

# Übertragung des Lenkgefühls einer Servo-Lenkung auf Steer-by-Wire

## Steer-by-wire Control Design for Achievement of Power Steering Like Performance

Dirk Odenthal, Tilman Bünthe, Heinz-Dieter Heitzer und Christoph Eicker

---

In diesem Aufsatz wird ein generisches Verfahren für den regelungstechnischen Entwurf eines Steer-by-Wire- (*SbW*-) Systems mit kraftreflektierendem Lenkrad vorgestellt. Das Entwurfsziel ist dabei, das dynamische Verhalten des *SbW*-Systems und somit das Lenkgefühl an ein (nahezu) beliebig vorgebbares Referenzsystem anzupassen. In einem ersten Schritt wird hierbei von einer konventionellen (elektromechanischen oder hydraulischen Servo-) Lenkung als Referenz ausgegangen. Die Beherrschung dieses Problems kann als Grundlage für die Implementierung weiterer *SbW*-Funktionalitäten gesehen werden (variable Lenkübersetzung, variable Momenten-/Kraftübersetzung, Vorhaltelenkung, Fahrdynamikregelung mit aktiver Lenkung etc.).

In this paper a generic procedure for the control design of a steer-by-wire (*SbW*) system with a force reflecting handwheel is proposed. The design goal is to adapt the *SbW* performance to the performance of an almost arbitrarily given reference system. Here, in a first step the dynamics of an (electric/hydraulic power) steering shall be matched by the *SbW* system. The mastery of this problem may serve as a basis for the implementation of further *SbW* functionalities (variable steering gear ratio, variable torque/force support, derivative steering, vehicle dynamics control with active steering, etc.).

**Schlagwörter:** Steer-by-Wire, Master-Slave-System, elektromechanische Servo-Lenkung, robuste Regelung, Impedanz-Regelung

**Keywords:** Steer-by-wire, master-slave system, electric power steering, robust control, impedance control

---

## 1 Einleitung

Die Realisierung eines Steer-by-Wire- (*SbW*-) Systems ist in vielerlei technischer Hinsicht eine Herausforderung. Die Lenkung ist wesentlicher Bestandteil der Schnittstelle zwischen Fahrer und Fahrzeug und von besonderer Bedeutung für die Zuverlässigkeit und Sicherheit des Fahrbetriebs. Im Brennpunkt dieses Aufsatzes steht der regelungstechnische Entwurf eines *SbW*-Lenksystems. Eine Vielzahl von Aspekten müssen hierbei berücksichtigt werden. Zunächst muss gewährleistet werden, dass das *SbW*-System robust stabil ist bei a) variierender bzw. unsicherer biomechanischer Dynamik der Fahrerhand (*Fahrer-Impedanz*) und b) bei unsicherer Dynamik des Fahrzeugs und dem Reifen/Fahrbahn-Kontakt (zusammengefasst zur *Fahrzeug-*

*Impedanz*). Der Fahrer hält das Lenkrad lose oder fest und kann deswegen als variierende bzw. unsichere Impedanz aufgefasst werden. Die Fahrdynamik und damit die Fahrzeug-Impedanz hängt wesentlich vom Fahrzeugtyp, von der Fahrgeschwindigkeit, der Beladung und vom Straßenzustand ab. Hieraus und aus der Unterdrückung von Störgrößeneinflüssen und Messrauschen sowie aus der Berücksichtigung der bei der Modellierung vernachlässigten Dynamik ergeben sich die wesentlichen Robustheitsanforderungen für *SbW*.

Neben diesen Stabilitäts- und Robustheitsanforderungen muss dem Fahrer über ein kraftreflektierendes Lenkrad ein adäquates Lenkgefühl vermittelt werden. Das in diesem Aufsatz verfolgte Ziel ist es, den ersten grundle-

genden Schritt hin zu *Steer-by-Wire* vorzunehmen. Dieser besteht darin, das durch eine konventionelle Lenkung vermittelte Lenkgefühl sowie die dynamischen Eigenschaften so gut wie möglich auf ein *SbW*-System zu übertragen. Um das Potenzial von *SbW* vollständig auszuschöpfen, können, darauf aufbauend, weitere Funktionen hinzugefügt werden. Diese Funktionen, beinhalten u. a. a) eine variable Lenkübersetzung (beispielsweise angepasst an Fahrgeschwindigkeit und Lenkradwinkel), b) die Verbesserung des Ansprechverhaltens durch Vorhaltelenkung, c) die Implementierung von Fahrdynamikregelungssystemen (z. B. für Schleuder- und Kippvermeidung) durch Rückführung dynamischer Zustände auf den Vorderradlenkwinkel sowie d) die Ausnutzung der haptischen Schnittstelle, um zusätzliche Informationen, beispielsweise über fahrdynamisch kritische Zustände, dem Fahrer zugänglich zu machen. Das konventionelle Lenksystem, welches hier als Referenzsystem für *SbW* vorgesehen ist, kann entweder eine manuelle Lenkung ohne Lenkunterstützung sein, eine hydraulische Servo-Lenkung (HPS) oder eine elektromechanische Servo-Lenkung (EPS). Im Folgenden soll nicht zwischen EPS und HPS unterschieden werden, sondern es soll von einer generischen Servo-Lenkung (PS = Power Steering) als Referenz für das angestrebte *SbW*-System ausgegangen werden.

Das *SbW*-System kann als System mit kinästhetischer Kopplung („Master/Slave-System“) interpretiert werden [9], ähnlich wie es von Telemanipulationssystemen bekannt ist. Beispielsweise werden in der Telerobotik Master/Slave-Systeme dazu benutzt, um dem Bediener eines Roboters (Master), der elektrisch mit einem zweiten Roboter (Slave) verbunden ist, zu ermöglichen, bestimmte Aufgaben durchzuführen. Der Bediener erhält dabei eine mit Hilfe des Master-Roboters vermittelte haptische Rückkopplung. Durch bidirektionale Positions- und/oder Kraftrückkopplung können drei verschiedene Qualitäten der Übertragung verwirklicht werden, die in der Literatur auch als „ideal responses“ bezeichnet werden [9]: a) Gleichheit der Positionen, b) Gleichheit der Kräfte, c) Gleichheit von Positionen und Kräften. Die Gleichheit von Positionen und Kräften wird in der Robotik auch als *Transparenz* bezeichnet. Ideale *Transparenz* bedeutet in diesem Zusammenhang, dass der Bediener des Eingabegerätes (des Master-Roboters) alle haptischen Informationen so wahrnimmt, als ob er anstelle des ausführenden Gerätes (also anstelle des Slave-Roboters) agieren würde. Diese verschiedenen Qualitäten des dynamischen wechselseitigen Übertragungsverhaltens können realisiert werden durch a) bidirektionale Positionsrückführung, b) bidirektionale Kraftrückführung und c) bidirektionale Positions- und Kraftrückführung. Besteht zwischen den Positionen bzw. Kräften an Master und Slave ein dynamischer Zusammenhang, z. B. aufgrund der beteiligten Trägheiten, Elastizitäten etc. von Master und Slave-Roboter, so spricht man von einem Master/Slave-System mit dazwischenliegender Dynamik („intervening dynamics“). Aufgrund dessen ist es in der Praxis schwierig, wenn nicht gar unmöglich, perfekte dynamische *Transparenz* zu verwirklichen.

