2 \sin \theta_{RA}}{\cos \theta_{RA}} + l \kappa_c \frac{\cos \theta_{RA}}{1 - d_{RA} \kappa_c} \right) \quad (23)$$

in Originalkoordinaten zusammenfassen.

*Anmerkung 6:* Die Position des Hinterachsmittelpunkts ist ein sog. *flacher Ausgang* [5] des kinematischen Einspurmodells und bietet große Vorteile in der Bahnplanung im langsamen Geschwindigkeitsbereich.

## 2.3 Überblendung der Regelungsstrategien

Da es sich beim Übergang zu höheren Geschwindigkeiten um eine stetige Verschiebung der Gültigkeit der Fahrzeugmodelle handelt, muss dies in der Regelung berücksichtigt werden. Hierfür bietet sich eine lineare Überblendung der Regler zwischen zwei Grenzgeschwindigkeiten  $v_k$  und  $v_d$  in Abhängigkeit der aktuellen Geschwindigkeit wie in [3] beschrieben an

$$\delta = \begin{cases} \delta_{\text{kin}} & v \leq v_k \\ \gamma \cdot \delta_{\text{dyn}} + (1 - \gamma) \cdot \delta_{\text{kin}}; \quad \gamma = \frac{v - v_k}{v_d - v_k} & v_k < v < v_d \\ \delta_{\text{dyn}} & v_d \leq v. \end{cases} \quad (24)$$

*Anmerkung 7:* Die zur exakten Ein-/Ausgangslinearisierung erforderlichen (konstanten) Parameter und Messgrößen sind für das kinematische Einspurmodell einfach und genau bestimmbar. Demgegenüber ist im dynamischen Fall die Kennlinienbestimmung aufwändig und eine hohe Genauigkeit an das Koppelnavigationsgerät vonnöten, da sich das Messrauschen direkt auf die Lenkung überträgt. Darüber hinaus kann bei großen Parameterabweichungen (Schwerpunktverlagerung, rutschiger Untergrund) die Stabilität nicht mehr gewährleistet werden und es muss in diesen Fällen auf adaptive Strukturen oder (auf Kosten der Performance) robuste Entwurfsverfahren zurückgegriffen werden.

## 3 Längsregelung

Zur Wahrung der Übertragbarkeit der Längsregelung auf beliebige Testfahrzeuge werden im Folgenden als Stellgrößen der Drosselklappenwinkel  $\phi_{\text{Gas}}$  und der Bremsdruck  $p_{\text{Brems}}$  herangezogen, die den „natürlichen“ Stellgrößen eines Serienfahrzeugs entsprechen und sich somit immer realisieren lassen. Durch Einführung einer Beschleunigungsregelung in Abschnitt 3.1, welche die Nichtlinearität des Motors kompensiert und die Aufteilung in Gas und Bremse vollzieht, vereinfachen sich die Abstands-, Anhalte- und Geschwindigkeitsregelung in den Abschnitten 3.2 bis 3.4 erheblich, da diese auf die Beschleunigungsregelung im Sinne einer unterlagerten Regelung zurückgreifen.

### 3.1 Split-range-Beschleunigungsregelung

Unter Vernachlässigung der Antriebsstrangdynamik sowie des Kurven- und Steigungswiderstands wird die Fahrzeugbeschleunigung durch

$$a = k(i) \cdot A_M(\omega_{\text{Motor}})(\phi_{\text{Gas}}) - b p_{\text{Bremsse}} - A_W(v) \quad (25)$$

beschrieben, wobei  $k(i)$  die Antriebsstrangübersetzung des aktuellen Gangs  $i$ ,  $A_M$  die motordrehzahlabhängige übersetzungsnormierte Antriebsbeschleunigung des Motors,  $b$  die Bremskonstante,  $p_{\text{Bremsse}}$  den Bremsdruck,  $\phi_{\text{Gas}}$  den Drosselklappenwinkel und  $A_W$  die Verzögerung bedingt durch Luft- und Rollwiderstand bezeichnet.

Zur Umsetzung einer Sollbeschleunigung in die Stellgrößen wird die in Bild 5 dargestellte Schaltung herangezogen, welche die statische Nichtlinearität des Motors durch Invertierung des normierten Antriebskennfeldes  $A_M^{-1}$  kompensiert und unter Berücksichtigung der Schleppverzögerung bei geschlossener Drosselklappe  $A_M(\phi_{\text{Gas}} = 0)$  die Aufteilung in Gas und Bremse durchführt (Split-range). Zur Kompensation nicht berücksichtigter Größen wie Wind oder Steigung dient ein Integrator, dessen Zustand über eine Anti-Windup (AW) Schaltung [1] bei Stellgliedsättigung oder manuellem Eingriff kontrolliert wird. Der hiermit erhaltene Beschleunigungsregler kann unabhängig von der eigentlichen Regelungsaufgabe eingesetzt werden.

