

# Ein Hardware-in-the-Loop-Simulator für den Test von Kompensatoren für reibungsbehaftete elastische Antriebe

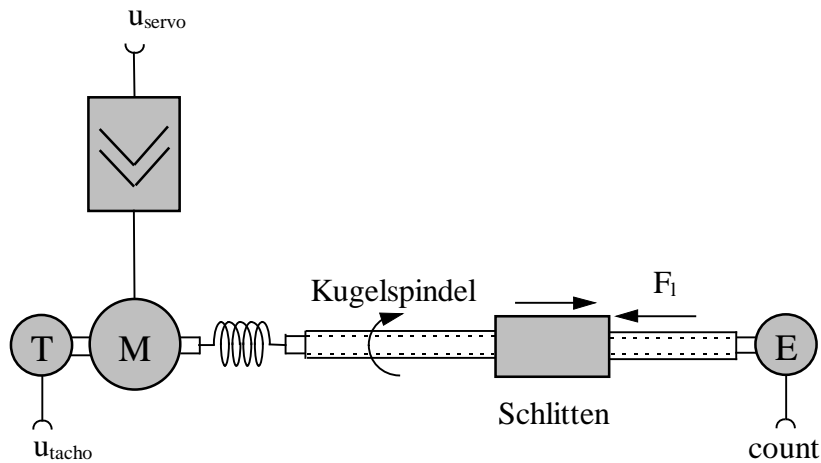
H. Henrichfreise, R. Starbek und J. Binder  
Labor für Mechatronik  
Fachbereich Konstruktionstechnik, Fachhochschule Köln

## 1. Einleitung

Die Kompensation von Reibung und aktive Schwingungsdämpfung haben in den letzten Jahren erheblich an Bedeutung hinzugewonnen. Dies ist nicht nur auf die stetig steigenden Anforderungen an die Schnelligkeit und Genauigkeit von Positioniermechanismen in den Bereichen der Werkzeugmaschinen und Handhabungstechnik (Robotik) zurückzuführen. Auch die Anforderungen an moderne Aktorsysteme in der Fahrzeugtechnik, wie z.B. für elektromotorische Bremsen und Lenkungen, tragen zu einer Verschärfung der Problematik von Reibung und Elastizität und der Suche nach geeigneten Kompensationsalgorithmen bei. Im Labor für Mechatronik wurde daher schon vor Jahren mit der Entwicklung leicht zu realisierender und im Betrieb robuster Algorithmen begonnen [1]. Für die Anwendung eines typischen elektromechanischen Positioniersystems wurde ein neuer Ansatz für die Schätzung und Kompensation von Reibung entwickelt und erfolgreich in Betrieb genommen [2, 3]. Simulationsstudien und der Vergleich mit experimentellen Ergebnissen führten zum Aufbau der für die wirklichkeitsnahe Simulation von Reibung benötigten Modellbibliotheken. Die Modelle berücksichtigen die neusten Erkenntnisse aus internationalen Veröffentlichungen zum Thema Reibung in geregelten Systemen [4] und wurden um zusätzliche in der Praxis relevante Effekte wie lastabhängige Reibung erweitert [5]. Sie erlauben weitgehende Parameterstudien zur Untersuchung des Verhaltens eines Kompensators bei unterschiedlichsten Reibungsverhältnissen in einem Antrieb. Dennoch stellte sich immer wieder die Bedeutung der experimentellen Untersuchung des Systemverhaltens als unerlässlich heraus. Für die Durchführung experimenteller Studien zur Untersuchung der Robustheit der entwickelten Reibungskompensation wurde daher das verwendete Positioniersystem in geeigneter Weise erweitert. Dabei können durch den Einsatz der Hardware-in-the-Loop-Simulation (HILS) fast beliebige Reibungscharakteristika auch experimentell nachgebildet werden.

