

## Optimale Regelung einer elektromechanischen Servolenkung

Hermann Henrichfreise, Jürgen Jusseit

*Labor für Mechatronik (CLM), Fachhochschule Köln, [www.clm-online.de](http://www.clm-online.de)*

Harwin Niessen

*Mercedes-Benz Lenkungen GmbH (MBL), Entwicklungszentrum Esslingen*

### Kurzfassung

Der Beitrag beschreibt die Modellbildung sowie den Entwurf und die Inbetriebnahme einer beobachterbasierenden Zustandsregelung für eine elektromechanische Servolenkung. Die Vorgabe eines Sollhandmoments als Führungsgröße vermittelt dem Fahrer am Lenkrad ein gewünschtes Lenkgefühl. Durch den Entwurf einer optimalen und robusten Regelung mit Hilfe des LQG/LTR-Verfahrens sowie die Beobachtung und Aufschaltung der am System angreifenden Störgrößen weist das geregelte System ein sehr gutes Führungs- und Störverhalten auf. Die Regelgröße folgt auch bei schnellen Lenkvorgängen der vorgegebenen Führungsgröße in einem sehr engen Toleranzband. Dieses Verhalten wird sowohl durch Simulation als auch durch Messungen am realen Fahrzeug belegt. Die vorgestellte Regelung erfüllt die Anforderungen an ein modernes Lenksystem. Sie ermöglicht die Anpassung des Lenkgefühls an die jeweilige Fahrsituation und bleibt dabei robust.

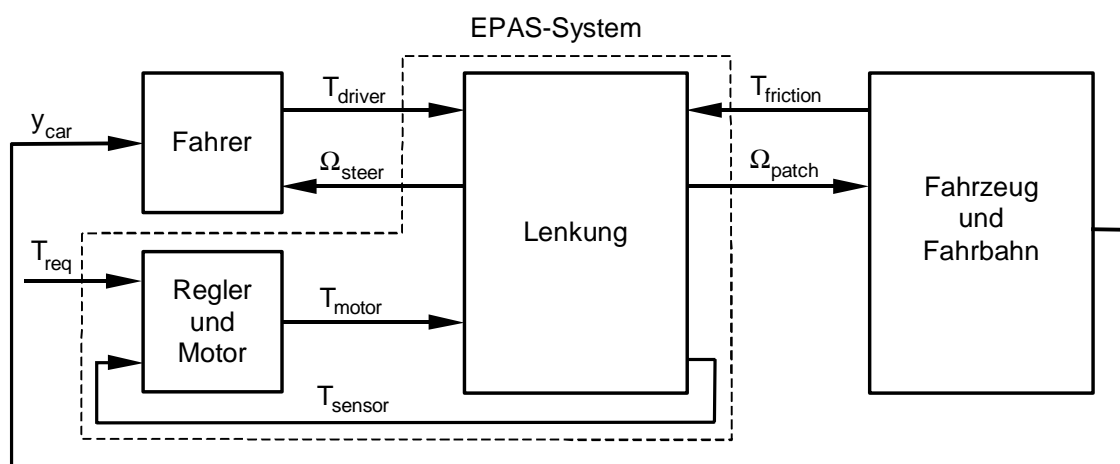
### Abstract

This paper describes the modeling, design and implementation of an observer-based state-space control of an electromechanical power steering system. A reference steering torque provides the driver with a desired steering feel. By designing an optimal and robust control following the LQG/LTR approach combined with the observation and feed-forward of external disturbances acting on the system the control system shows an excellent reference tracking and disturbance rejection behavior. The controlled variable follows the reference signal within narrow tolerances even for rapid steering actions. This behavior is proved both through simulation and by measurements taken from an actual vehicle. The control system presented here fulfills the demands placed on a modern steering system. It allows the adaptation of the steering feel to the current driving situation while maintaining a high degree of robustness.

## 1 Einleitung

Die Entwicklung neuartiger Lenksysteme wird maßgeblich durch die Forderungen nach mehr Fahrsicherheit und Lenkcomfort bestimmt. Bis zur Einführung von Steer-by-Wire-Systemen werden neben den bislang marktbeherrschenden hydraulischen Lenkungen zunehmend elektromechanische Servolenkungen (Electric Power Assisted Steering, EPAS) eingesetzt, bei denen die Lenkunterstützung mit Hilfe eines Elektromotors realisiert wird [1, 2]. Der Wegfall der Hydraulikkomponenten (Pumpe, Ölbehälter und Hydraulikleitungen) hat eine Reduktion der Kosten und der Variantenvielfalt von Lenkungscomponenten sowie eine verbesserte Umweltbilanz zur Folge. Zudem kann die Lenkungsregelung leicht mit anderen Fahrzeugsystemen, z.B. einem ESP, kombiniert oder um Assistenzfunktionen, z.B. für automatisches Einparken und Spurhalten, erweitert werden.

In einer Kooperation des Labors für Mechatronik der Fachhochschule Köln (Cologne Laboratory of Mechatronics, CLM) mit der Mercedes-Benz Lenkungen GmbH wurde eine modellbasierende Regelung für eine elektromechanische Servolenkung entwickelt, die den oben genannten Forderungen an eine moderne Fahrzeuglenkung Rechnung trägt. Für die Formulierung der Regelungsaufgabe war dabei zunächst die prinzipielle Funktion der Lenkung im Fahrer-/Fahrzeugsystem von Bedeutung. Bild 1 zeigt dazu in vereinfachter Form die Integration der geregelten elektromechanischen Servolenkung, des EPAS-Systems, in das Fahrer-/Fahrzeugsystem.



**Bild 1:** EPAS-System im Fahrer-/Fahrzeugsystem

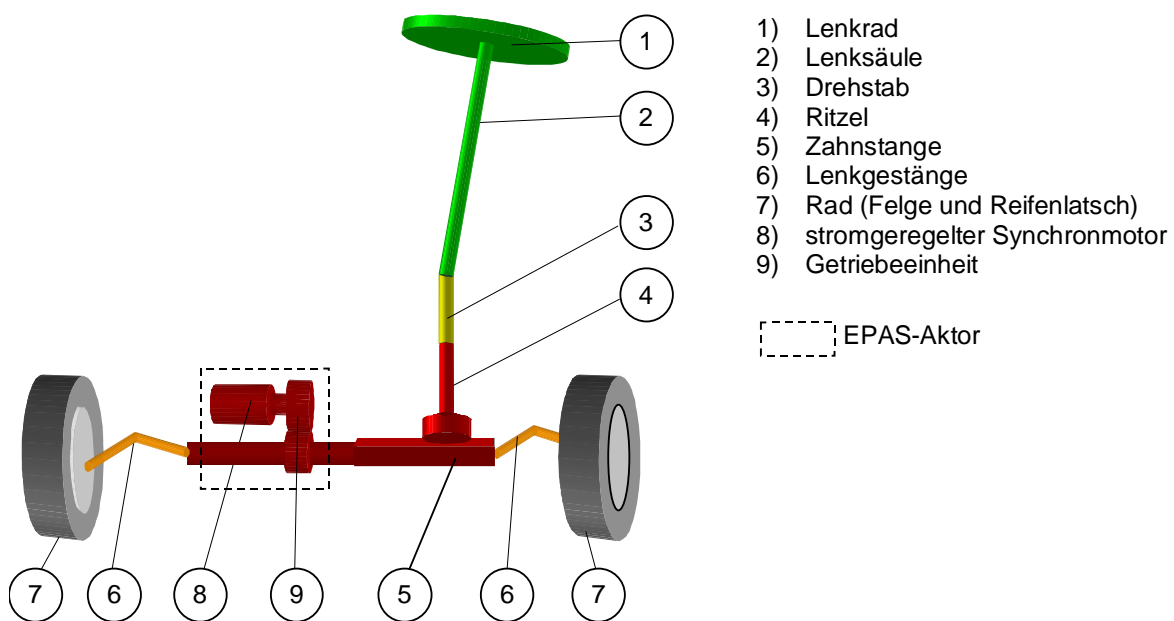
Die Lenkung ermöglicht dem Fahrer die Querführung und Stabilisierung des Fahrzeuges. Dabei schließt der Fahrer als Regler einen äußeren Regelkreis für die Querposition  $y_{car}$  des Fahrzeuges auf der Fahrbahn. Die Stellgröße dieser Regelung ist das Handmoment  $T_{driver}$  am Lenkrad, über das die Querabweichung klein gehalten wird. Dieser äußeren Regelung

durch den Fahrer ist ein innerer Regelkreis für das EPAS-System unterlagert, in dem ein Elektromotor das Unterstützungsmoment  $T_{\text{motor}}$  für die Servowirkung erzeugt. Die zugehörige Regelgröße ist das an einem Drehstab in der Lenksäule erfasste Sensormoment  $T_{\text{sensor}}$ . Dieses ist bei konstantem Lenkwinkel gleich dem am Lenkrad eingeleiteten Handmoment, das dem Fahrer ein Lenkgefühl vermittelt. Die Aufgabe der Regelung besteht nun darin, das Sensormoment als Ersatz für das Handmoment einem vorgegebenen Sollhandmoment  $T_{\text{req}}$  möglichst gut nachzuführen. Das Handmoment selbst und das Reibmoment  $T_{\text{friction}}$  aus dem Kontakt zwischen Reifen und Fahrbahn stellen dabei für die betrachtete Regelung Störgrößen dar.