Anmerkung 8: Der zur Kompensation des für Automatikgetriebe typischen Anrollens aus dem Stand erforderliche Bremsdruck kann experimentell bestimmt und im Kompensationsterm  $A_W(v)$  berücksichtigt werden.

### 3.2 Geschwindigkeitsregelung

Für die Fahrzeuggeschwindigkeit gilt

$$\dot{v} = a_v \quad (26)$$

Somit führt das einfache Proportionalregelgesetz

$$a_v = -c_v(v - v_d); \quad c_v > 0 \quad (27)$$

zu einer Stabilisierung der Sollgeschwindigkeit  $v_d$  mit  $PT_1$ -Verhalten. Maßnahmen zur Beschleunigungsbegrenzung bei großen Sollwertsprüngen werden in Abschnitt 3.5 beschrieben.

### 3.3 Abstandsregelung

Die Abstandsregelung wird für eine konstante Geschwindigkeit  $v_B$  des vorausfahrenden Fahrzeugs ausgelegt. Das entsprechende Modell hierfür lautet

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} d_f \\ \dot{d}_f \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} d_f \\ \dot{d}_f \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ -1 \end{bmatrix} a_f \quad (28)$$

wobei  $d_f = x_B - x$  den Abstand zum vorausfahrenden Fahrzeug und  $a_f$  die Eigenbeschleunigung darstellen. Als geschwindigkeitsabhängiger Sollabstand hat sich

$$d_{f,d} = L + \tau v; \quad L, \tau < 0 \quad (29)$$

mit geeignet gewählten Parametern  $L$  und  $\tau$  entsprechend der StVO ( $\tau \approx 1 \dots 2$  s) bzw. den Versuchsanforderungen bewährt. Eine sog. Regelung auf konstante Zeitlücke (constant-time-gap-control) [2]

$$a_f = \frac{1}{\tau} (\dot{d}_f + \lambda (d_f - d_{f,d})); \quad \lambda > 0 \quad (30)$$

liefert unter Berücksichtigung von  $\dot{d}_{f,d} = \tau a_f$  die lineare Dynamik

$$(\dot{d}_f - \dot{d}_{f,d}) = -\lambda (d_f - d_{f,d}) \quad (31)$$

### 3.4 Anhalteregelung

Die oben beschriebene Abstandsregelung führt zu einer Art „Mitschwimmen“ im Verkehr. Im Gegenzug dazu wird von einer Anhalteregelung verlangt, an einem bestimmten Punkt  $s_h$  zügig zu einem kontrollierten und ruckfreien Halt zu kommen. Das Reglergesetz

$$a_h = -\frac{v^2}{2(s_h - s_{RA} - \Delta)} \quad \text{für } a_h < a_{h,min} \quad (32)$$

stellt eine konstante Verzögerung sicher (Abbremsregler), bei der das Fahrzeug in einem Punkt, der um  $\Delta$  vor dem eigentlichen Haltepunkt  $s_h$  liegt, zum Stehen kommen würde. Die Bedingung in (32) sichert, dass der Regler nicht viel zu früh mit einer viel zu niedrigen Verzögerung zu bremsen beginnt. Zur Vermeidung der Singularität bei  $s_{RA} = s_h - \Delta$  und zur Sicherstellung der Ruckfreiheit in der Endposition  $s_{RA} = s_h$  wird die Anhalteregelung im Nahbereich von einem PD-Positionsregler

$$a_h = -k_p(s_{RA} - s_h) - k_d v_{RA}; \quad k_p, k_d > 0 \quad (33)$$

via max-Selektor [1] übernommen.