Sowohl konventionelle als auch *SbW*-Lenksysteme können als Master/Slave-Systeme mit einem Freiheitsgrad und dazwischenliegender Dynamik interpretiert werden. In diesem Zusammenhang würde *Transparenz* bedeuten, dass der Fahrer jede auch noch so geringe Straßenunebenheit am Lenkrad spürt. Dies ist nicht erwünscht, weswegen eine Tiefpassfilterung der Signale, wie es bei der konventionellen Lenkung mechanisch realisiert ist, durchaus angestrebt wird. Ziel ist hier nicht mehr die Gleichheit von Positionen und/oder Kräften, sondern die Realisierung einer bestimmten dazwischenliegenden Dynamik. Auch besteht gegebenenfalls die Notwendigkeit, Kräfte und Positionen unterschiedlich zu skalieren. Der genaue statische und dynamische Zusammenhang zwischen den Kräften und Positionen an Lenkrad und Spurstange bestimmen maßgeblich das Lenkgefühl, welches mit besonderer Aufmerksamkeit abgestimmt werden muss. Für die Realisierung eines *SbW*-Lenksystems ist es daher von großer Wichtigkeit, die dazwischenliegende Dynamik in geeigneter Weise gestalten zu können. Das in diesem Aufsatz verfolgte Ziel ist es, den *SbW*-Regler so auszulegen, dass mit dem resultierenden *SbW*-System das Lenkgefühl einer konventionellen Lenkung dargestellt werden kann. Ziel ist also nicht die *Transparenz*, sondern die *Äquivalenz* zwischen *SbW*-Lenkung und konventioneller Lenkung (siehe auch [6–8]).

## 2 Ziele des *Steer-by-Wire* Reglerentwurfs

Primäres Ziel des *SbW*-Reglerentwurfs ist es, die dynamischen und statischen Eigenschaften einer konventionellen Lenkung auf das *SbW*-System zu übertragen. Dies bedeutet, dass die dazwischenliegende Dynamik, d. h. die Dynamik zwischen Lenkrad und Vorderrad, in beiden Richtungen in Bezug auf Positionen und Kräfte der konventionellen (Servo-) Lenkung entsprechen soll. Demzufolge sind die beiden grundlegenden Anforderungen an den regelungstechnischen Entwurf des *SbW*-Systems:

- die Äquivalenz zwischen *SbW* und der konventionellen (Servo-) Lenkung und
- die robuste Stabilität des Gesamtsystems, welches das *SbW*-Lenksystem, die Fahrer-Impedanz und die Fahrzeug-Impedanz umfasst. Aufgrund variierender oder unsicherer Betriebsbedingungen und der variierenden Biomechanik des Fahrers müssen Fahrer- und Fahrzeug-Impedanz für den regelungstechnischen Entwurf innerhalb gewisser Grenzen als unsicher angenommen werden.

### 2.1 Äquivalenz

Gedanklich lässt sich die Servo-Lenkung in einen manuellen (in erster Näherung linearen) Lenkanteil und einen nichtlinearen Unterstützungsanteil aufteilen. Somit kann die Dynamik der Servo-Lenkung beschrieben werden durch

$$\begin{bmatrix} \delta_h \\ x_r \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P_{11} & P_{12} \\ P_{21} & P_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_h \\ F_r \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ P_{23} \end{bmatrix} F_{a,PS}, \quad (1)$$

wobei  $\delta_h$  den Lenkradwinkel bezeichnet und  $x_r$  die Spurstangenposition.  $T_h$  ist das Lenkradmoment und  $F_r$  ist die Summe der Kräfte, die die Spurhebel auf die Spurstangen ausüben. Mit  $P_{ij}$  werden lineare Übertragungsfunktionen gekennzeichnet. Der Sollwert der Unterstützungskraft

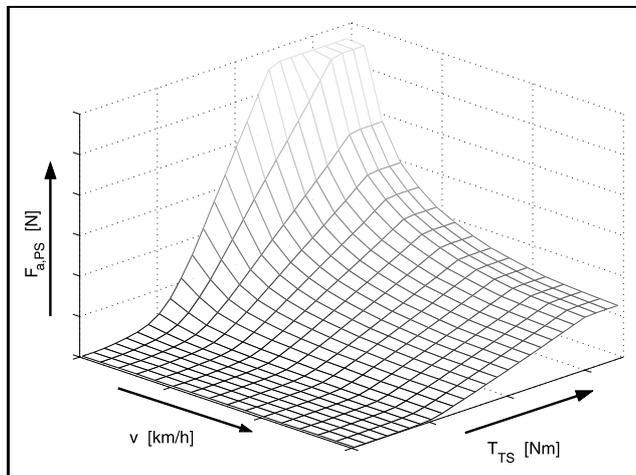
$$F_{a,PS} = F_{a,PS}(\dot{\delta}_h, T_{TS}, v) \quad (2)$$

ist je nachdem entweder der Ausgang des Steuergeräts (ECU) der Servo-Lenkung oder entspricht der nichtlinearen Charakteristik des Steuerventils der Hydraulik.  $F_{a,PS}$  ist eine nichtlineare Funktion, die von der Lenkradwinkelgeschwindigkeit  $\dot{\delta}_h$ , vom Lenksäulenmoment  $T_{TS}$  (z. B. an einem Drehstab gemessen) und der Fahrgeschwindigkeit  $v$  abhängt. Bild 1 zeigt eine typische statische Unterstützungskennlinie eines EPS-Systems. Für das manuelle Lenksystem ohne Lenkkraftunterstützung gilt  $F_{a,PS} = 0$ . Die verbleibende Dynamik, nachfolgend als *manueller Lenkanteil* bezeichnet, wird als linear angenommen. Die Grundlage für den in diesem Aufsatz verfolgten Ansatz ist die Idee, auch das *SbW*-System in zwei Teilsysteme zu unterteilen und diese Teile gedanklich dem manuellen und dem Unterstützungsanteil zuzuordnen, d. h.

$$\begin{bmatrix} \delta_h \\ x_r \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} S_{11} & S_{12} \\ S_{21} & S_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_h \\ F_r \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ S_{23} \end{bmatrix} F_{a,SbW}, \quad (3)$$

wobei die  $S_{ij}$  lineare Übertragungsfunktionen sind und  $F_{a,SbW}$  der Sollwert für die Unterstützungskraft des *SbW*-Systems. Offensichtlich kann die Äquivalenz beider Systeme erreicht werden, falls  $S_{ij} = P_{ij}$  ist und die gleiche Unterstützungskraft  $F_{a,SbW} = F_{a,PS}$  implementiert wird. Nachfolgend wird deswegen die Äquivalenz von manuellem Lenkanteil und Lenkkraftunterstützungsanteil getrennt untersucht.