Auf den Entwurf und die Realisierung der unterlagerten Regelung für das EPAS-System wird im weiteren Verlauf des Beitrags genauer eingegangen. Grundlage für den Entwurf der Regelung und die Analyse des geregelten Systems durch Simulation sind geeignete Modelle der Regelstrecke.

## 2 Regelstrecke und Modellbildung

Bild 2 zeigt schematisch den Aufbau der Regelstrecke, einer von der Mercedes-Benz Lenkungen GmbH entwickelten elektromechanischen Servolenkung für Fahrzeuge mit hohen Zahnstangenkräften, z.B. einer C-Klasse von Mercedes-Benz, und einem Bordnetz mit 42 V Versorgungsspannung.

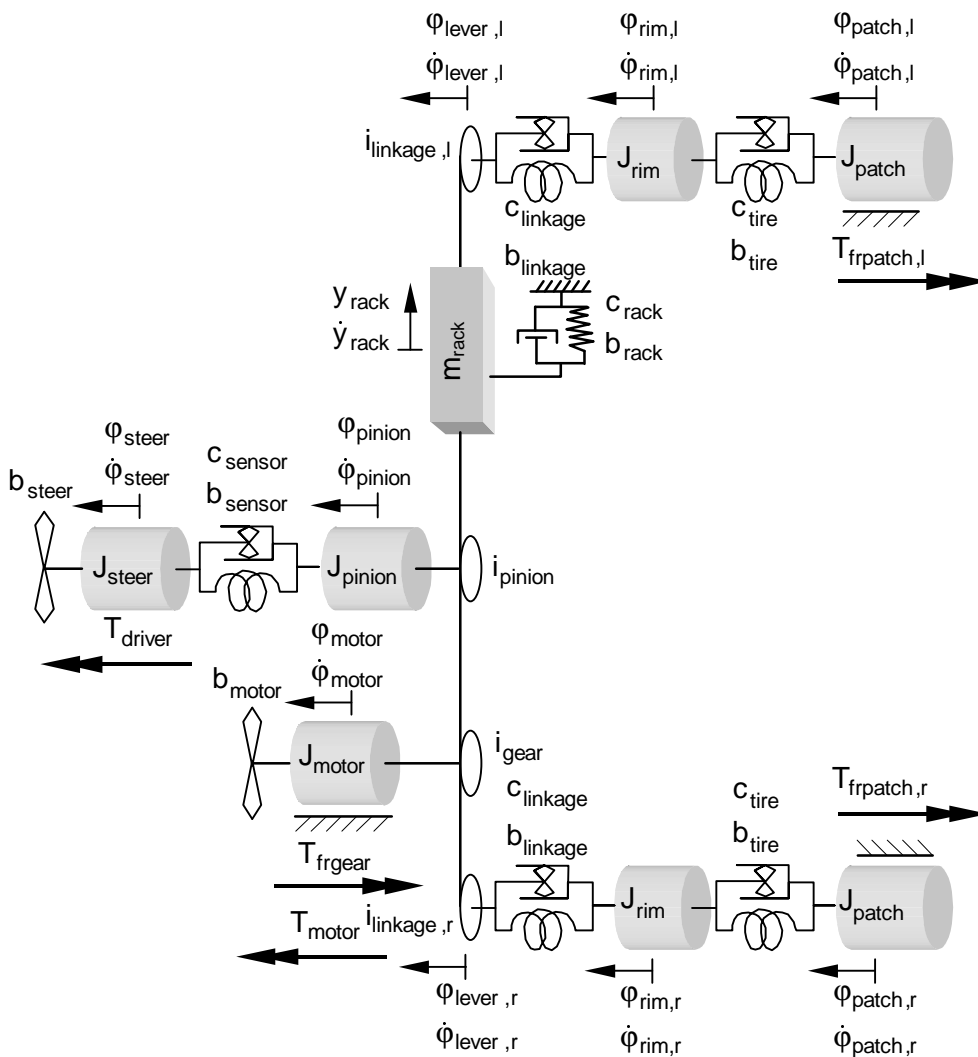


**Bild 2:** Regelstrecke

Das vom Fahrer am Lenkrad eingeleitete Handmoment wird über die Lenksäule und einen elastischen Drehstab auf ein Ritzel-Zahnstange-System übertragen. Die resultierende Kraft bewegt die Zahnstange und über die beiden Lenkgestänge die Räder. Diese Bewegung wird durch den so genannten EPAS-Aktor unterstützt. Er besteht aus einem stromgeregelten Synchronmotor und einer spielfreien Getriebeeinheit, die das Unterstützungsmoment des Motors in eine Unterstützungskraft an der Zahnstange übersetzt. Die Ansteuerung des Systems erfolgt über eine Spannungsschnittstelle für den drehmomentbildenden Strom im Synchronmotor. Der Spannungswert ist die Stellgröße für die Regelung. Als Messgrößen stehen die Motorwinkelgeschwindigkeit, der Verdrehwinkel am Drehstab und der drehmomentbildende Motorstrom zur Verfügung.

Die betrachtete Lenkung ist ein schwingungsfähiges System. Der elastische Drehstab bewirkt eine Schwingung mit einer Frequenz von ca. 9 Hz. Höherfrequente Schwingungen entstehen durch die elastischen Lenkgestänge und die Elastizität der Reifen.

Die Herleitung eines mathematischen Modells der Regelstrecke erfolgt für den mechanischen Anteil mit Hilfe des in Bild 3 dargestellten physikalischen Ersatzmodells. Es berücksichtigt die Trägheitsmomente von Lenkrad und Lenksäule  $J_{\text{steer}}$ , von Motor und Getriebeeinheit des EPAS-Aktors  $J_{\text{motor}}$ , des Ritzels  $J_{\text{pinion}}$ , der Felgen  $J_{\text{rim}}$ , der Reifenlatsche  $J_{\text{patch}}$  sowie die Zahnstangenmasse  $m_{\text{rack}}$ . Der elastische Drehstab wird durch eine Feder mit der Steifigkeit  $c_{\text{sensor}}$  und der Materialdämpfung  $b_{\text{sensor}}$  nachgebildet. Für die Elastizität der Lenkgestänge werden Federn mit der Steifigkeit  $c_{\text{linkage}}$  und der Materialdämpfung  $b_{\text{linkage}}$  angesetzt. In gleicher Weise wird die Elastizität der Reifen mit Hilfe von Federn mit der Steifigkeit  $c_{\text{tire}}$  und der Materialdämpfung  $b_{\text{tire}}$  modelliert. Die Dämpfungskonstanten  $b_{\text{steer}}$  für das Lenkrad und die Lenksäule sowie  $b_{\text{motor}}$  für den Motor und die Getriebeeinheit bilden die im System vorhandenen viskosen Reibungen ab. Das Ersatzmodell enthält ferner die konstanten Übersetzungen  $i_{\text{pinion}}$  und  $i_{\text{gear}}$  des Ritzel-Zahnstange-Systems und der Getriebeeinheit des EPAS-Aktors. Die Übersetzungen  $i_{\text{linkage,l}}$  und  $i_{\text{linkage,r}}$  der Lenkgestänge sind ungleichförmig. Die nichtlinearen Übersetzungsverhältnisse werden über die Kinematik der Lenkgestänge beschrieben. Ein weiteres nichtlineares Phänomen ist trockene Reibung in der Getriebeeinheit, die durch das Reibmoment  $T_{\text{frgear}}$  berücksichtigt wird. Ebenso enthält das Ersatzmodell die Reibmomente  $T_{\text{frpatch,l}}$  und  $T_{\text{frpatch,r}}$  zwischen den Reifenlatschen und der Fahrbahn. Die Gewichtskraft des Fahrzeuges bewirkt über die Achskinematik an der Vorderachse eine von der Zahnstangenposition abhängige Rückstellkraft. Diese wird durch eine Feder mit der Steifigkeit  $c_{\text{rack}}$  und der Materialdämpfung  $b_{\text{rack}}$  dargestellt.