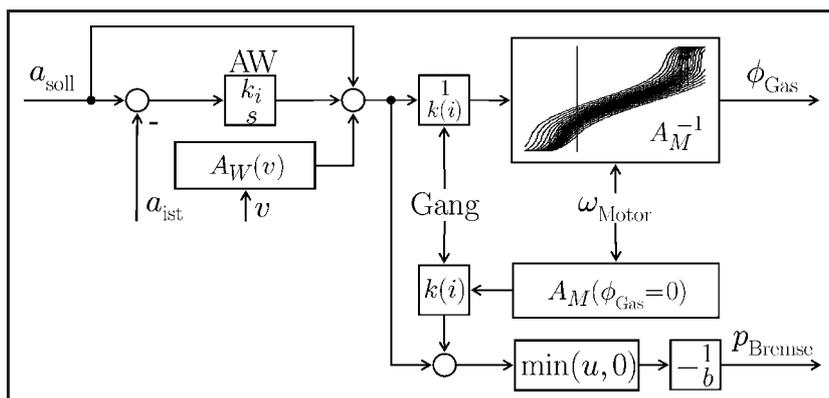
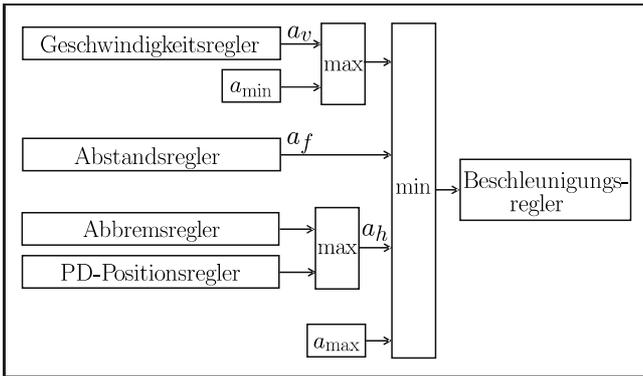


Bild 5: Split-range-Beschleunigungsregelung.



**Bild 6:** Ablösestrategie für Geschwindigkeits-, Abstands- und Anhalteregelung mit unterlagerter Beschleunigungsregelung.

### 3.5 Ablöseregelungsstrategie

Die drei eingeführten Längsregler werden in einer Ablöseregelung (*override control*) entsprechend Bild 6 zusammengeführt. Der stoßfreie Übergang zwischen Geschwindigkeits-, Abstands- und Anhalteregelung ist durch den min-Selektor sichergestellt. Zusätzliche Sättigungen, realisiert durch  $a_{max}$  und  $a_{min}$ , bewahren das Fahrzeug vor unangebracht großen Beschleunigungen oder Verzögerungen, ohne die Sicherheit dadurch zu reduzieren. Für den Fall eines fehlenden Vorderfahrzeugs oder Stopppunkts werden die Abstände de facto Unendlich gesetzt.

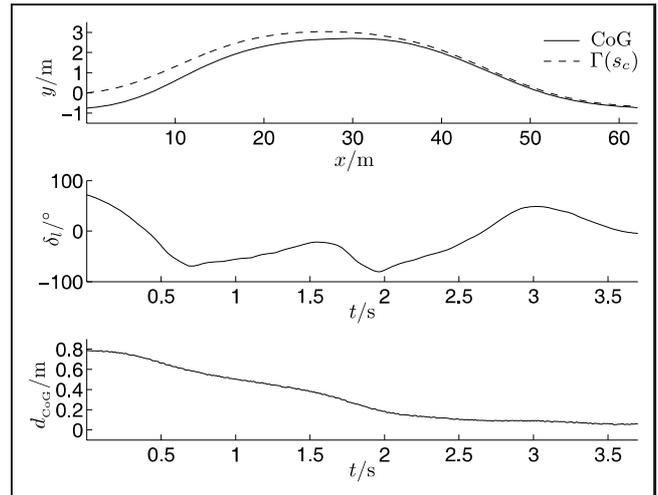
## 4 Messergebnisse

Als Testfahrzeug dient der in Bild 7 abgebildete Volkswagen Passat Variant 2.0 FSI mit 250 kg Zusatzlast. Sämtliche zur Längs- und Querregelung erforderlichen Messgrößen liefert eine Koppelnavigationslösung, welche Inertialmessgrößen mit GPS-Messungen fusioniert. Bei langsamen Geschwindigkeiten wird zusätzlich die Odometrie des Fahrzeugs hinzugezogen.