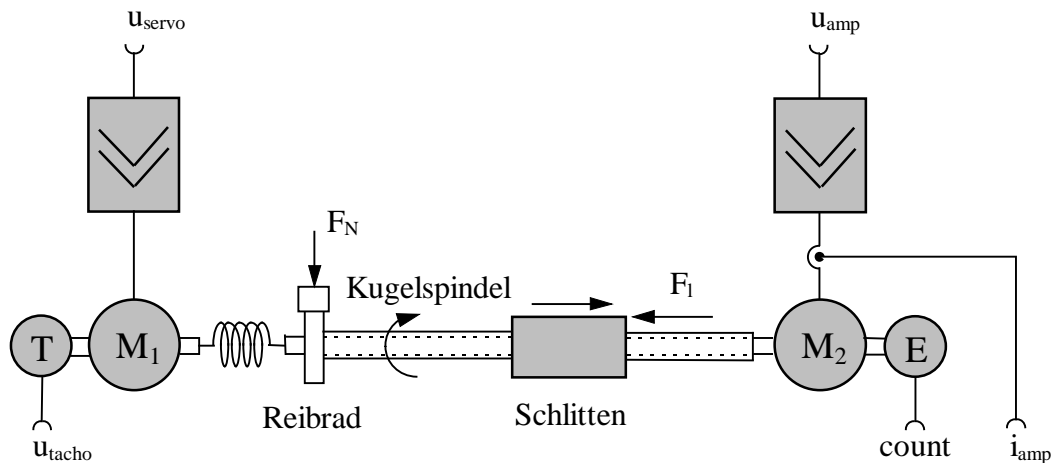
## 2. Positioniersystem und Erweiterungen zur HILS von Reibung

Bild 1 zeigt das im Labor für Mechatronik verwendete elektromechanische Positioniersystem (EMPS) für den experimentellen Test von Regelungen mit aktiver Schwingungsdämpfung und Reibungskompensation. Elastische Schwingungen treten im EMPS durch die elastische Kopplung von Motor und Spindel auf, die Reibung wird im wesentlichen durch den spielfreien Kugelgewindetrieb zur Umsetzung der Drehbewegung der Spindel in die translatorische Bewegung des Schlittens verursacht. Als Meßgrößen stehen der Regelung die Ausgangsspannung  $u_{\text{tacho}}$  eines Tachogenerators und der Zählerwert  $\text{count}$  eines Inkrementalgebers als Maß für die Motorwinkelgeschwindigkeit und den Spindelwinkel zur Verfügung. Die Ansteuerung des Motors erfolgt über die Eingangsspannung  $u_{\text{servo}}$  eines Servoverstärkers mit integrierter Stromregelung. Dieser Versuchsaufbau wurde in [6] bereits ausführlich beschrieben.



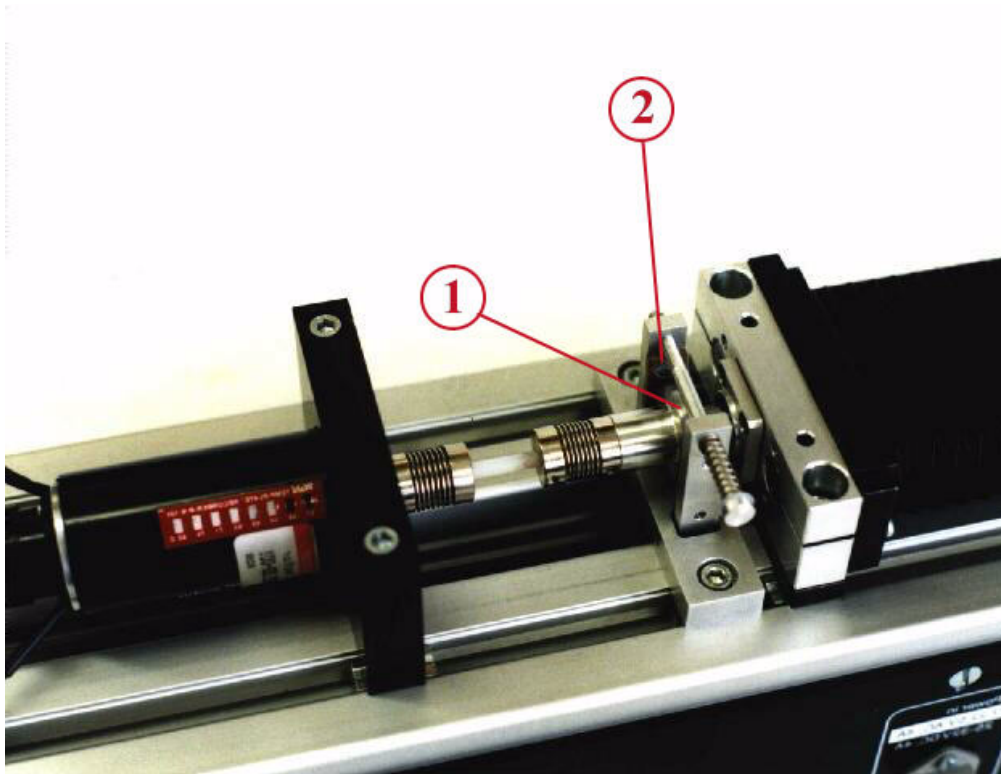
**Bild 1:** EMPS für aktive Schwingungsdämpfung und Reibungskompensation.