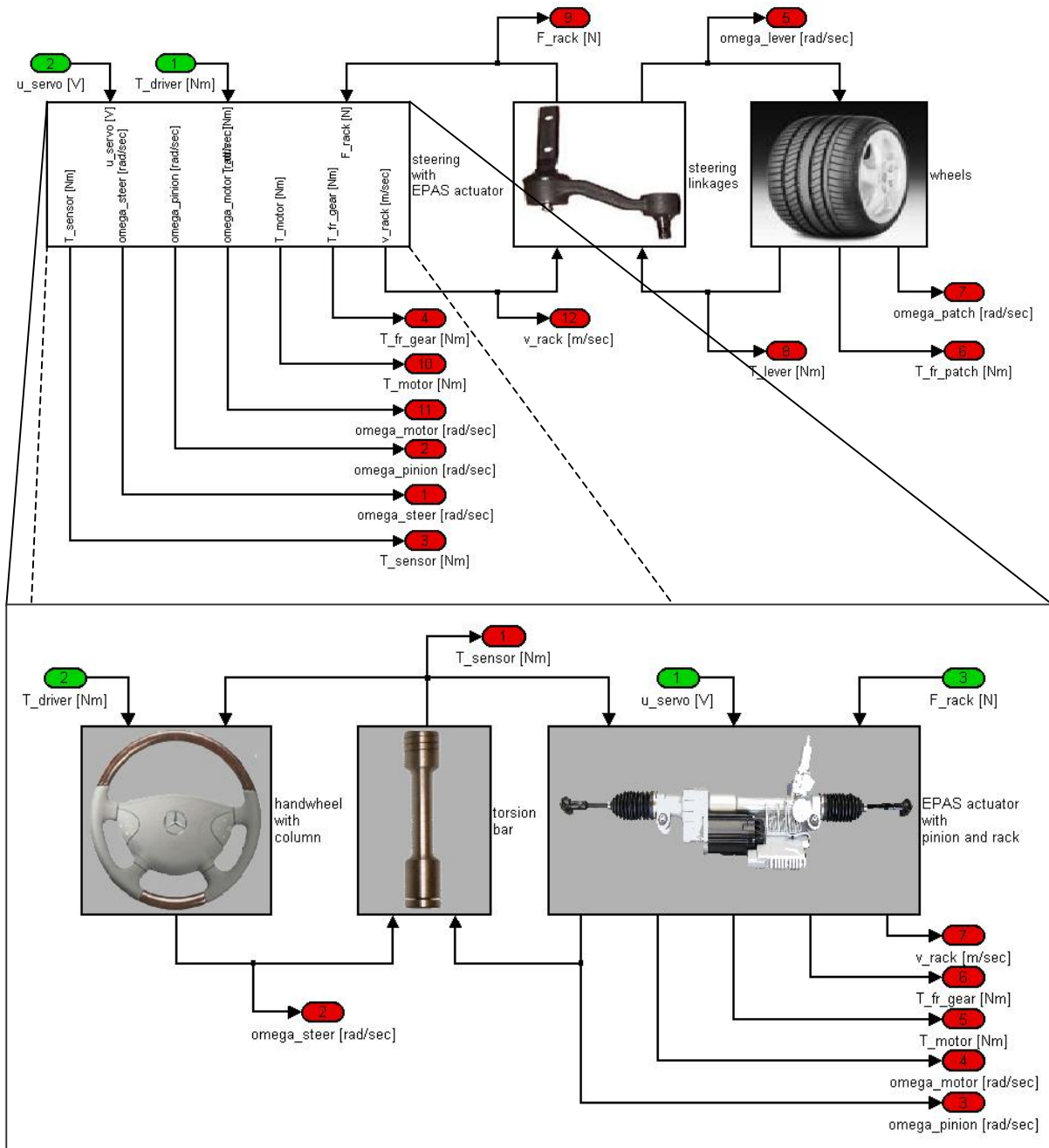


**Bild 3:** *Physikalisches Ersatzmodell*

Bei dem beschriebenen Modell handelt es sich um ein detailliertes nichtlineares Modell der Regelstrecke. Es wurde in Form eines hierarchisch strukturierten Simulationsmodells in der Entwicklungsumgebung MATLAB/Simulink implementiert.

Bild 4 zeigt die oberste Modellebene mit Subsystemen für die Lenkung mit EPAS-Aktor, für die Lenkgestänge und die Räder. Am Beispiel des Subsystems für die Lenkung mit EPAS-Aktor ist ebenso die zweite Modellebene dargestellt. Der modulare Aufbau des Modells setzt sich in den tiefer liegenden Ebenen mit Blöcken aus einer im CLM entwickelten Blockbibliothek, z.B. für Massen, Federn mit Materialdämpfung und Getriebe, konsequent fort. Dabei kommt für die Reibmomente im Modell ein für ein breites Anwendungsspektrum entwickelter Block aus [3] zum Einsatz.

Das Modell wird nach dem Regelungsentwurf für die Analyse des nichtlinearen geregelten Systems durch Simulation verwendet.



**Bild 4:** Simulationsmodell für die nichtlineare Regelstrecke

Für den Entwurf einer linearen Regelung und die lineare Systemanalyse wird zusätzlich ein linearisiertes Modell der Regelstrecke benötigt. Gleichung (1) zeigt die Zustandsdifferentialgleichung eines einfachen, durch Zusammenfassen von Freiheitsgraden reduzierten Modells vierter Ordnung.

In diesem Modell wurden die Drehmassen von Motor und Getriebeeinheit, der Felgen und Reifenlatsche sowie die Zahnstangenmasse aus Bild 3 mit Hilfe der Übersetzungsverhältnisse auf die Ritzelseite reduziert und zu einer Ersatzdrehmasse mit dem Trägheitsmoment  $J_{red}$  und dem Freiheitsgrad  $\varphi_{pinion}$  zusammengefasst. Entsprechend wurde die viskose Reibung an Motor und Getriebeeinheit durch eine äquivalente Reibung auf der Ritzelseite mit der Konstanten  $b_{red}$  ersetzt. Für die Bildung des Motormoments aus der Eingangsspannung  $u_{servo}$  der Stromregelung wurde ein Verzögerungsverhalten erster Ordnung mit der Verstärkung  $k_{servo}$  und der Zeitkonstanten  $\tau_{servo}$  angesetzt.

$$\begin{bmatrix} \dot{\Omega}_{pinion} \\ \Delta\dot{\varphi} \\ \Delta\dot{\Omega} \\ \dot{T}_{motor} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{b_{red}}{J_{red}} & \frac{c_{sensor}}{J_{red}} & \frac{b_{sensor}}{J_{red}} & \frac{i_{gear}}{i_{pinion}} \frac{1}{J_{red}} \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ -\frac{b_{steer}}{J_{steer}} + \frac{b_{red}}{J_{red}} & -c_{sensor} \left( \frac{1}{J_{steer}} + \frac{1}{J_{red}} \right) & -\frac{b_{steer}}{J_{steer}} - b_{sensor} \left( \frac{1}{J_{steer}} + \frac{1}{J_{red}} \right) & -\frac{i_{gear}}{i_{pinion}} \frac{1}{J_{red}} \\ 0 & 0 & 0 & -\frac{1}{\tau_{servo}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Omega_{pinion} \\ \Delta\varphi \\ \Delta\Omega \\ T_{motor} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ \frac{k_{servo}}{\tau_{servo}} \end{bmatrix} \cdot u_{servo} + \begin{bmatrix} 0 & -\frac{1}{J_{red}} \\ 0 & 0 \\ \frac{1}{J_{steer}} & \frac{1}{J_{red}} \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} T_{driver} \\ T_{friction} \end{bmatrix} \quad (1)$$

Als Zustandsgrößen treten in Gleichung (1) die Winkelgeschwindigkeit  $\Omega_{pinion} = \dot{\varphi}_{pinion}$  des Ritzels, der Verdrehwinkel  $\Delta\varphi = \varphi_{steer} - \varphi_{pinion}$  und die Verdrehwinkelgeschwindigkeit  $\Delta\Omega = \Delta\dot{\varphi}$  des elastischen Drehstabes sowie das Motormoment  $T_{motor}$  auf. Die Spannung  $u_{servo}$  stellt die Steuereinganggröße (Stellgröße) des Systems dar. Das Handmoment  $T_{driver}$  und das Reibmoment  $T_{friction}$  treten in Gleichung (1), wie in Bild 1, als Störeingangsgrößen auf. Dabei sind im Reibmoment  $T_{friction}$  die auf die Ritzelseite reduzierten Reibmomente  $T_{frgear}$ ,  $T_{frpatch,r}$  und  $T_{frpatch,l}$  aus Bild 3 sowie die auf die Ritzelseite umgerechnete Rückstellkraft an der Zahnstange zusammengefasst.

Die für die Regelung verfügbaren Messgrößen sind die Motorwinkelgeschwindigkeit  $\Omega_{motor}$ , der Verdrehwinkel  $\Delta\varphi$  des Drehstabes sowie der drehmomentbildende Motorstrom  $i_{motor}$ . Diese Größen werden im Modell von der Messausgangsgleichung

$$\begin{bmatrix} \Omega_{\text{motor}} \\ \Delta\varphi \\ i_{\text{motor}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{i_{\text{gear}}}{i_{\text{pinion}}} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{k_m} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \Omega_{\text{pinion}} \\ \Delta\varphi \\ \Delta\Omega \\ T_{\text{motor}} \end{bmatrix} \quad (2)$$

bereitgestellt. Zusätzlich wird die so genannte Zielausgangsgleichung

$$\begin{bmatrix} T_{\text{sensor}} \\ \Delta\Omega \\ \Delta\alpha \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & c_{\text{sensor}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ -\frac{b_{\text{steer}}}{J_{\text{steer}}} + \frac{b_{\text{red}}}{J_{\text{red}}} & -c_{\text{sensor}} \left( \frac{1}{J_{\text{steer}}} + \frac{1}{J_{\text{red}}} \right) & -\frac{b_{\text{steer}}}{J_{\text{steer}}} - b_{\text{sensor}} \left( \frac{1}{J_{\text{steer}}} + \frac{1}{J_{\text{red}}} \right) & -\frac{i_{\text{gear}}}{i_{\text{pinion}} J_{\text{red}}} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \Omega_{\text{pinion}} \\ \Delta\varphi \\ \Delta\Omega \\ T_{\text{motor}} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ \frac{1}{J_{\text{steer}}} & \frac{1}{J_{\text{red}}} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} T_{\text{driver}} \\ T_{\text{friction}} \end{bmatrix} \quad (3)$$

benötigt. Sie liefert die zur Formulierung von Entwurfszielgrößen für eine optimale Regelung erforderlichen Ausgangsgrößen (Regelgrößen). Diese sind das am elastischen Drehstab gemessene Sensormoment  $T_{\text{sensor}}$  sowie die Verdrehwinkelgeschwindigkeit  $\Delta\Omega$  und -beschleunigung  $\Delta\alpha$  des Drehstabes. Mehr hierzu ist in Kapitel 3 zu finden.