Zur Demonstration des Stör- und Führungsverhaltens der Querregelung wird bei 55 km/h dem Fahrzeug ein Ausweichmanöver in globalen Koordinaten ( $x, y$ ) mit einer Anfangsabweichung  $d_{CoG}(t=0) = 0,8$  m vorgegeben. Wie in Bild 8 dargestellt wird eine stetige Reduktion des Regelfehlers trotz maximaler Querbeschleunigung von  $4,0$  m/s<sup>2</sup>



**Bild 7:** Karlsruher Testfahrzeug des SFB.

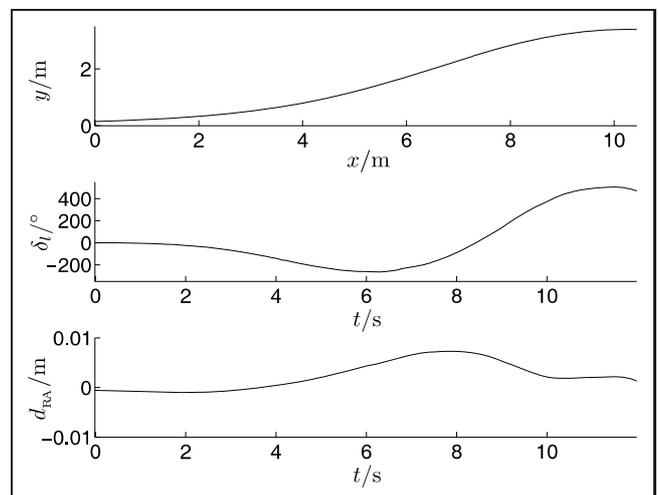


**Bild 8:** Ergebnisse des Ausweichmanövers mit großem Anfangsfehler  $d_{CoG}$ .

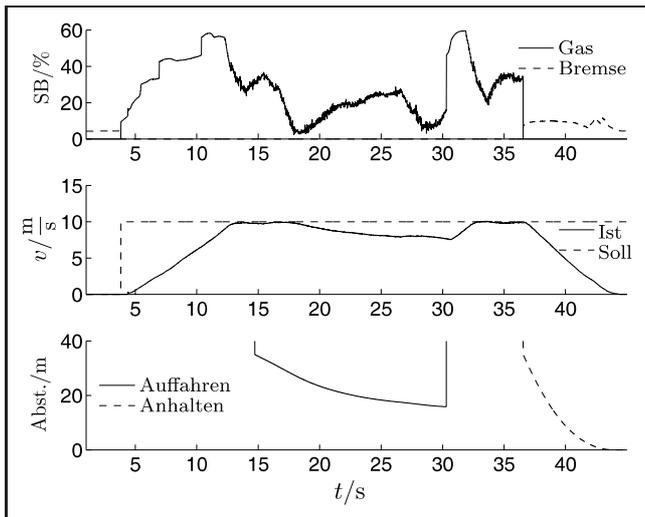
sichergestellt. Zur Veranschaulichung ist der Lenkradwinkel  $\delta_l(t)$  angegeben.

Ein Rückwärts-Einparken mit Schrittgeschwindigkeit ohne Anfangsfehler ist in Bild 9 dargestellt. Bei Sollkurvenradien nahe dem minimalen Wendekreis kann der Regelfehler unter 1 cm gehalten werden.

Bild 10 zeigt die Ergebnisse eines Längsmanövers untergliedert in die Stellbereiche SB für Gas und Bremse, die Soll- und Istgeschwindigkeit sowie die Abstände  $d_f$  im Fall des Auffahrens und  $s_h - s_{RA}$  im Fall des Anhaltens. Zum Zeitpunkt  $t = 0$  s legt das Fahrzeug hierfür im Automatikgetriebe den Vorwärtsgang ein, verhindert aber durch dosierte Bremsbetätigung das Losrollen. Bei  $t = 4$  s wird die Sollgeschwindigkeit sprunghaft auf  $v_d = 10$  m/s angehoben, sodass die Sättigung mit  $a_{max} = 1$  m/s<sup>2</sup> greift. Nach dreimaligem Schalten wird bei  $t = 12,5$  s stoßfrei auf die Geschwindigkeitsregelung überblendet, was mit einer Zunahme im Rauschen des Gas-Stellwerts einhergeht, da in diesen jetzt die aktuelle Geschwindigkeitsmessung eingeht. Bei  $t = 15$  s taucht ein vorausfahrendes Fahrzeug mit



**Bild 9:** Rückwärts-Einparken ohne Anfangsfehler.



**Bild 10:** Ergebnisse der Längsregelung.

$v_B = 7,5 \text{ m/s}$  auf, zu dem der Sollabstand eingeregelt wird (Auffahren). Dieses biegt bei  $t = 30 \text{ s}$  ab, und die bisherige Sollgeschwindigkeit wird wieder unter Einhaltung der Beschleunigungsbegrenzung eingeregelt. Bei  $t = 37 \text{ s}$  wird dem Fahrzeug die einzuregelnde Endposition vorgegeben, auf der es nach nahezu konstanter Verzögerung bei  $t = 45 \text{ s}$  ruckfrei und auf  $2 \text{ cm}$  genau zum Stehen kommt.