Die zum experimentellen Test einer Regelung für verschiedene Reibungscharakteristika durchgeführten konstruktiven Erweiterungen zeigt Bild 2.



**Bild 2:** EMPS mit Reibrad und Lastmotor für die HILS zusätzlicher Reibung.

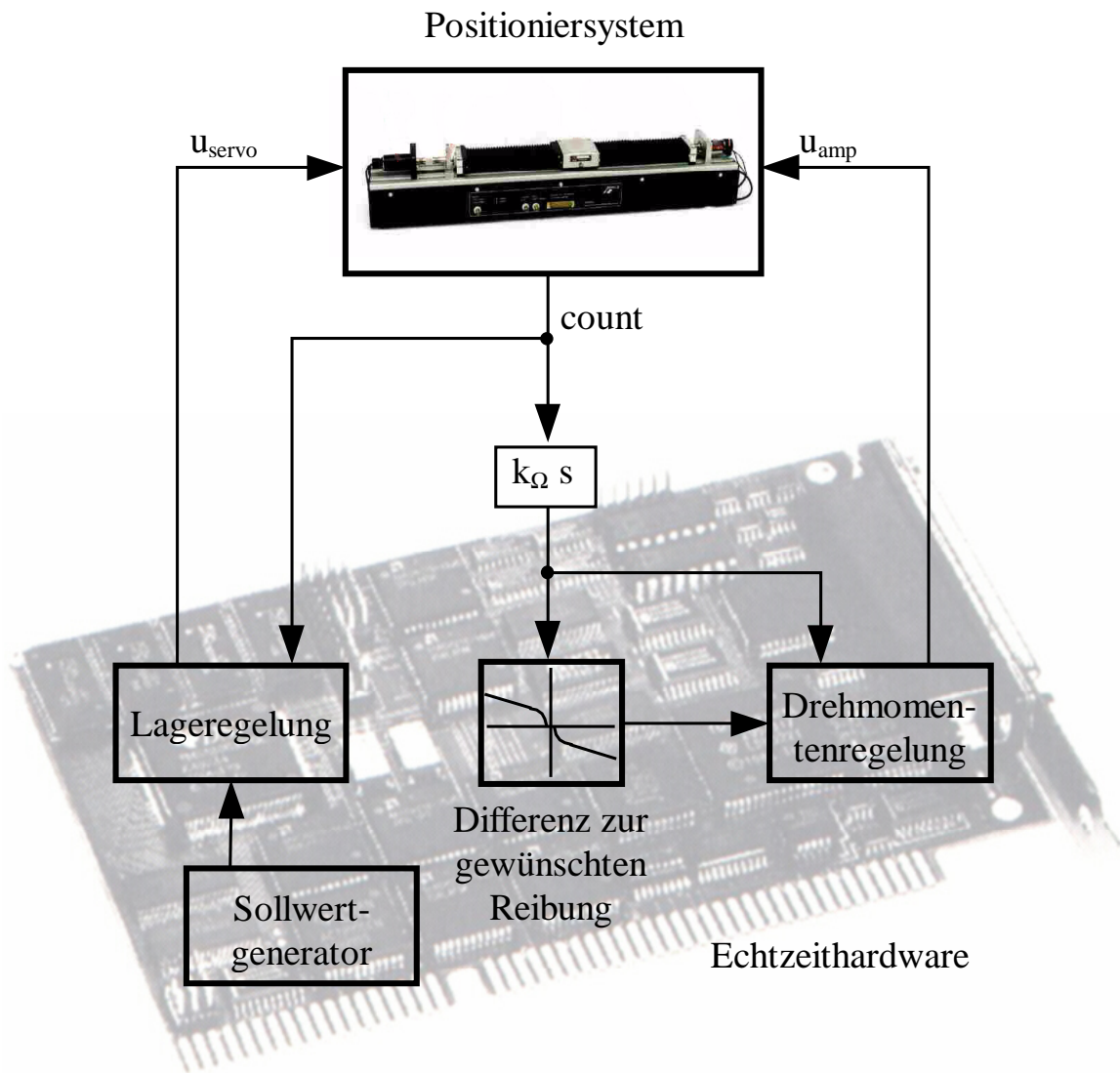
Mit Hilfe eines Reibrades kann die abtriebsseitige Reibung aus dem Kugelgewindetrieb auf mechanischem Wege erhöht werden. Das Reibrad wurde speziell so konstruiert, daß durch den radialen Andruck zweier gegenüberliegender Reibbeläge keine Radialkräfte auf die Spindel ausgeübt werden. Diese würden eine unerwünschte Durchbiegung der Kugelspindel und Verfälschung der Winkelmessung durch den Inkrementalgeber bewirken.