Zur Schaffung realistischer Verhältnisse für den Regelungsentwurf ist das Verhalten der beschriebenen Modelle mit Hilfe der Modellparameter so weit wie möglich an das Verhalten der realen Regelstrecke anzugleichen. Ausgangspunkt ist ein Startparametersatz aus CAD-Daten, Datenblättern, Handrechnungen und Schätzungen. Der anschließende genaue Abgleich der Modelle für das EPAS-System erfolgte mit Hilfe des im CLM entwickelten Parameter Identification Tools [4, 5]. Das Werkzeug minimiert über die freien Modellparameter die Modellfehler, die mit am realen System gemessenen und mit den Modellen berechneten Zeitantworten und Frequenzgängen gebildet werden. Der resultierende Parametersatz ergibt für das EPAS-System, wie Kapitel 5 zeigt, eine sehr gute Übereinstimmung der Ergebnisse aus Simulation und Messung. Als Ergebnis der Parameteridentifikation stehen damit verifizierte Modelle zur Verfügung, welche die Basis für den nachfolgenden Entwurf einer optimalen Regelung und die Analyse des geregelten Systems bilden.



### 3 Optimale Regelung

In Kapitel 1 wurde bereits das primäre Ziel für den Entwurf einer Regelung genannt: Das Sensormoment  $T_{\text{sensor}}$  soll als Regelgröße einem für den Fahrer vorgegebenen Sollhandmoment  $T_{\text{req}}$  trotz äußerer Störgrößen möglichst gut folgen. Der Regelungseingriff erfolgt dabei über das Unterstützungsmoment  $T_{\text{motor}}$  des Motors. Zusätzlich wird von der Regelung eine hohe Regelungsbandbreite (Dynamik) und eine hohe Robustheit gegenüber Parameteränderungen in der Regelstrecke gefordert. Voraussetzung für eine hohe Regelungsbandbreite ist bei dem vorliegenden schwingungsfähigen mechanischen System eine aktive Schwingungsdämpfung.

Zur Erfüllung des Regelungsziels und der genannten Anforderungen wurde wegen ihrer besonderen Eignung eine beobachterbasierende Zustandsregelung gewählt. Ihr Entwurf erfolgt als optimale lineare quadratische gaußsche Regelung (LQG-Regelung) [6, 7]. Dabei wird zunächst unter der Annahme, dass alle Zustandsgrößen messbar sind, ein linearer statischer Zustandsregler ausgelegt. Im zweiten Schritt kommt ein linearer Beobachter hinzu, der optimale Schätzungen für die nicht messbaren Zustandsgrößen zur Verfügung stellt. Die Optimierung der linearen Regelung erfolgt mit Hilfe quadratischer Gütefunktionale unter Berücksichtigung einer Störanregung durch gaußverteilte Zufallsprozesse für Prozess- und Messrauschen.

Der Ausgangspunkt für den Entwurf des statischen Zustandsreglers ist das lineare Zustandsmodell der Regelstrecke aus Gleichungen (1) und (3). Durch Erweiterung dieses Modells um geeignete lineare Führungs- und Störmodelle werden die Führungsgröße  $T_{\text{req}}$  sowie die Störgrößen  $T_{\text{driver}}$  und  $T_{\text{friction}}$  für die Auslegung einer Führungs- und Störgrößenaufschaltung direkt in den Entwurf einbezogen. Das lineare Bewertungsmodell

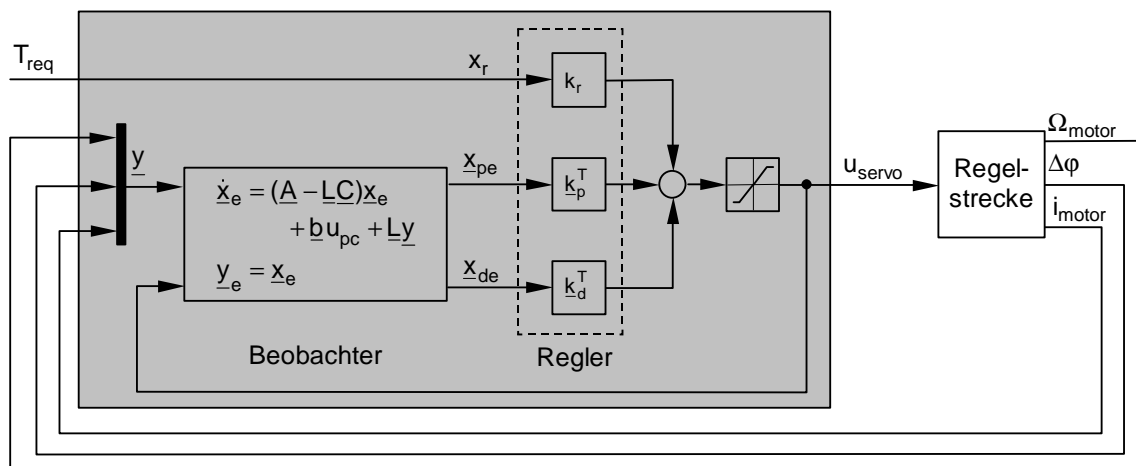
$$\begin{bmatrix} T_{\text{req}} - T_{\text{sensor}} \\ \Delta\Omega \\ \Delta\alpha \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \cdot T_{\text{req}} + \begin{bmatrix} -1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} T_{\text{sensor}} \\ \Delta\Omega \\ \Delta\alpha \end{bmatrix} \quad (4)$$

erzeugt aus dem Sollhandmoment als Führungsgröße und den Ausgangsgrößen der Zielausgangsgleichung (3) die beim Entwurf der Regelung für das erweiterte Modell zu minimierenden Entwurfszielgrößen. Dies sind der aus dem Sollhandmoment  $T_{\text{req}}$  für den Fahrer und dem Moment  $T_{\text{sensor}}$  im Drehstab gebildete Regelfehler sowie die Verdrehwinkelgeschwindigkeit  $\Delta\Omega$  und -beschleunigung  $\Delta\alpha$  am Drehstab für die Dämpfung elastischer Schwingungen. Das Ergebnis des Entwurfs des statischen Zustandsreglers sind die Werte für die in Bild 5 dargestellten Reglerverstärkungen.

Der Ausgangspunkt für den Entwurf des Beobachters ist das lineare Zustandsmodell aus Gleichungen (1) und (2). Dieses Modell der Regelstrecke wird zur Realisierung einer Störgrößenbeobachtung um ein geeignetes Störmodell erweitert. Die Minimierung des Beobachterschätzfehlers für das erweiterte Modell liefert für die Zustandsgleichung des Beobachters in Bild 5 die Werte der Beobacherverstärkungen in der Matrix  $\underline{L}$ . Die geforderte Robustheit der Regelung wird beim Entwurf des Beobachters mit der Methode des Loop Transfer Recovery (LTR) sichergestellt.

Eine ausführliche Beschreibung der Vorgehensweise zum Entwurf einer robusten LQG-Regelung findet man in [7].

Das Ergebnis des Regelungsentwurfs ist ein linearer dynamischer Kompensator, der in Bild 5 im geschlossenen Regelkreis für das EPAS-System dargestellt ist.



**Bild 5:** Regelkreis mit LQG-Kompensator

Der Kompensator entsteht durch Verkopplung des linearen statischen Zustandsreglers mit den Reglerverstärkungen  $k_r$ ,  $k_p^T$  und  $k_d^T$  und des linearen Beobachters. Die Führungsgröße  $T_{req}$  wird über die Verstärkung  $k_r$  für die Führungsgrößenaufschaltung im Regler auf die Stellgröße  $u_{servo}$  aufgeschaltet. Ferner enthält der Regler die Rückführung der Zustandsgrößen der Regelstrecke über die Verstärkungen im Vektor  $k_p^T$  und die Aufschaltung der Störgrößen  $T_{driver}$  und  $T_{friction}$  über die Verstärkungen im Vektor  $k_d^T$ . Die nicht messbaren Zustands- und Störgrößen werden vom Beobachter mit Hilfe der Messgrößen aus der Regelstrecke und der Stellgröße rekonstruiert. Die Berücksichtigung der Stellgrößen-

Begrenzung im Kompensator verbessert die Zustandsschätzung bei Ansprechen der Begrenzung in der Regelstrecke.

Durch die Vorgabe des Sollhandmoments als Führungsgröße kann dem Fahrer ein gewünschtes Lenkgefühl vermittelt werden, ohne die mit dem Entwurf erzielten Eigenschaften (Dynamik, Stabilität) der Regelung zu beeinträchtigen.