## 5 Zusammenfassung und Ausblick

Beim vorgestellten modellbasierten Multireglerentwurf wurden die Anforderungen des vollautonomen Testbetriebs unmittelbar berücksichtigt. Die Querregelung, basierend auf der Überblendung zweier Regler mit unterschiedlichen Gültigkeitsbereichen, konnte hierfür so ausgelegt werden, dass sie sich durch Robustheit gegenüber Sprüngen in den Sollgrößen und der Position auszeichnet.

Der beschriebene Längsregler löst die teils widersprüchlichen Sollvorgaben mittels Ablösung und bietet somit höheren Systemebenen die Möglichkeit, anschauliche Sollwerte in Längsrichtung vorzugeben.

Die gegenseitige Beeinflussung von Quer- und Längsdynamik sowie die Wankdynamik des Fahrzeugs wurden im Reglerentwurf unbeachtet gelassen und beinhalten Verbesserungspotenzial. Ferner werden für zeitkritische Manöver wie dem Einfädeln auf die Autobahn und für Manöver im Grenzbereich, z. B. Bremsen/Ausweichen, Konzepte zum Tracking einer Sollposition  $(x(t), y(t))$  untersucht, wobei ein Schwerpunkt auf der Realisierung sicherer Trajektorien liegt.

### Danksagung

Die vorliegende Arbeit wird von der Deutschen Forschungsgemeinschaft (DFG) im Rahmen des SFB/TR 28 *Cognitive Automobile* gefördert.

### Literatur

- [1] A. H. Glattfelder and W. Schaufelberger. A Path from Anti-windup to Override Control. In *IFAC Symposium on Nonlinear Control Systems*, <http://control.ee.ethz.ch>, Stuttgart, Germany, September 2004.
- [2] P. A. Ioannou and C. C. Chien. Autonomous intelligent cruise control. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, 42(4):657–672, 1993.
- [3] S. Kehl. Querregelung eines Versuchsfahrzeugs entlang vorgegebener Bahnen. *Diss. Universität Stuttgart*, 2007.
- [4] L. König, J. Neubeck, and J. Wiedemann. Nichtlineare Lenkregler für den querdynamischen Grenzbereich. *at*, 6:314–321, 2007.
- [5] B. Müller and J. Deutscher. Orbital tracking control for car parking via control of the clock. *Methoden und Anwendungen der Regelungstechnik, Erlangen-Münchener Workshops 2005 und 2006*, Shaker Verlag, 2007.
- [6] C. Stiller, S. Kammel, B. Pitzer, J. Ziegler, M. Werling, T. Gindele, and D. Jagszent. Team AnnieWAY's Autonomous System. *Lecture Notes in Computer Science*, 4931:248, 2008.
- [7] M. Werling and L. Gröll. Low-level controllers realizing high-level decisions in an autonomous vehicle. In *IEEE Intelligent Vehicles Symposium 2008*.
- [8] A. Zapp. Automatische Straßenfahrzeugführung durch Rechnersehen. *Diss. UniBw Munich, LRT*, 1988.

Manuskripteingang: 9. Juni 2008.



**Dipl.-Ing. Moritz Werling** ist wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Angewandte Informatik/Automatisierungstechnik (AIA) der Universität Karlsruhe (TH). Hauptarbeitsgebiet: Regelung Kognitiver Automobile.

Adresse: Institut für Angewandte Informatik, Forschungszentrum Karlsruhe, 76344 Eggenstein-Leopoldshafen, E-Mail: moritz.werling@iai.fzk.de



**Dr.-Ing. Lutz Gröll** ist Projektleiter am Institut für Angewandte Informatik (IAI) am Forschungszentrum Karlsruhe. Hauptarbeitsgebiete: Modellierung verfahrenstechnischer Anlagen, Parameteridentifikation, Regelungstheorie.

Adresse: wie oben, E-Mail: groell@iai.fzk.de



**Prof. Georg Bretthauer** ist Leiter des Instituts für Angewandte Informatik am Forschungszentrum Karlsruhe und Leiter des Instituts für Angewandte Informatik/Automatisierungstechnik (AIA) der Universität Karlsruhe (TH).

Adresse: wie oben, E-Mail: brettthauer@iai.fzk.de