**Bild 3:** Reibrad (1) mit Reibbelägen (2).

Das Reibrad erlaubt allerdings nur eingeschränkt die Veränderung der Reibungscharakteristik. Zwar läßt sich im Rahmen des maximalen Drehmomentes des Antriebsmotors das maximale Haftreibungsmoment frei einstellen, der Verlauf der Reibungskennlinie in Abhängigkeit von der Winkelgeschwindigkeit ist jedoch durch die Eigenschaften der verwendeten Reibbeläge festgelegt. Um dem Versuchsstand auch weitgehend beliebige Reibungsverläufe in Abhängigkeit von der Winkelgeschwindigkeit aufprägen zu können, ist der lastseitige Motor vorgesehen. Über die Sollspannung  $u_{amp}$  und die Strommessung  $i_{amp}$  soll der Lastmotor mit Hilfe einer digitalen Stromregelung ein Lastmoment erzeugen, das zusammen mit dem Reibmoment aus Reibrad und Kugelgewindetrieb einen gewünschten geschwindigkeitsabhängigen Reibmomentenverlauf ergibt. Dabei wird die Haftreibung allein von den mechanischen Komponenten aufgebracht. Die geschwindigkeitsabhängige Reibung wird stark vereinfacht mit Hilfe der in Bild 4 dargestellten Signalverarbeitung erzeugt. Über den Sollwerteingang der Stromregelung wird dem Lastmotor die Differenz zwischen dem vorhandenen und dem gewünschten Reibmomentenverlauf als Solldrehmoment vorgegeben. Zur Erzeugung einer geschwindigkeitsabhängigen Charakteristik ist die aktuelle lastseitige Winkelgeschwindigkeit erforderlich, die sich durch numerische Differentiation aus dem Enkodersignal rekonstruieren läßt.