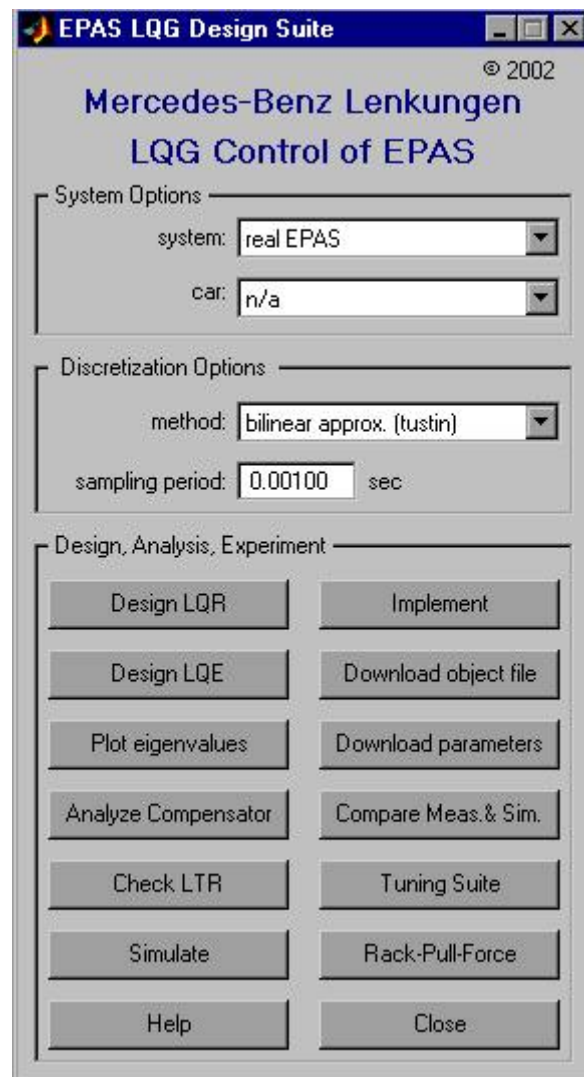
#### **4 Entwurf und Realisierung der Regelung**

Der Entwurf der in Kapitel 3 beschriebenen Regelung, die Analyse des geregelten Systems sowie die Realisierung der Regelung werden in der Entwicklungsumgebung MATLAB/Simulink mit dSPACE-Prototyper durchgeführt.

Ein wichtiges Werkzeug ist dabei die in Bild 6 dargestellte Entwurfssuite, die eine anwenderfreundliche Aufbereitung der Vorgehensweise und des Wissens für die oben genannten Schritte darstellt. Sie erlaubt eine schnelle interaktive Grobabstimmung der LQG-Regelung mit Hilfe der zugehörigen Entwurfparameter in Form von Gewichtungen und Intensitäten von Rauschprozessen. Das Verhalten des geregelten Systems wird durch lineare Analyse im Zeit- und Frequenzbereich und durch Simulation mit dem nichtlinearen Modell der Regelstrecke überprüft. Ferner kann die Regelung mit Hilfe der Entwurfssuite in Betrieb genommen und im Experiment verifiziert werden.

Mit der Entwurfssuite werden alle Schritte zügig und sicher „per Knopfdruck“ durchlaufen. Dies ist gerade für die Zusammenarbeit verschiedener Partner an verschiedenen Standorten sehr hilfreich und hat wesentlich zum Erfolg des hier beschriebenen Projekts beigetragen.

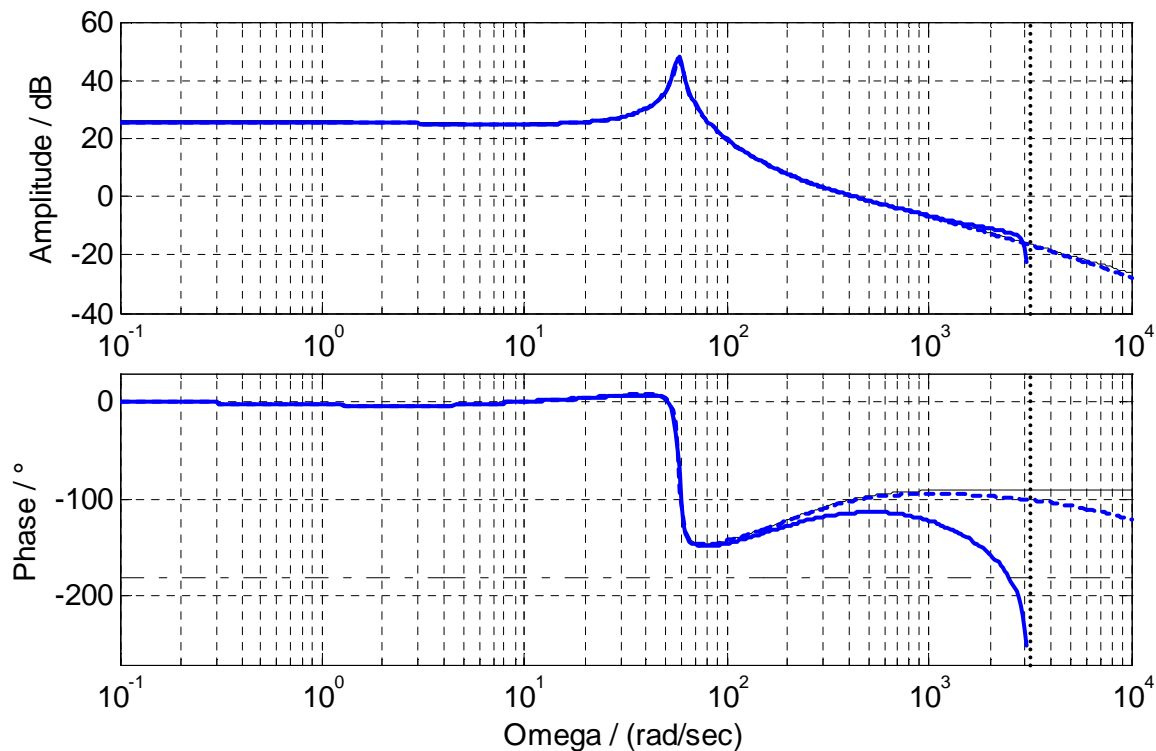
Nach der Grobabstimmung mit Hilfe der Entwurfssuite kam für die Feinabstimmung der LQG-Regelung auf die nichtlineare Regelstrecke ein weiteres im CLM entwickeltes Werkzeug, das System Optimization Tool (SO-Tool), zur Anwendung [4, 5]. Ausgangspunkt waren die Entwurfparameter aus der Grobabstimmung der Regelung. Im anschließenden Optimierungsprozess mit dem SO-Tool wurden die Zeitantworten der Entwurfszielgrößen aus Gleichung (4) und des Beobachterfehlers durch Simulation des nichtlinearen Gesamtsystems erzeugt. Mit deren Hilfe erfolgte durch sukzessiven Regelungsentwurf die Minimierung der quadratischen Gütefunktionale für den LQG-Entwurf bezüglich der Entwurfparameter. Mit dieser zusätzlichen Feinabstimmung wurde eine deutliche Verbesserung der Regelgüte erreicht.



**Bild 6:** Benutzeroberfläche der Entwurfssuite

Ein wichtiger Aspekt bei der Feinabstimmung der Regelung ist die Robustheit des geregelten Systems gegenüber Parameteränderungen in der Regelstrecke. Die Analyse erfolgt wie in [7] mit Hilfe von Bode-Diagrammen des offenen Regelkreises, der durch Auftrennen des geschlossenen Regelkreises am Steuereingang der Regelstrecke entsteht. Für das vorliegende System mit nur einer Eingangsgröße kann als Maß für den erreichten Robustheitsgrad die in der klassischen Regelungstechnik bewährte Amplituden- und Phasenreserve herangezogen werden.

Bild 7 zeigt die Bode-Diagramme des offenen Regelkreises für die Regelung allein mit kontinuierlicher statischer Zustandsvektorrückführung (ohne Beobachter) und mit dynamischem Kompensator.



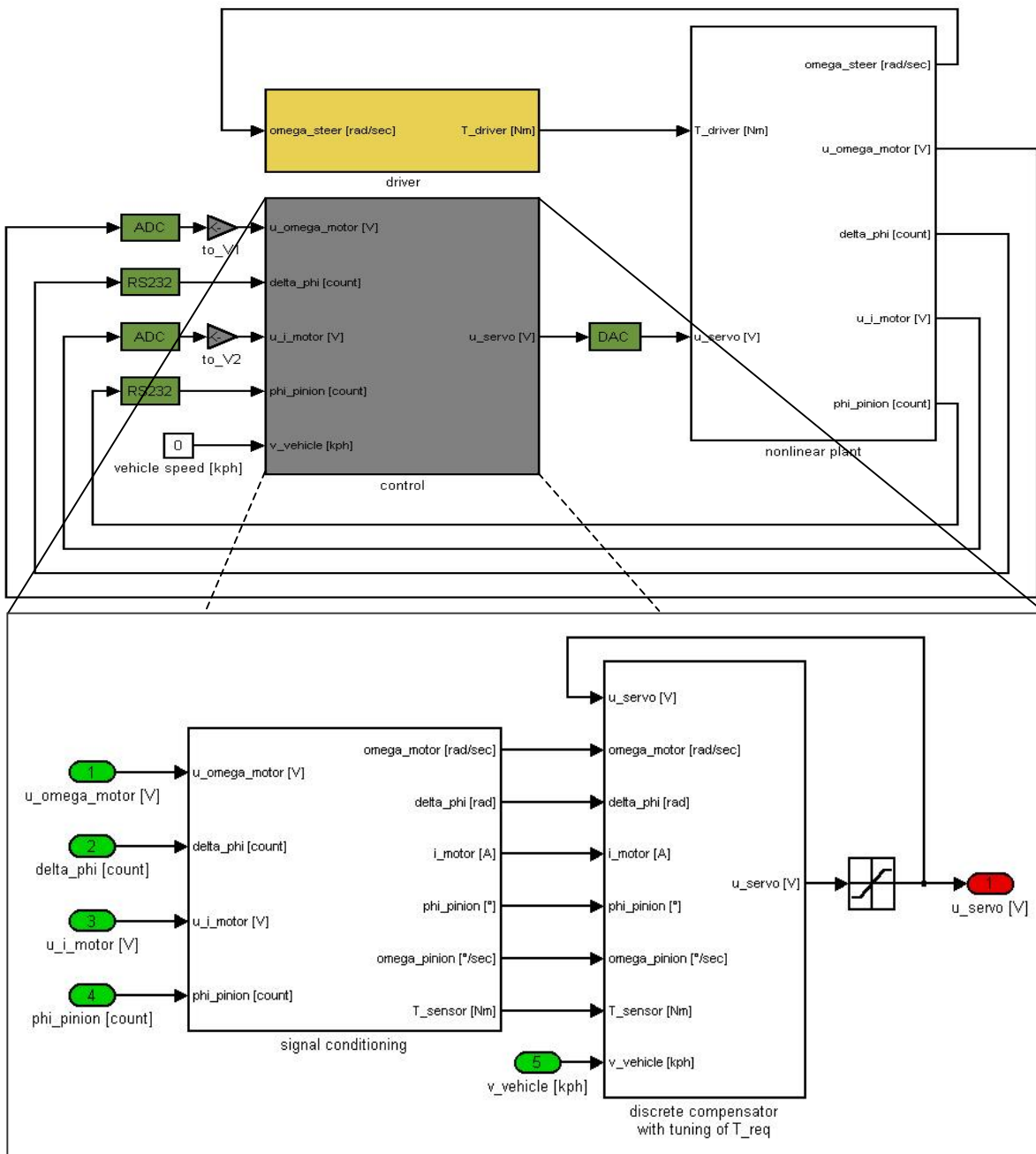
**Bild 7:** Bode-Diagramm des offenen Regelkreises mit kontinuierlicher statischer Zustandsvektorrückführung (dünn), mit kontinuierlichem Kompensator (gestrichelt) und mit diskretisiertem Kompensator (fett) (Shannon-Frequenz (gepunktet))