Manueller Lenkanteil der Servo-Lenkung und entsprechender linearer Anteil von *SbW* sind exakt gleich, falls gilt  $S_{ij} = P_{ij}$ . Aufgrund praktischer Restriktionen kann dieses Ziel nicht exakt erreicht werden. Um dennoch nachzuweisen, dass ein gewisses Maß an Übereinstimmung vorhanden ist, wird die Äquivalenz der beiden Systeme anhand der zu den  $P_{ij}$  bzw.  $S_{ij}$  gehörenden Bode-Frequenzgängen



**Bild 1:** Statische Unterstützungskennlinie eines exemplarischen EPS-Systems.

im Sinne eines  $H_\infty$ -Güte-(Äquivalenz-)Kriteriums bewertet. Dieses Kriterium basiert auf skalierten Admittanz-Matrizen. Der Begriff Admittanz kennzeichnet den Zusammenhang zwischen Kräften bzw. Momenten  $f = [T_h \ F_r]^T$  und Geschwindigkeiten bzw. Drehgeschwindigkeiten  $v = [\dot{\delta}_h \ \dot{x}_r]$  entsprechend dem Zusammenhang  $v = Yf$ . Die Admittanz-Matrizen der linearen Lenkanteile der Servo-Lenkung und von *SbW* sind

$$Y_{PS}(s) = s \cdot \begin{bmatrix} P_{11}(s) & P_{12}(s) \\ P_{21}(s) & P_{22}(s) \end{bmatrix} \quad (4)$$

$$Y_{SbW}(s) = s \cdot \begin{bmatrix} S_{11}(s) & S_{12}(s) \\ S_{21}(s) & S_{22}(s) \end{bmatrix}. \quad (5)$$

Da zwischen den Reifenkräften und dem vom Fahrer aufgebrauchten Lenkraddrehmoment bzw. dem Lenkradwinkel und der Spurstangenposition unterschiedliche Übersetzungsverhältnisse vorherrschen, wird eine Skalierung der Admittanz-Matrizen nun vorgenommen. Aus diesem Grund werden zwei konstante Skalierungsfaktoren  $n_v$  und  $n_f$  eingeführt. Die skalierten Admittanz-Matrizen werden festgelegt zu

$$Y_{PS,s}(s) = s \begin{bmatrix} P_{11}(s) & \frac{1}{n_f} P_{12}(s) \\ n_v P_{21}(s) & \frac{n_v}{n_f} P_{22}(s) \end{bmatrix} \quad (6)$$

$$Y_{SbW,s}(s) = s \begin{bmatrix} S_{11}(s) & \frac{1}{n_f} S_{12}(s) \\ n_v S_{21}(s) & \frac{n_v}{n_f} S_{22}(s) \end{bmatrix}, \quad (7)$$

wobei  $n_f$  und  $n_v$  so gewählt werden, dass die stationären Verstärkungen sämtlicher Elemente von  $Y_{PS,s}(s)$  gleich sind. Eine genauere Betrachtung führt auf  $n_f = 1/n_v = i_P$ , wobei  $i_P$  das Übersetzungsverhältnis zwischen Ritzel und Zahnstange ist.

Um eine gute Übereinstimmung der beiden Systeme zu erzielen, muss der *SbW*-Regler so entworfen werden, dass die  $H_\infty$ -Norm der Differenz der skalierten Admittanz-Matrizen aus (6) und (7)

$$J = \|Y_{SbW,s}(s) - Y_{PS,s}(s)\|_\infty \quad (8)$$

möglichst klein wird. Spezifikationen dieser Art werden typischerweise beim Entwurf von Master/Slave-Systemen im Frequenzbereich verwendet [1; 5]. In diesem Aufsatz wird für den regelungstechnischen Entwurf jedoch nicht die  $H_\infty$ -Methodik angewandt. Der lineare Regler wird vielmehr exakt durch Lösen eines algebraischen Gleichungssystems bestimmt. Da die Implementierung notwendigerweise mit Abweichungen von dem aus diesem Verfahren resultierenden theoretischen Regler verbunden ist, wird das in (8) definierte Gütekriterium jedoch später in Abschnitt 6 dazu verwendet, den linearen Anteil des *SbW*-Systems zu beurteilen (siehe linke Abbildung in Bild 5).

Die Äquivalenzforderung für den nichtlinearen Unterstützungsanteil kann relativ einfach erfüllt werden. Diese Forderung impliziert, dass  $F_{a,SbW} = F_{a,PS}$  und  $S_{23} = P_{23}$  gelten

muss. Falls  $F_{a,PS}$  auf dem Steuergerät (ECU) implementiert ist, wie es beispielsweise bei EPS-Systemen der Fall ist, kann der gleiche Algorithmus auch für  $SbW$  verwendet werden. Das beim EPS vom Drehstab gemessene Moment  $T_{TS}$  muss bei  $SbW$  durch ein virtuelles entsprechendes Signal ersetzt werden, welches anhand eines geeigneten Modells erzeugt wird. Wird  $F_{a,PS}$  mechanisch erzeugt, wie dies bei hydraulischen Lenksystemen der Fall ist, so kann ein Modell dieses Systems im  $SbW$ -System verwendet werden.

Linearer und nichtlinearer Regler werden also mit Hilfe eines symbolischen Model-Matching-Ansatzes ermittelt.

### 2.2 Robuste Stabilität

Beim Entwurf des  $SbW$ -Regelungssystems ist es erforderlich, neben der Stabilität des  $SbW$ -Regelungssystems auch die Interaktion mit der Umgebung zu betrachten. Namentlich sind dies die Fahrerimpedanz, die mit dem  $SbW$ -System über das Lenkrad verbunden ist, und die Fahrzeugimpedanz, verbunden über die Spurstangen. Die Fahrerimpedanz kann in weiten Bereichen variieren, etwa je nachdem, wie lose oder fest der Fahrer das Lenkrad greift. Auch die an den Spurstangen wirksame Fahrzeugimpedanz ist unsicher, sie hängt z. B. vom Fahrzeugtyp, von den verwendeten Reifen, sowie dem Straßen- und Fahrzustand ab. Für einen Stabilitätsnachweis des Gesamtsystems kann die Passivitätstheorie angewandt werden. Hierzu werden Ergebnisse für allgemeine Telemanipulationssysteme auf  $SbW$  übertragen. Ein bilaterales Telemanipulationssystem besteht aus fünf interagierenden Subsystemen: Dem Menschen als Bediener, dem Master-Manipulator, dem Regler, dem Slave-Manipulator und der Umgebung [5]. Analog hierzu besteht ein  $SbW$ -System aus dem Fahrer, einem kraftreflektierendem Lenkrad (Lenkrad mit Lenkradaktor,  $SWA = \text{Steering Wheel Actuator}$ ), dem Regler, einem Vorderradlenkaktor ( $FWA = \text{Front Wheel Actuator}$ ) und dem Fahrzeug wie in Bild 2 gezeigt. Die einzelnen Blöcke sind über die jeweils wirksamen Signale Geschwindigkeit und Kraft verbunden. Eine hinreichende, wenn auch konservative Bedingung für die robuste Stabilität des Gesamtsystems ist die Passivität aller fünf Teilsysteme.  $FWA$  und  $SWA$  sind aktive Elemente. Daher werden zunächst die drei Teilsysteme  $FWA$ ,  $SWA$  und Regler zu einem einzigen System verbunden. Die Passivitätsbedingung für das zusammengefasste System ist weniger restriktiv als die Bedingung für simultane Passivität der drei Einzelsysteme. Nachfolgend werden die Stabilitätsbetrachtungen lediglich für den linearen Lenkanteil des  $SbW$ -Systems durchgeführt. Die Passivität des Fahrers bzw. der biomechanischen Dynamik seiner Hand bezieht sich insbesondere auf den hoch-

frequenten Bereich, in dem der Fahrer nicht willkürlich handelt und das System durch Energieeintrag destabilisieren könnte. In diesem Bereich kann der Fahrer nicht agieren, sondern nur reagieren, hängt also passiv am Lenkrad. Bei niedrigen Frequenzen kann die Passivität der Verantwortung des Fahrers zugeschrieben werden, d. h. es obliegt ihm, passiv oder aktiv zu agieren und hierdurch das System zu destabilisieren.