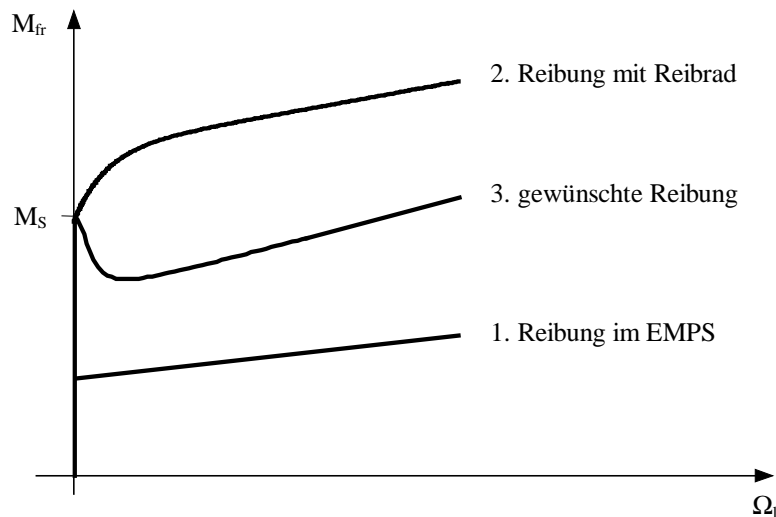
Im Zusammenspiel mit dem EMPS stellt diese Anordnung einen HIL-Simulator für geschwindigkeitsabhängige Reibung dar.



**Bild 4:** HIL-Simulation geschwindigkeitsabhängiger Reibung.

### 3. HIL-Simulation von Reibung

In Abschnitt 2 wurde die Erweiterung des EMPS zum HILS-Versuchsstand für den Test von Lageregelungen mit Schwingungsdämpfung und Reibungskompensation bei unterschiedlichsten Reibungsverhältnissen beschrieben. Nun soll mit Hilfe von Bild 5 das Zusammenspiel der Komponenten zur Erzeugung weitgehend beliebiger lastseitiger Reibmomentenverläufe erläutert werden.