Die Übereinstimmung der Amplituden- und Phasengänge belegt ein hohes Maß an Loop Transfer Recovery [7]. Die sehr guten Robustheitseigenschaften der kontinuierlichen statischen Zustandsvektorrückführung werden auch mit dem kontinuierlichen dynamischen Kompensator erreicht. Diese Regelung hätte eine unendlich große Amplitudenreserve. Mit dem für die Reglerrealisierung diskretisierten Kompensator tritt bei Annäherung an die Shannon-Frequenz durch eine Phasenabsenkung ein Verlust an Robustheit ein. Mit einer Amplitudenreserve von 13 dB und einer Phasenreserve von  $60^\circ$  ist die Regelung mit diskretem Kompensator dennoch sehr robust. Die Bandbreite der Regelung beträgt etwa 70 Hz und ist mehr als sieben mal größer als die Eigenfrequenz der durch den elastischen Drehstab im unregulierten System hervorgerufenen Schwingungen. Dies wird durch die aktive Dämpfung der elastischen Schwingungen erreicht.

Vor ihrer Inbetriebnahme wurde die entworfene Regelung ausgiebig durch Simulation getestet. Bild 8 zeigt das für diesen Zweck verwendete Simulationsmodell.

Die oberste Modellebene enthält Subsysteme für das in Kapitel 2 beschriebene nichtlineare Modell der Regelstrecke, für die Regelung und für ein einfaches Fahrermodell. Modelle für die Schnittstellen der verwendeten Echtzeithardware berücksichtigen die Abtast- und

Haltevorgänge sowie die Quantisierung der Eingangs- und Ausgangssignale bei der digitalen Realisierung der Regelung. Als Beispiel für die zweite Modellebene ist in Bild 8 das Subsystem für die Regelung dargestellt. Es beinhaltet ein Subsystem zur Aufbereitung der Messsignale und ein weiteres Subsystem für den Kompensator. Letzteres enthält den für die Realisierung diskretisierten Kompensator und eine in [8] beschriebene Regelung zur Erzeugung eines an den Fahrzeugzustand angepassten Sollhandmoments  $T_{req}$ .



**Bild 8:** Simulationsmodell für den geschlossenen Regelkreis

## 5 Ergebnisse aus Simulation und Messung

Nach einem ausgiebigen Test durch Simulation erfolgten die Inbetriebnahme der Regelung durch Rapid Control Prototyping mit einer MicroAutoBox der Firma dSPACE und der Test im realen Fahrzeug. Das Verhalten des geregelten Systems wurde im Wesentlichen anhand der Zeitverläufe der Regelgröße  $T_{\text{sensor}}$  und des Unterstützungsmoments  $T_{\text{motor}}$  untersucht (siehe Bild 1). Das Unterstützungsmoment wurde dabei für eine bessere Beurteilung der vom EPAS-Aktor aufgebrauchten Lenkunterstützung für den Fahrer mit Hilfe der Übersetzungen der Getriebeeinheit und des Ritzel-Zahnstange-Systems auf die Ritzelseite umgerechnet.

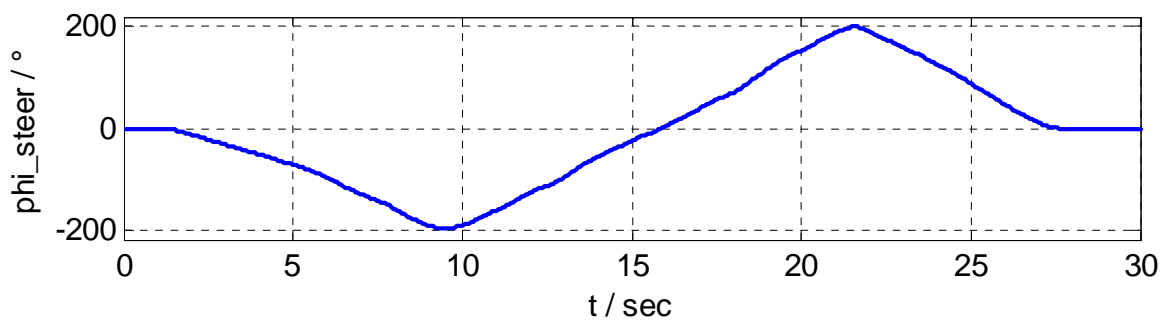
Für den Systemtest wurden unterschiedliche Experimente mit Lenkvorgängen bei stehendem und fahrendem Fahrzeug durchgeführt. Die nachfolgenden Ergebnisse stammen aus Experimenten am stehenden Fahrzeug. Dabei wurden durch Einleitung eines Handmoments  $T_{\text{driver}}$  durch den Fahrer langsame und schnelle Lenkvorgänge betrachtet. Die Einleitung eines Handmoments stellt gemäß Bild 1 eine Störانregung dar, deren Auswirkung auf das Sensormoment auszuregeln ist.

Für den Vergleich der Messergebnisse mit Ergebnissen aus der Simulation wurde der gemessene Lenkradwinkel  $\varphi_{\text{steer}}$  als Eingangssignal für die Simulation mit dem Modell aus Bild 8 verwendet. Dabei wurde im Subsystem für die Regelstrecke aus Bild 4 die Verbindung zwischen Lenksäule und Drehstab getrennt und am entstehenden freien Ende des Drehstabes der gemessene Verlauf für den Lenkradwinkel über einen Differenzierer eingespeist.

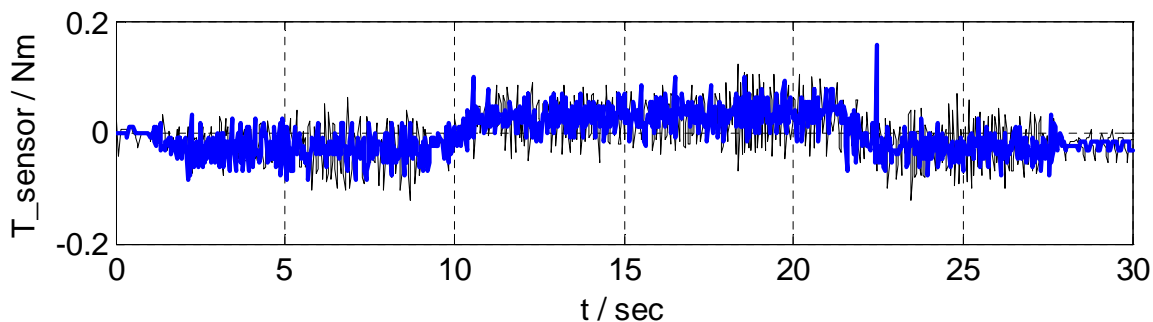
Die folgenden Ergebnisse stellen zunächst das Verhalten der Lenkungsregelung für „momentenfreie“ Lenkvorgänge dar. Diese sind durch die Vorgabe eines Sollhandmoments  $T_{\text{req}} = 0 \text{ Nm}$  gekennzeichnet, wodurch dem Fahrer kein Lenkgefühl vermittelt werden soll und der EPAS-Aktor eine maximale Lenkunterstützung erzeugt.