Vereinfachend soll nun die Fahrer- und die Fahrzeugimpedanz als strikt passiv (aber sonst beliebig) angenommen werden. Unter dieser Voraussetzung muss, um die robuste Stabilität des Gesamtsystems (bestehend aus dem Fahrer, der Umgebung und dem linearen Lenkanteil) zu gewährleisten, die Passivität des Teilsystems  $SWA$ -Regler- $FWA$  ( $SbW$ -System) nachgewiesen werden. Dieses Teilsystem ist passiv, d. h. verlustfrei, falls die in einem bestimmten Zeitintervall wirkende Leistung (das Produkt aus Kraft und Geschwindigkeit) nichtnegativ ist, d. h.

$$\int_0^T \mathbf{f}(t)^T \mathbf{v}(t) dt \geq 0. \tag{9}$$

Gleichung (9) ist dann erfüllt, wenn die Admittanzmatrix  $\mathbf{Y}_{SbW}$  streng positiv reell ist [3]. Dies führt auf die aus der Netzwerktheorie bekannte Verlustlosigkeits- bzw. Passivitätsbedingung

$$\mathbf{S}_T^T(-s)\mathbf{S}_T(s) \leq \mathbf{I}, \tag{10}$$

wobei  $\mathbf{I}$  die Einheitsmatrix ist und  $\mathbf{S}_T$  die sogenannte Streumatrix (engl. „scattering matrix“). Letztere ist definiert als die Übertragungsmatrix zwischen den Wellenvektoren  $\mathbf{a} = (\mathbf{R}_0^{-1}\mathbf{f} + \mathbf{R}_0\mathbf{v})/2$  und  $\mathbf{b} = (\mathbf{R}_0^{-1}\mathbf{f} - \mathbf{R}_0\mathbf{v})/2$  entsprechend  $\mathbf{b} = \mathbf{S}_T\mathbf{a}$ . Die einzelnen Elemente der Streumatrix sind dimensionslose Größen. Hierfür werden als Elemente der Matrix

$$\mathbf{R}_0 = \begin{bmatrix} R_{01} & 0 \\ 0 & R_{02} \end{bmatrix} \tag{11}$$

(beliebig wählbare) Normalisierungszahlen  $R_{0i}$ , die in der Netzwerktheorie in den Torbezugswiderständen ihre Entsprechung finden, eingeführt. In (10) bezeichnet  $\mathbf{S}_T^T(-s)$  die parakonjugierte Matrix zu  $\mathbf{S}_T(s)$ . Für das  $SbW$ -System ergibt sich für die Streumatrix

$$\mathbf{S}_T = (\mathbf{I} + \mathbf{R}_0\mathbf{Y}_{SbW}\mathbf{R}_0)^{-1}(\mathbf{I} - \mathbf{R}_0\mathbf{Y}_{SbW}\mathbf{R}_0). \tag{12}$$

Die Anwendung des strukturierten Singulärwertes [4] liefert schließlich eine notwendige und hinreichende Bedingung für die robuste Stabilität des  $SbW$ -Gesamtsystems mit linearem Regler [2]:

$$\sup_{\omega} \mu(\mathbf{S}_T(j\omega)) \leq 1. \tag{13}$$

### 3 Modell der Servo-Lenkung

Die Servo-Lenkung, deren dynamisches Verhalten auf  $SbW$  übertragen werden soll, kann vorgegeben werden durch

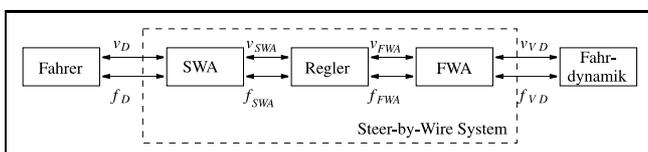


Bild 2: Verallgemeinertes Steer-by-Wire System.

- ein detailliertes mathematisches Modell im Sinne von Differentialgleichungen mit physikalischen Parametern oder durch
- eine mittels Identifikation bestimmte Matrix von Frequenzgängen.

Entsprechend (1) sind in beiden Fällen die betrachteten Eingänge Lenkradmoment  $T_h$  und Reaktionskraft  $F_r$  an der Spurstange. Die Ausgänge sind der Lenkradwinkel  $\delta_h$  und die Spurstangenposition  $x_r$ . Für lineare Betrachtungen kann die Dynamik durch eine  $2 \times 2$ -Übertragungsmatrix beschrieben werden, wobei folgende Vorzeichenkonvention gelten soll: Positive Werte des Lenkradmoments  $T_h$  oder der Reaktionskraft  $F_r$  führen stationär zu Geschwindigkeiten  $\dot{\delta}_h$  und  $\dot{x}_r$  mit positiven Beträgen. Damit sind alle Elemente von  $Y_{PS}$  positiv für  $s = 0$ .

### 3.1 Modellbasierte Beschreibung der Servo-Lenkung

Das in diesem Abschnitt eingeführte Modell einer Servo-Lenkung ist mit Hinblick auf den späteren modellbasierten Entwurf einer *SbW*-Regelung bewusst sehr allgemein gehalten. Der erste Teil des Systems umfasst die als linear angenommene Dynamik der manuellen Lenkung. Der zweite Teil betrifft Servo-Lenkensysteme und ist der Unterstützungsanteil, welcher auch nichtlineare Charakteristiken beinhalten kann.

Manueller Lenkanteil: Die Übertragungsfunktion  $P_h$  bestimmt die Dynamik des Lenkrads:

$$\delta_h = P_h(s)(T_h - T_{TS}) . \quad (14)$$

Dabei ist  $T_{TS}$  das Moment am Ritzel. Die Zahnstange wird beschrieben durch die Übertragungsfunktion  $P_R$ :

$$x_r = P_R(s) \left( \frac{T_{TS}}{i_P} + F_{PS} + F_r \right) . \quad (15)$$

Die auf die Zahnstange wirkenden Kräfte sind  $F_r$ , die Unterstützungskraft  $F_{PS}$  sowie die Ritzelkraft  $T_{TS}/i_P$ . Hierbei ist  $i_P$  das Übersetzungsverhältnis zwischen Ritzel und Zahnstange. Das dynamische Verhalten des Drehstabs wird durch  $P_P(s)$  wiedergegeben:

$$T_{TS} = P_P(s) \left( \delta_h - \frac{x_r}{i_P} \right) . \quad (16)$$

Lenkunterstützungsanteil: Bei Servo-Lenkensystemen wird die Unterstützungskraft  $F_{PS}$  durch einen Hydraulikkolben oder einen Elektromotor aufgebracht (andernfalls ist  $F_{PS} = 0$ ). Der Zusammenhang mit dem Sollwert für die Unterstützungskraft  $F_{a,PS}$  besteht über die Übertragungsfunktion  $P_{PS,ref}$ , d. h.

$$F_{PS} = P_{PS,pos}(s)x_r + P_{PS,ref}(s)F_{a,PS} . \quad (17)$$

Die Position der Zahnstange hat eine Rückwirkung auf  $F_{PS}$  (beispielsweise bedingt durch Trägheit, viskose Dämpfung, Gegeninduktion), modelliert mit der Übertragungsfunktion  $P_{PS,pos}$ .

### 3.2 Identifikationsbasierte Beschreibung der Servo-Lenkung

Falls keine physikalische Modellierung der Servo-Lenkung möglich ist, kann eine Systemidentifikation im Frequenzbereich versucht werden. Hierzu ist es zweckdienlich, das Lenksystem separat vom Fahrzeug auf einen Prüfstand zu montieren und die Möglichkeit vorzusehen, externe Momente bzw. Kräfte auf Lenkrad und Zahnstange zu geben. Für die Identifikation wird die Versuchsanordnung mit geeigneten Kraft- und/oder Momentensignalen angeregt und die Ausgänge  $\delta_h$  und  $x_r$  werden gemessen. Falls möglich, sollte das Gesamtsystem vor der Identifikation in lineare und nichtlineare Komponenten aufgeteilt werden. Das Ergebnis sind die fünf Übertragungsfunktionen  $P_{11}$ ,  $P_{12}$ ,  $P_{21}$ ,  $P_{22}$ ,  $P_{23}$ . Die Funktion  $F_{a,PS}$  ist als Algorithmus eines elektrischen Steuergeräts bekannt bzw. wird als Charakteristik und Dynamik des Hydraulikventils ermittelt.