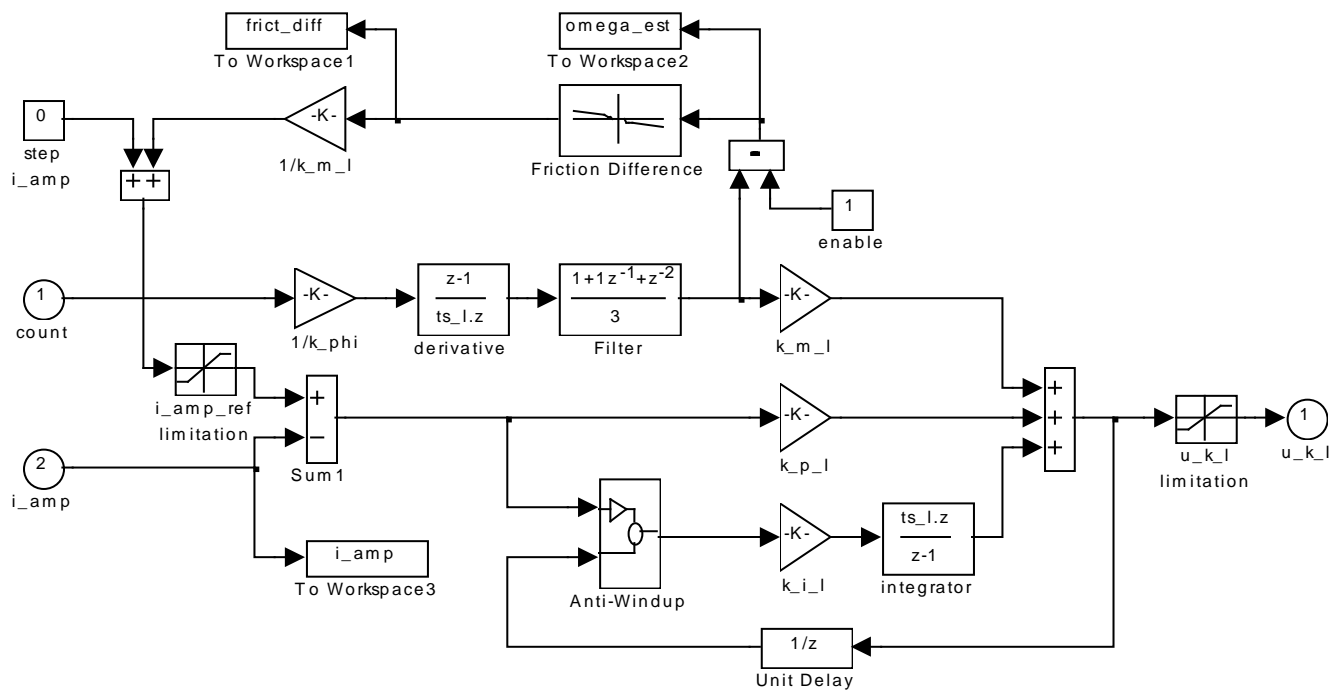


**Bild 5:** Reibungsverhältnisse im HILS-Versuchsstand.

Die Reibungskennlinie 1 stellt die des EMPS ohne Reibrad dar. Um den gewünschten Reibungsverlauf 3 zu erhalten, wird das Reibrad zuerst so angezogen, daß das maximale Haftreibungsmoment  $M_S$  dem gewünschten Wert entspricht. Es stellt sich die Reibungskennlinie 2 ein. Dabei entspricht die geschwindigkeitsabhängige Reibungscharakteristik nicht unbedingt den Erfordernissen für ein bestimmtes Experiment. Sie kann nun durch Aufschalten des Differenzmomentes zwischen Kennlinie 2 und 3 auf den Lastmotor zum gewünschten Verlauf korrigiert werden. Das Differenzmoment wird nach Messung der Istkennlinie und Vorgabe der Wunschkennlinie im Rechner gebildet und über den Drehmomentenregler auf den Lastmotor aufgeschaltet (Bild 4).

Die Realisierung dieser HIL-Simulation für das Differenzmoment der Reibung erfolgt mit den im Labor für Mechatronik verwendeten Entwicklungswerkzeugen MATLAB/SIMULINK und dSPACE TDE. Bild 6 zeigt das zur Durchführung erster experimenteller Untersuchungen verwendete Blockdiagramm für das Rapid Prototyping einer Regelung des EMPS und der Ansteuerung des Lastmotors durch automatische Codegenerierung.

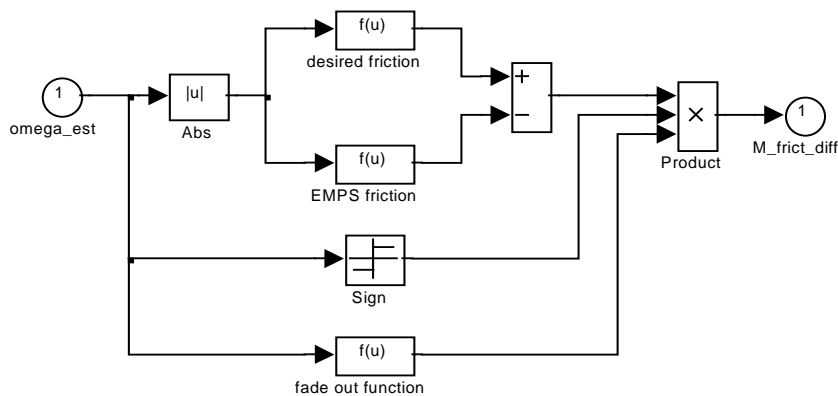




**Bild 7:** Erweiterte Stromregelung des Lastmotors.

Im unteren Teil des Blockschaltbildes ist eine konventionelle PI-Stromregelung realisiert. Im mittleren Teil wird aus dem Inkrementalgebersignal  $\text{count}$  die Winkelgeschwindigkeit  $\Omega_{\text{est}}$  der Spindel rekonstruiert. Die Art der Rekonstruktion durch Differentiation und Glättung mit Hilfe eines FIR-Filters führt zu einer Verzögerung der Schätzung der Winkelgeschwindigkeit. Diese Verzögerung ist im vorliegenden Fall vertretbar, soll aber in Zukunft durch den Einsatz eines Subsystembeobachters für die Bewegungsgrößen der Spindel vermieden werden. Der Beobachter benötigt als Eingangssignal die Spindelbeschleunigung, die mit Hilfe einer Messung der Schlittenbeschleunigung und der Spindelübersetzung ermittelt werden kann. Die Winkelgeschwindigkeit  $\Omega_{\text{est}}$  wird zur Kompensation der Gegen-EMK des Lastmotors und im oberen Teil von Bild 7 zur Erzeugung des Differenzmomentes für die gewünschte geschwindigkeitsabhängige Reibung verwendet. Das Differenzmoment wird über die Drehmomentenkonstante des Lastmotors in einen Strom umgerechnet, begrenzt und als Sollwert auf den Stromregelkreis aufgeschaltet. Details zum Entwurf und zur Inbetriebnahme der Stromregelung sind in [7] nachzulesen.