Im ersten Experiment wird ein langsamer, quasi-statischer Lenkvorgang mit dem gemessenen Zeitverlauf des Lenkradwinkels aus Bild 9 betrachtet. Der Winkel überstreicht in etwa 25 Sekunden  $800^\circ$ . Die Bilder 10 und 11 zeigen die zugehörigen Zeitantworten des Sensormoments  $T_{\text{sensor}}$  und des auf die Ritzelseite umgerechneten Motormoments  $T_{\text{motor,red}}$  aus Simulation und Messung. Mit einem zweiten Experiment wird ein schneller, dynamischer Lenkvorgang dargestellt. Wie dem gemessenen Zeitverlauf für den Lenkradwinkel in Bild 12 zu entnehmen ist, werden in diesem Fall die  $800^\circ$  in weniger als 2.5 Sekunden überstrichen. Die zugehörigen Ergebnisse für  $T_{\text{sensor}}$  und  $T_{\text{motor,red}}$  aus Simulation und Messung sind in den Bildern 13 und 14 dargestellt.

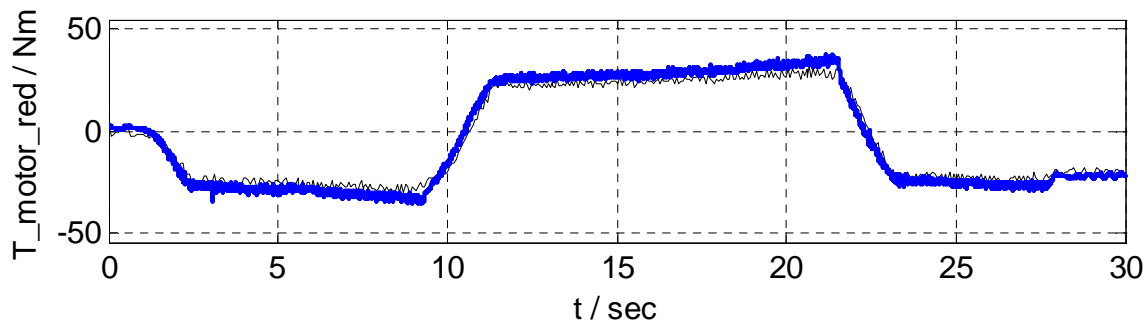
Die Verläufe aus Simulation und Messung zeigen eine sehr gute Übereinstimmung. In Bild 10 und Bild 13 erkennt man, dass bei Störanregung durch das Handmoment des Fahrers das Sensormoment sowohl für einen langsamen als auch einen schnellen Lenkvorgang nur geringfügig vom vorgegebenen Sollwert  $T_{\text{req}} = 0 \text{ Nm}$  abweicht. Dieses straffe Verhalten der Regelung wird durch die Rückführung der Zustandsgrößen der Regelstrecke (siehe Bild 5) und die dadurch bewirkte hohe Regelungsbandbreite erreicht. Der Einfluss der Störgrößen  $T_{\text{driver}}$  und  $T_{\text{friction}}$  auf das Sensormoment wird durch die Störgrößenbeobachtung und -aufschaltung kompensiert. Der EPAS-Aktor erzeugt mit  $T_{\text{motor,red}}$  aus Bild 11 und Bild 14 eine maximale Lenkunterstützung.



**Bild 9:** Lenkradwinkel für quasi-statischen Lenkvorgang und maximale Lenkunterstützung

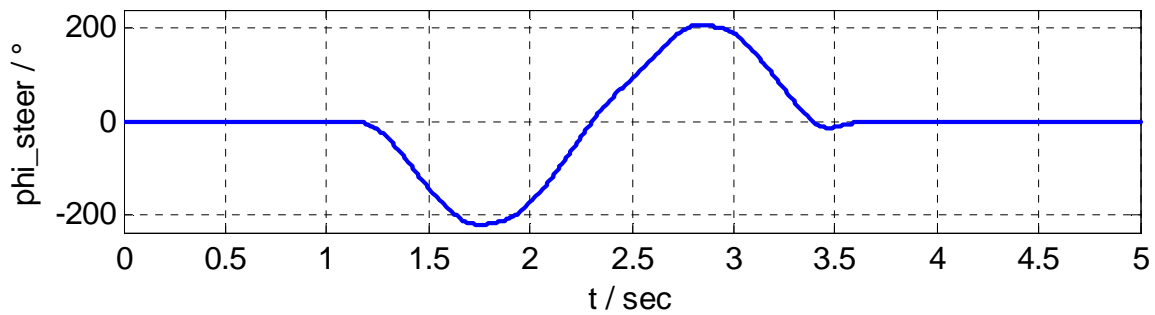


**Bild 10:** Sensormoment für quasi-statischen Lenkvorgang und maximale Lenkunterstützung, Simulation (dünn), Messung (fett)

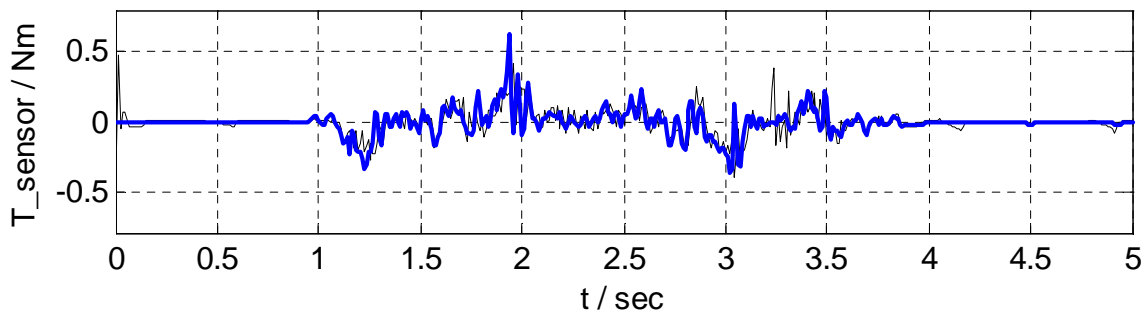


**Bild 11:** Motormoment für quasi-statischen Lenkvorgang und maximale Lenkunterstützung, Simulation (dünn), Messung (fett)

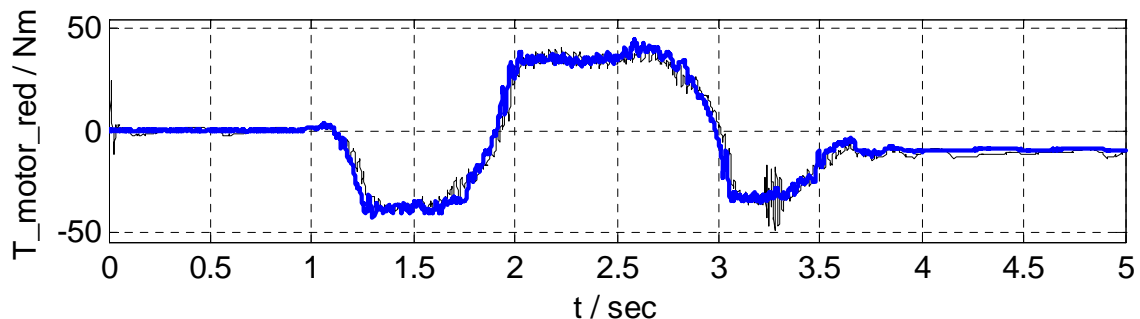




**Bild 12:** Lenkradwinkel für dynamischen Lenkvorgang und maximale Lenkunterstützung



**Bild 13:** Sensormoment für dynamischen Lenkvorgang und maximale Lenkunterstützung, Simulation (dünn), Messung (fett)

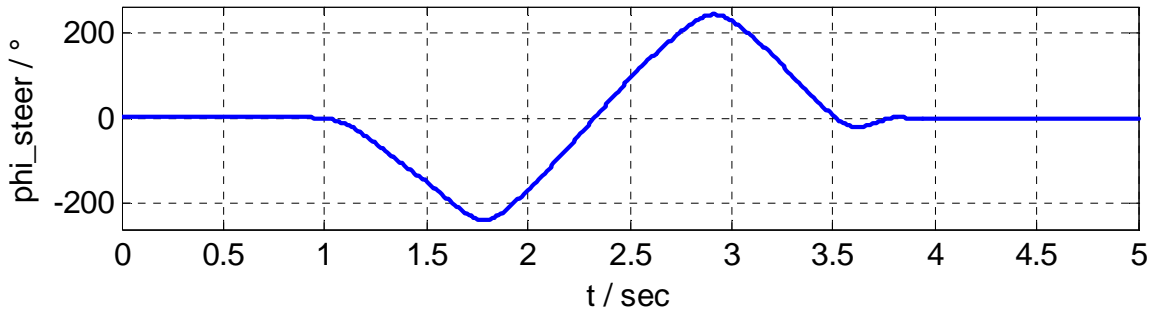


**Bild 14:** Motormoment für dynamischen Lenkvorgang und maximale Lenkunterstützung, Simulation (dünn), Messung (fett)

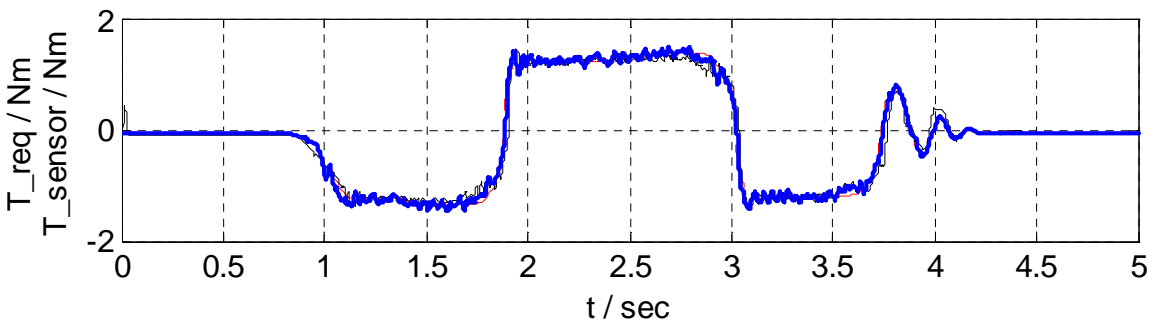
Die bisher betrachteten „momentenfreien“ Lenkvorgänge sind im normalen Fahrbetrieb unerwünscht, da sie dem Fahrer keinerlei Lenkgefühl und damit keinen Kontakt zur Fahrbahn vermitteln. Für ein sicheres und angenehmes Lenkgefühl ist vielmehr eine reduzierte, an den jeweiligen Fahrzustand angepasste variable Lenkunterstützung erforderlich. Eine in [8] beschriebene Regelung erzeugt für diesen Zweck ein geeignetes Sollhandmoment  $T_{\text{req}}$ .