### 4 Steer-by-Wire Konfiguration

Analog zu (14) ist die Dynamik des Lenkrades

$$\delta_h = S_h(s)(T_h - T_{SWA}) , \quad (18)$$

wobei

$$T_{SWA} = S_{SWA,pos}(s)\delta_h + S_{SWA,ref}(s)T_{SWA,ref} \quad (19)$$

das vom Lenkradaktuator aufgebrachte Moment ist. Es wird durch einen Elektromotor über die Übertragungsfunktion  $S_{SWA,ref}(s)$  generiert, welche eine unterlagerte Momentenregelung einschließt. Der Sollwert  $T_{SWA,ref}$  wird vom *SbW*-Regler berechnet. Trägheit und Gegeninduktion finden über die Übertragungsfunktion  $S_{SWA,pos}(s)$  Berücksichtigung. Das Modell des Vorderradlenkaktuators hat die gleiche Struktur wie das des Lenkradaktuators (19), d. h.

$$T_{FWA} = i_S S_{FWA,pos}(s)x_r + S_{FWA,ref}(s)T_{FWA,ref} . \quad (20)$$

Dabei bezeichnet  $T_{FWA,ref}$  den vom *SbW*-Regler vorgegebenen Sollwert für das Motormoment  $T_{FWA}$  und  $i_S$  die Getriebeübersetzung. Die Dynamik der Zahnstange ist analog zu (15)

$$x_r = S_R(s) \left( \frac{T_{FWA}}{i_S} + F_r \right) . \quad (21)$$

### 5 Entwurf der Steer-by-Wire Regelung

Die Aufgabe des *SbW*-Reglers ist es, die Sollmomente für den Vorderradlenkaktuator ( $T_{FWA,ref}$ ) und den Lenkradaktuator ( $T_{SWA,ref}$ ) bereitzustellen. Die folgende *SbW*-Reglerstruktur wird vorgeschlagen:

$$\begin{bmatrix} T_{SWA,ref} \\ T_{FWA,ref} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{13} & C_{14} \\ C_{21} & C_{22} & C_{23} & C_{24} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta_h \\ x_r \\ T_h \\ F_r \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{15} \\ C_{25} \end{bmatrix} F_a \quad (22)$$

Im Allgemeinen verwendet der Regler die dynamische Rückführung sämtlicher Eingangsgrößen ( $\delta_h$ ,  $x_r$ ,  $T_h$ ,  $F_r$ ). Zusätzlich wird eine gedankliche Unterstützungskraft  $F_a$  entsprechend der Unterstützungskennlinie der elektrischen oder hydraulischen Servo-Lenkung in (2) verwendet. Hierfür kann  $T_{TS}$  modellbasiert entsprechend (16) ermittelt werden. Im ersten Entwurfschritt wird ein idealer *SbW*-Regler so berechnet, dass die durch (1) und (3) wiedergegebenen Übertragungsverhalten äquivalent sind. Hierbei ist zu beachten, dass die in (22) eingeführte Reglerstruktur mehr Freiheitsgrade besitzt als dazu notwendig. Zusätzlich ist zu berücksichtigen, dass aus wirtschaftlichen Gesichtspunkten eine geringe Anzahl von Sensoren vorteilhaft ist. Die folgenden vier Reglerstrukturen mit einer adäquaten Anzahl von Freiheitsgraden sind naheliegend:

- Bidirektionale Positionsrückführung (Lenkradwinkel und Zahnstangenposition):

$$\begin{bmatrix} T_{SWA_{ref}} \\ T_{FWA_{ref}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & 0 & 0 \\ C_{21} & C_{22} & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta_h \\ x_r \\ T_h \\ F_r \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ C_{25} \end{bmatrix} F_a \quad (23)$$

- Unidirektionale Rückführung von Lenkradwinkel und Zahnstangenkraft:

$$\begin{bmatrix} T_{SWA_{ref}} \\ T_{FWA_{ref}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C_{11} & 0 & 0 & C_{14} \\ C_{21} & C_{22} & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta_h \\ x_r \\ T_h \\ F_r \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ C_{25} \end{bmatrix} F_a \quad (24)$$

- Unidirektionale Rückführung von Lenkradmoment und Zahnstangenposition:

$$\begin{bmatrix} T_{SWA_{ref}} \\ T_{FWA_{ref}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & 0 & 0 \\ 0 & C_{22} & C_{23} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta_h \\ x_r \\ T_h \\ F_r \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ C_{25} \end{bmatrix} F_a \quad (25)$$

- Bidirektionale Kraftrückführung (Lenkradmoment und Zahnstangenkraft):

$$\begin{bmatrix} T_{SWA_{ref}} \\ T_{FWA_{ref}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C_{11} & 0 & 0 & C_{14} \\ 0 & C_{22} & C_{23} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta_h \\ x_r \\ T_h \\ F_r \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ C_{25} \end{bmatrix} F_a \quad (26)$$

Es wird jeweils eine lokale Positionsrückführung und eine unidirektionale Rückführung der Unterstützungskraft auf den Vorderradlenkaktuator angenommen, weswegen  $C_{15} = 0$  ist.

Nachfolgend wird von der aufgrund der Sensorik am einfachsten zu realisierenden Struktur, der bidirektionalen Positionsrückführung entsprechend (23), ausgegangen. Das nachfolgend beschriebene Verfahren kann jedoch sinngemäß ebenso auf die Strukturen (24) bis (26) angewandt werden.

## 5.1 Modellbasierter Entwurf von *SbW*

Falls mathematische Modelle vom *SbW*-System einschließlich *FWA* und *SWA* und der Servo-Lenkung als Referenzsystem vorliegen, können diese Modelle dazu verwendet werden, einen idealen *SbW*-Regler herzuleiten. Das algebraische Lösen aller Gleichungen  $S_{ij} = P_{ij}$  führt auf eine eindeutige Lösung für den Regler:

$$C_{11} = \frac{P_P - S_{SWA_{pos}}}{S_{SWA_{ref}}} + \frac{S_h - P_h}{S_h P_h S_{SWA_{ref}}} \quad (27)$$

$$C_{12} = -\frac{1}{i_P} \cdot \frac{P_P}{S_{SWA_{ref}}} \quad (28)$$

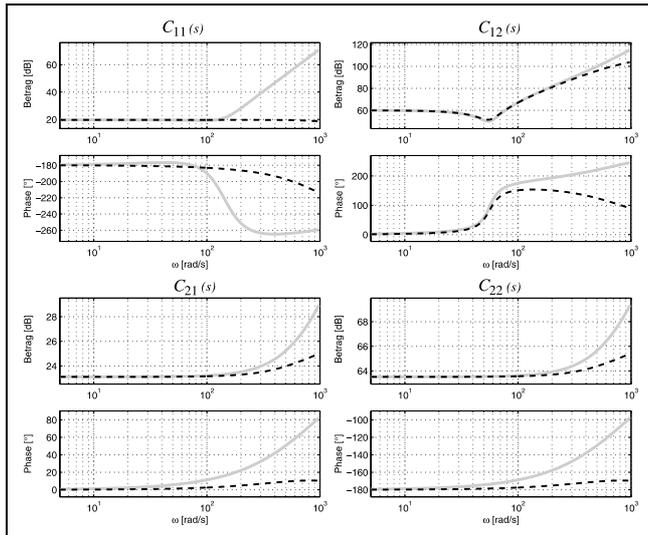
$$C_{21} = \frac{i_S}{i_P} \cdot \frac{P_P}{S_{FWA_{ref}}} \quad (29)$$

$$C_{22} = -\frac{i_S}{i_P^2} \cdot \frac{P_P}{S_{FWA_{ref}}} + i_S \left( \frac{P_R - S_R}{S_{FWA_{ref}} P_R S_R} + \frac{P_{PS_{pos}} - S_{FWA_{pos}}}{S_{FWA_{ref}}} \right) \quad (30)$$