Das folgende Experiment beschreibt einen Lenkvorgang mit Aufschaltung des Sollhandmoments aus der Regelung. Dabei wird nur noch der schnelle, dynamische Lenkvorgang mit dem gemessenen Zeitverlauf für den Lenkradwinkel aus Bild 15 betrachtet. Bild 16 zeigt die

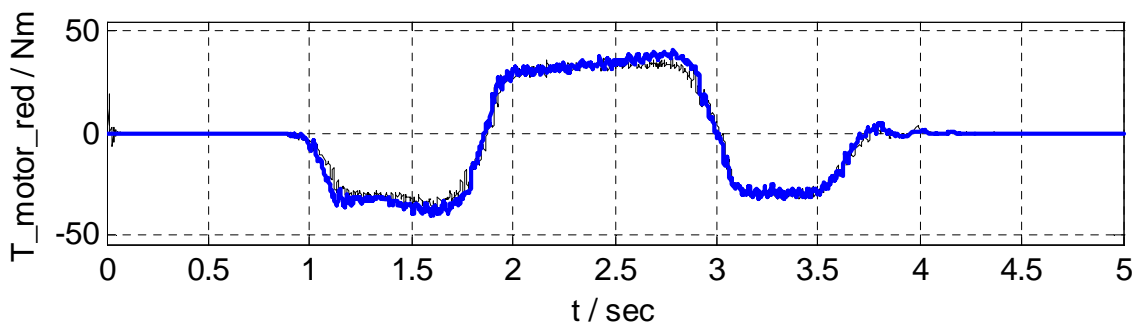
Zeitverläufe des vorgegebenen Sollhandmoments  $T_{\text{req}}$  und des Sensormoments  $T_{\text{sensor}}$  aus Simulation und Messung. In Bild 17 sind die zugehörigen Verläufe des auf die Ritzelseite umgerechneten Motormoments  $T_{\text{motor,red}}$  dargestellt.



**Bild 15:** Lenkradwinkel für dynamischen Lenkvorgang und angepasste Lenkunterstützung



**Bild 16:** Sollhandmoment (gestrichelt) und Sensormoment für dynamischen Lenkvorgang und angepasste Lenkunterstützung, Simulation (dünn), Messung (fett)



**Bild 17:** Motormoment für dynamischen Lenkvorgang und angepasste Lenkunterstützung, Simulation (dünn), Messung (fett)

Die Verläufe in Bild 16 sind fast deckungsgleich. Das Sensormoment folgt der vorgegebenen Führungsgröße in einem sehr engen Toleranzband. Es zeigt bei einer Richtungsumkehr der Lenkbewegung ein schnelles und gut gedämpftes Einschwingen auf das sich schnell ändernde Sollhandmoment. Dieses gute Verhalten wird durch die aktive Schwingungsdämpfung mit der Rückführung der Zustandsgrößen der Regelstrecke erreicht. Gleichzeitig kompensiert die

Störgrößenbeobachtung und -aufschaltung wieder den Einfluss der Störgrößen auf den Regelfehler. Die Zeitantworten für das auf die Ritzelseite umgerechnete Motormoment in Bild 17 zeigen im Vergleich mit Bild 14 eine um das vom Fahrer zu spürende Handmoment reduzierte Lenkunterstützung durch den EPAS-Aktor.

Die Übereinstimmung der Ergebnisse aus Simulation und Messung belegt die Qualität des für die Simulation verwendeten nichtlinearen Modells.

## **6 Zusammenfassung**

In diesem Beitrag wurde die Modellbildung sowie der Entwurf und die Inbetriebnahme einer beobachterbasierenden Zustandsregelung für eine elektromechanische Servolenkung beschrieben. Durch die Vorgabe eines Sollhandmoments als Führungsgröße kann dem Fahrer am Lenkrad ein gewünschtes Lenkgefühl vermittelt werden, ohne die Eigenschaften der Regelung zu beeinträchtigen. Dies ermöglicht die Realisierung sehr steiler Unterstützungskennlinien, wodurch sich das Lenkgefühl einer hydraulischen Lenkung nachbilden lässt. Die Regelung bleibt dabei sehr robust.

Der Entwurf der Regelung erfolgte als LQG-Regelung mit Störgrößenbeobachtung und -aufschaltung. Dabei wurde als primäres Entwurfsziel die Minimierung des Regelfehlers für das Lenkgefühl verfolgt. Die für die Lenkungsregelung erforderliche hohe Robustheit gegenüber Parameteränderungen in der Regelstrecke wurde beim Beobachterentwurf mit Hilfe der Methode des Loop Transfer Recovery (LTR) erreicht. Die Rückführung der Zustandsgrößen der Regelstrecke sowie die Kompensation der Wirkung der am System angreifenden Störgrößen haben ein sehr gutes Führungs- und Störverhalten zur Folge. Durch die aktive Dämpfung elastischer Schwingungen in der Regelstrecke weist die Regelung eine hohe Bandbreite auf. Damit stellt sich die Regelgröße auch bei schnellen Lenkvorgängen schnell und genau auf die vorgegebene Führungsgröße ein.

Die guten Eigenschaften der entworfenen Regelung wurden sowohl durch Simulation als auch durch Messungen am realen Fahrzeug nachgewiesen. Durch eine geeignete Vorgabe der Führungsgröße vermittelt die Lenkung ein harmonisches Mittengefühl und einen guten Kontakt zur Fahrbahn. Die Regelung erfüllt damit die Anforderungen an ein modernes Lenksystem bezüglich Komfort und Sicherheit. Durch eine geeignete Parametrierung der Regelung zur Erzeugung der Führungsgröße können Lenkeigenschaften von einer agilen Sportlenkung bis zu einer weichen Komfortlenkung realisiert werden. Dies reduziert für unterschiedliche Fahrzeugmodelle die Variantenvielfalt von Lenkungscomponenten.

## Literaturverzeichnis

- [1] R. Fleck, D. Hennecke, A. Pauly: *Active Front Steering (AFS) - Das Steer-by-Wire System der BMW-Group zur Optimierung von Lenkkomfort, Fahrzeugagilität und -stabilität*. PKW Lenksysteme – Vorbereitung auf die Technik von morgen, Haus der Technik, Essen, 3.-4. April 2001.
- [2] A. Badawy, J. Zuraski, F. Bolourchi, A. Chandy: *Modeling and Analysis of an Electric Power Steering System*. SAE International Congress and Exposition, Detroit, Michigan, March 1-4, 1999.
- [3] H. Henrichfreise, S. Klotzbach: *Entwicklung, Implementierung und Einsatz eines nichtlinearen Reibmodells für die numerische Simulation reibungsbehafteter mechatronischer Systeme*. Kurzfassung veröffentlicht zur ASIM 2002, 16. Symposium Simulationstechnik, Rostock, 10.-13. September 2002. Aufsatz verfügbar auf der DMecS-Homepage [www.dmeecs.de](http://www.dmeecs.de).
- [4] S. Klotzbach, S. Oedekoven, O. Grassmann: *Optimierung im mechatronischen Entwicklungsprozess*. VDI-Mechatroniktagung 2003, Fulda, 7.-8. Mai 2003.
- [5] H. Henrichfreise, J. Jusseit, M. Weller: *Der mechatronische Entwicklungsprozess am Beispiel der Regelung eines elektromechanischen Positioniersystems*. 9. IIR F&E-Zukunftsforum Forward 2002, Rüsselsheim, 10.-11. April 2002. Aufsatz verfügbar auf der CLM-Homepage [www.clm-online.de](http://www.clm-online.de).
- [6] F. L. Lewis: *Applied Optimal Control and Estimation*. Prentice Hall, Englewood Cliffs, New Jersey, 1992.
- [7] H. Henrichfreise: *Prototyping of a LQG Compensator for a Compliant Positioning System with Friction*. TRANSMECHATRONIK - Entwicklung und Transfer von Entwicklungssystemen der Mechatronik, HNI-Verlagsschriftenreihe, Vol. 23, 1. Edition, Paderborn 1997. Aufsatz verfügbar auf der CLM-Homepage [www.clm-online.de](http://www.clm-online.de).
- [8] O. Grassmann, H. Henrichfreise, H. Niessen, K. von Hammel: *Variable Lenkunterstützung für eine elektromechanische Servolenkung*. Elektronik im KFZ, Haus der Technik, Stuttgart, 17.-18. Juni 2003.