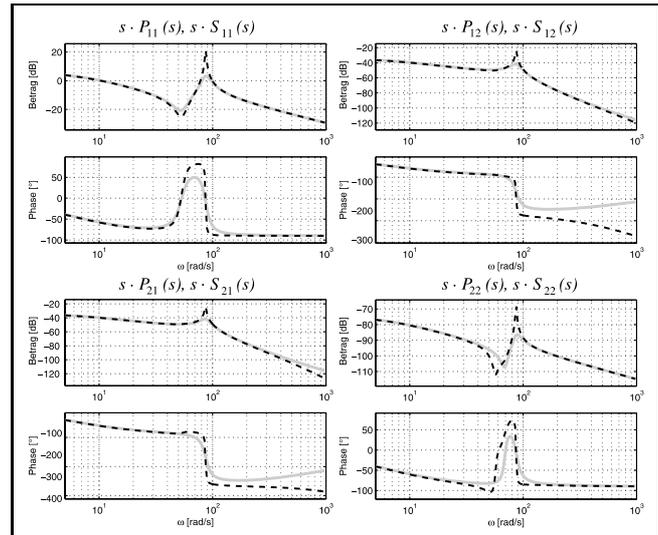
$$C_{25} = i_S \frac{P_{PS_{ref}}}{S_{FWA_{ref}}} \quad (31)$$

Mit diesem theoretischen Regler stimmen die Admittanzmatrizen von *SbW* und Servo-Lenkung exakt überein (siehe (4),(5)) und das Gütemaß  $J$  in (8) erreicht den idealen Wert Null. Verwendet man den gleichen Algorithmus in (23) wie durch (2) gegeben, um die Soll-Unterstützungskraft  $F_a$  zu berechnen, dann stimmen *SbW* und Servo-Lenkung auch im nichtlinearen Anteil exakt überein. Aus praktischen Gründen muss der Regler modifiziert werden. Bevor diese Anpassung vorgenommen wird, ist es sinnvoll, am idealen *SbW*-System, falls möglich, einige Vereinfachungen vorzunehmen:

- $C_{11}$  vereinfacht sich signifikant, falls die Unterschiede in der Dynamik der Lenkräder von *SbW* und der konventionellen Lenkung vernachlässigt werden können (d. h.  $S_h(s) = P_h(s)$ ).
  - $C_{22}$  vereinfacht sich signifikant, falls das gleiche Lenkgetriebe für *SbW* wie für die konventionelle Lenkung verwendet wird (d. h.  $S_R(s) = P_R(s)$ ).
  - $C_{22}$  vereinfacht sich darüber hinaus, falls der Aktuator für die Servounterstützung als Vorderradlenkaktuator bei *SbW* eingesetzt wird (d. h.  $S_{FWA_{pos}}(s) = P_{PS_{pos}}(s)$ ).
  - Weiterhin wird aus den Reglergleichungen ersichtlich, dass beim *SbW* die entsprechende lineare Aktuatordynamik ( $S_{FWA_{ref}}(s)$  und  $S_{SWA_{ref}}(s)$ ) kompensiert werden muss. Auf diese Kompensation kann verzichtet werden, falls die Aktuatoren entsprechend leistungsfähig sind, d. h. eine hohe Bandbreite und eine hohe Stellrate besitzen.
  - Gegebenenfalls müssen nicht realisierbare Terme in  $C_{ij}$  durch eine entsprechende Erweiterung mit Tiefpassfiltern realisierbar gemacht werden.
- Die idealen Übertragungsfunktionen für ein spezielles Paar EP-*SbW* sind in Bild 3 grau dargestellt, deren implementierbare Näherung mit den oben beschriebenen Vereinfachungen gestrichelt.



**Bild 3:** Frequenzantworten von idealem Regler (27) (grau) und praktisch implementierten Regler (gestrichelt).



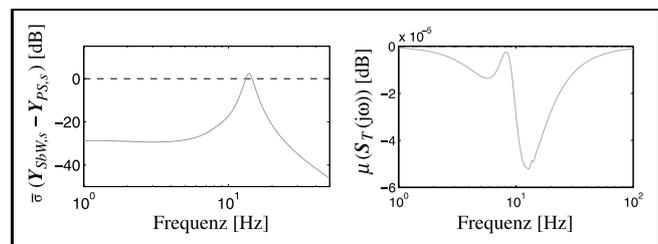
**Bild 4:** Frequenzantworten der Admittanz-Matrizen der Servo-Lenkung (grau) und des *SbW*-Systems mit dem Regler aus Bild 3 (schwarz, gestrichelt).

### 5.2 Identifikationsbasierter Entwurf des Steer-by-Wire Reglers

Als Referenzsystem für das *SbW*-System können auch durch Identifikation der Servo-Lenkung ermittelte Frequenzgänge verwendet werden. Die Gleichungen der Äquivalenzbedingung  $S_{ij} = P_{ij}$  werden für die Reglerübertragungsfunktionen  $C_{ij}$  gelöst. Hierbei werden Amplitude und Phase der Reglerübertragungsfunktionen jeweils für ein Frequenzraster berechnet. Durch Approximation im Frequenzbereich kann schließlich ein implementierbarer (realisierbarer) Regler ermittelt werden.

## 6 Lineare Analyse des Steer-by-Wire Systems

In diesem Abschnitt wird der Linearteil, d. h. der manuelle Lenkanteil des *SbW*-Systems, untersucht. Bild 4 zeigt die Amplituden- und Phasengänge der einzelnen Elemente der Admittanzmatrizen  $Y_{PS}(s)$  und  $Y_{SbW}(s)$  entsprechend (4) und (5) für ein reales EPS-System (grau) und das in seinen Übertragungseigenschaften diesem nachgebildete *SbW*-System (gestrichelt). Dies lässt die gute Übereinstimmung der beiden Systeme erkennen. Die Zunahme der Resonanzüberhöhung bei *SbW* lässt sich durch Ergänzung des Reglers mit weiteren Filtern reduzieren. Das linke Diagramm in Bild 5 zeigt den Verlauf des maximalen Singulärwerts  $\bar{\sigma}$  über der Frequenz  $\omega$  entsprechend (8). Bis ca. 10 Hz ist der maximale Singulärwert, der als Maß für die Äquivalenz beider Systeme herangezogen wird, kleiner als  $-20$  dB, was einen hohen Grad an Übereinstimmung bedeutet. Das rechte Diagramm in Bild 5 zeigt den Verlauf des strukturierten Singulärwerts der Streumatrix  $\mu(S_T(j\omega))$ . Da für alle Frequenzen  $\mu < 1$  gilt (siehe (13)), kann für das lineare *SbW*-System robuste Stabilität bezüglich einer beliebig passiven Fahrer- und Fahrzeug-Impedanz gewährleistet werden. Die Robustheit gegenüber Modell-



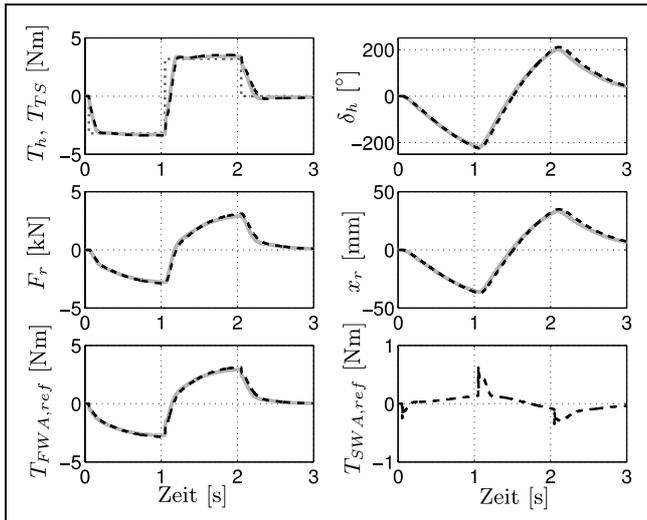
**Bild 5:** Verlauf des maximalen Singulärwerts für die Äquivalenzbedingung (links) und des strukturierten Singulärwerts für die Passivitätsbedingung (rechts).

fehlern in der *FWA*- und *SWA*-Aktuatordynamik wurde hier nicht betrachtet. Wenn das im konkreten Fall jedoch als notwendig erachtet wird, kann dem durch Einfügen parametrischer oder unstrukturierter Unsicherheitsmodelle in Entwurf und Analyse beispielsweise durch Anwendung des Parameterraumverfahrens Rechnung getragen werden.

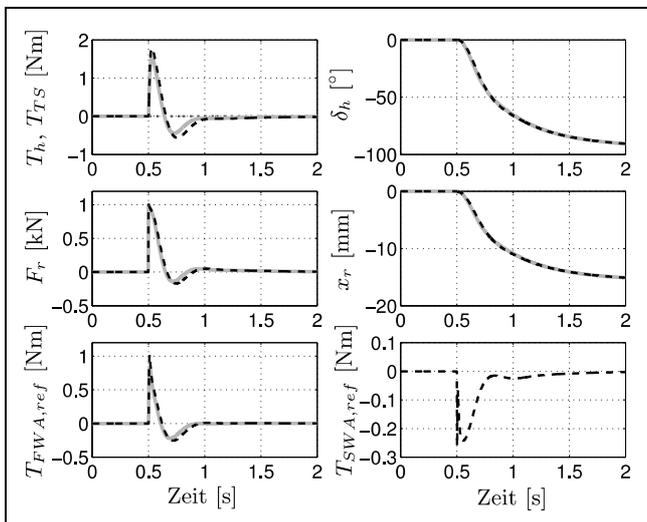
## 7 Ergebnisse

### 7.1 Simulationsergebnisse

Die Analyse des nichtlinearen *SbW*-Systems, bestehend aus linearem manuellem Lenkanteil und nichtlinearem Unterstützungsanteil, wurde im Zusammenspiel mit einem Fahrdynamikmodell durchgeführt. Des Weiteren wurden nichtlineare validierte Aktuatormodelle (*FWA*-, *SWA*-Modelle) der Firma TRW verwendet. Für die Simulationen wurde eine rechteckförmige Anregung des Lenkradmoments mit einer Amplitude von 3,2 Nm bzw. eine sprunghörmige Anregung mit einer Stör-Zahnstangenkraft von 1 kN gewählt. Die Straße wurde als trocken angenommen und die Fahrgeschwindigkeit betrug jeweils 20 km/h. Die in Bild 6 und Bild 7 dargestellten Ergebnisse zeigen eine sehr gute Übereinstimmung von *SbW* und EPS. Vergleichbar gute Ergebnisse wurden auch für



**Bild 6:** Simulationsergebnisse für eine rechteckförmige Anregung des Lenkradmoments bei *SbW* (schwarz) und *EPS* (grau).



**Bild 7:** Simulationsergebnisse für eine sprungförmige Anregung der Zahnstangenkraft bei *SbW* (schwarz) und *EPS* (grau).

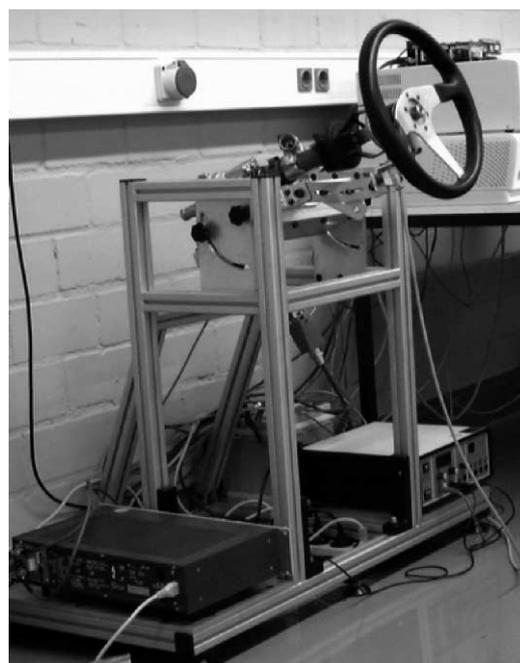
andere Fahrgeschwindigkeiten aus dem Betriebsbereich eines Straßenfahrzeugs und bei unterschiedlichen Straßenverhältnissen erzielt. Aufgrund der Struktur der Regelung werden äquivalent zur konventionellen Lenkung, Radkraft-Anregungen an den Fahrer übermittelt, die beispielsweise aus dem Abstützen am Bordstein, aus Straßenunebenheiten oder dem für den Fahrer wichtigen Einbrechen des Lenkmoments im untersteuernden Grenzbereich resultieren können.

Bei einer praktischen Umsetzung ist die Dynamik der beteiligten Komponenten im Gegensatz zu den vorliegenden Simulationen nicht perfekt bekannt. Daher ist mit größeren Abweichungen, als hier gezeigt, zu rechnen. Die Simulationen verdeutlichen dennoch, dass sich unter Verwendung der vorgestellten Methode zur *SbW*-Reglersynthese eine sehr gute Übereinstimmung des Lenkgefühls von *SbW* zu einem Referenzsystem erzielen lässt. Es sei abschließend angemerkt, dass neben realen konventionellen Lenksystemen

auch Systeme mit frei wählbarer Dynamik als Referenzsysteme für den *SbW*-Reglerentwurf dienen können. Durch den Wegfall der mechanischen Zwänge kann somit ein durch den *SbW*-Regler frei konfigurierbares (und auch rekonfigurierbares) Lenkgefühl dargestellt werden. Darüber hinaus ist das vorgestellte Verfahren prinzipbedingt auch dazu geeignet, an Stelle der gezeigten bidirektionalen Positionsrückführung Mischformen aus Positions- und Kraft-rückführungen, entsprechend beispielsweise (24) bis (26), zu realisieren.

## 7.2 Component-in-the-loop Prüfstand

Die Firma TRW Fahrwerksysteme GmbH & Co. KG setzt zur Beurteilung entwickelter Regelalgorithmen für Steer-by-Wire Lenksysteme einen Evaluierungsprüfstand ein (Bild 8). Dieser Prüfstand ist gegenwärtig als Component-in-the-Loop- (CIL-) Prüfstand ausgeführt, bei dem der Lenkradaktuator, welcher dem Fahrer die Lenkreaktion widerspiegeln soll, als tatsächliche Hardware eingebunden ist. Dies ist insofern von Bedeutung, als dass die für den Fahrer wichtige Schnittstelle zwischen Mensch und Maschine realistisch dargestellt wird. Der zum Bewegen der gelenkten Fahrzeugräder eingesetzte Vorderradlenkaktuator ist als Simulationsmodell eingebunden. Das Fahrzeugverhalten wird mit Hilfe eines realistischen Fahrzeugmodells (Vedyna von der Fa. Tesis/DynaWare) bestimmt. Die Prüfstandsteuerung sowie die Simulation des Fahrzeugverhaltens und der Eigenschaften des Lenk-Aktuators geschieht unter Verwendung von dSpace-Komponenten. Der CIL-Prüfstand erlaubt eine subjektive Beurteilung von Regelalgorithmen und generierten Lenkfunktionen. Die im Rahmen des gemeinsamen Entwicklungsprojektes von TRW/DLR entwickelten Regelalgorithmen sollen am TRW-CIL-Prüfstand getestet und bewertet werden.



**Bild 8:** CIL-Prüfstand für *SbW* Rapid Control Prototyping.

## 8 Zusammenfassung

In diesem Aufsatz wurde ein generischer Regleransatz für den Entwurf von *SbW*-Regelungssystemen vorgestellt. Das Ziel, ein *SbW*-System so auszulegen, dass es sich wie eine herkömmliche Servo-Lenkung anfühlt, wurde über einen algebraischen Model-Matching-Ansatz erreicht. Dieser modellbasierte Ansatz erfordert, dass entweder ein physikalisches Modell oder ein identifiziertes Frequenzgangmodell der Servo-Lenkung als Referenzsystem zur Verfügung steht. Weiterhin müssen die zu verwendenden Rückführgrößen festgelegt werden. Die Struktur und die Parametrisierung des *SbW*-Reglers sind Ergebnis des Entwurfsverfahrens, d. h. dieser ist physikalisch leicht interpretierbar und somit auch leicht modifizierbar. Anhand einer eingehenden Analyse im Frequenz- und Zeitbereich sowie erster CIL-Versuche mit einem kraftreflektierenden Lenkrad wurde die gute Übereinstimmung eines entworfenen *SbW*-Systems mit einer realen konventionellen EPS-Lenkung demonstriert. Prinzipbedingt kann bei dem vorgestellten Verfahren von einem Referenzsystem mit nahezu beliebig wählbarem Übertragungsverhalten ausgegangen werden, womit eine gezielte Verbesserung der Dynamik und damit des Lenkgefühls erreicht werden kann. Auch kann hiermit die Implementierung weiterer *SbW*-Funktionalitäten realisiert werden, wie beispielsweise die variable Lenkübertragung, die Vorhaltelenkung oder die haptische Rückkopplung fahrdynamisch kritischer Zustände. Das Verfahren ist auch kombinierbar mit Fahrdynamikregelungssystemen basierend auf aktiven Lenkeingriffen, beispielsweise zur Schleuder- und Kippvermeidung. Darüber hinaus kann das vorgestellte Konzept auf andere Master/Slave Force Feedback Systeme übertragen werden.

### Literatur

- [1] C. Canudas-De-Wit und P. Billot, „Human-friendly control design for drive-by-wire steering vehicles“, in *Proc. 3rd IFAC Workshop on Advances in Automotive Control*, (Karlsruhe), S. 69–74, 2001.
- [2] J. Colgate, „Robust impedance shaping telemanipulation“, *IEEE Transactions on Robotics and Automation*, Bd. 9, S. 374–384, 1993.
- [3] C. Desoer und M. Vidyasagar, *Feedback systems: Input-Output properties*. New York: Academic Press, 1975.
- [4] J.C. Doyle, B.A. Francis und A.R. Tannenbaum, *Feedback control theory*. New York: MacMillan Publishing Company, 1992.

- [5] Z. Hu, S. Salcudean und P. Loewen, „Optimization-based teleoperation controller design“, in *Proc. 13th IFAC World Congress*, (San Francisco), S. 405–410, 1996.
- [6] D. Odenthal, T. Bünte, H.-D. Heitzer und C. Eicker, „How to make steer-by-wire feel like power steering“, in *Proc. 15th IFAC World Congress on Automatic Control*, (Barcelona), 2002.
- [7] D. Odenthal, T. Bünte, H.-D. Heitzer und C. Eicker, „Übertragung des Lenkgefühls einer Servo-Lenkung auf Steer-by-Wire“, in *Fachtagung, Steuerung und Regelung von Fahrzeugen und Motoren – AUTOREG 2002*, (Mannheim), Apr. 2002. VDI-Berichte 1672.
- [8] D. Odenthal, T. Bünte und R. Koeppel, „Regelung von Systemen mit kinästhetischer Kopplung“. Patentanmeldung 102 16 247.6, Deutsches Patent- und Markenamt München, 2002. Anmeldung 12.04.2002.
- [9] Y. Yokokohji und T. Yoshikawa, „Bilateral control of master-slave manipulators for ideal kinesthetic coupling“, in *IEEE Int. Conf. on Robotics and Automation*, 1992.

Manuskripteingang: 30. August 2002.

---

**Dr.-Ing. Dirk Odenthal** war wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Robotik und Mechatronik des Deutschen Zentrums für Luft- und Raumfahrt (DLR). Hauptarbeitsgebiete: Methoden der parametrischen robusten Regelungstechnik, fahrdynamische Regelungssysteme. Er ist jetzt als Entwicklungsingenieur im Bereich Vorentwicklung Fahrwerk der BMW AG in München tätig.

Adresse: BMW AG, Forschungs- und Innovationszentrum, Knorrstr. 147, D-80788 München, Tel.: 089/382-53145, Fax: 089/382-70 53145, E-Mail: Dirk.Odenthal@bmw.de

**Dr.-Ing. Tilman Bünte** ist wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Robotik und Mechatronik des Deutschen Zentrums für Luft- und Raumfahrt (DLR). Hauptarbeitsgebiete: Methoden der parametrischen robusten Regelungstechnik und deren Anwendung.

Adresse: DLR, Institut für Robotik und Mechatronik, Postfach 1116, D-82230 Weßling, Tel.: 08153/28-1627, Fax: 08153/28-41627, E-Mail: Tilman.Buente@dlr.de, <http://www.robotik.de/~buente>

**Dr.-Ing. Heinz-Dieter Heitzer** ist bei der TRW Fahrwerksysteme GmbH in Düsseldorf Entwicklungsleiter im Bereich Vorentwicklung zukünftige Lenksysteme.

Adresse: TRW Fahrwerksysteme GmbH & Co. KG, Hansaallee 190, D-40547 Düsseldorf, Tel.: 0211/584-283, Fax: 0211/584-635, E-Mail: Heinz-Dieter.Heitzer@trw.com

**Dr.-Ing. Christoph Eicker** ist bei der TRW Fahrwerksysteme GmbH in Düsseldorf mit der Entwicklung von zukünftigen Lenksystemen betraut.

Adresse: TRW Fahrwerksysteme GmbH & Co. KG, Hansaallee 190, D-40547 Düsseldorf, Tel.: 0211/584-716, Fax: 0211/584-635, E-Mail: Christoph.Eicker@trw.com