Zuletzt sei näher auf die Berechnung des Differenzmomentes eingegangen. Sie erfolgt im Subsystem "Friction Difference", dessen Inhalt in Bild 8 dargestellt ist.



**Bild 8:** Subsystem zur Erzeugung des Differenzmomentes für die geschwindigkeitsabhängige Reibung.

Der Betrag der Winkelgeschwindigkeit  $\Omega = |\Omega_{\text{est}}|$  wird zwei nichtlinearen Funktionsblöcken zur Berechnung der Stribeck-Kennlinien für die gewünschte und die vorhandene Reibungscharakteristik zugeführt. Die Ausgangssignale der Funktionsblöcke folgen der Gleichung

$$M_R(\Omega) = M_K + (M_S - M_K) \cdot e^{-\frac{\Omega}{\Omega_{\text{Strib}}}} + b \cdot \Omega \quad (1)$$

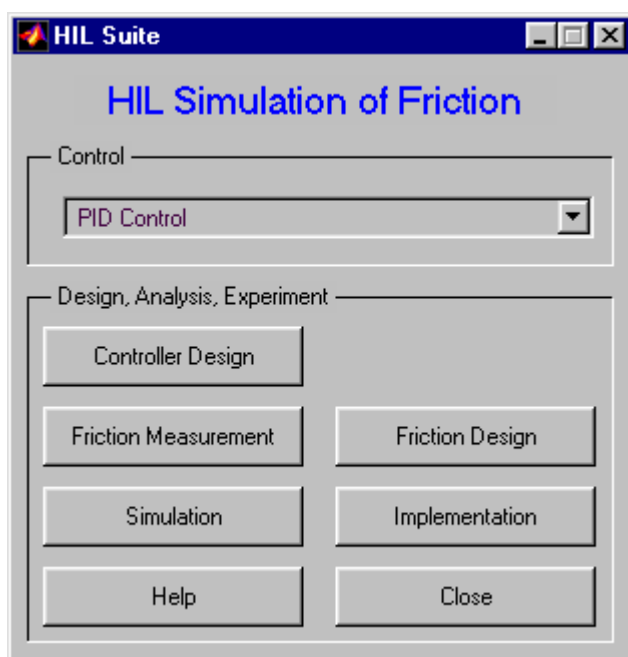
mit jeweils passend vorgegebenen Parametern für das statische Reibmoment  $M_S$ , das kinetische Reibmoment  $M_K$ , die Stribeckgeschwindigkeit  $\Omega_{\text{Strib}}$  und für die geschwindigkeitsproportionale Dämpfungskonstante  $b$ . Auf die Festlegung dieser Parameter wird im folgenden Abschnitt näher eingegangen. Nach Bildung der Differenz beider Kennlinien entsteht durch Multiplikation mit dem Signum der Winkelgeschwindigkeit  $\Omega_{\text{est}}$  das vorzeichenrichtige Differenzmoment. Eine sogenannte Ausblendfunktion sorgt zusätzlich dafür, daß das Moment innerhalb eines bestimmten Bereiches um den Winkelgeschwindigkeitswert  $\Omega_{\text{est}} = 0$  nicht aufgeschaltet wird. Dies ist aufgrund der verzögerten Schätzung der Winkelgeschwindigkeit und der Verzögerung des Stromregelkreises erforderlich. Die Ausblendung vermeidet bei einem Vorzeichenwechsel der Winkelgeschwindigkeit das Aufschalten eines Differenzmomentes mit falschem Vorzeichen. Im Bereich der Ausblendung wird das Reibmoment allein von der Mechanik (Reibrad und EMPS) erzeugt.

Das Blockdiagramm aus Bild 6 mit den Subsystemen aus den Bildern 7 und 8 wird durch automatische Codegenerierung auf der in Bild 4 dargestellten Echtzeithardware realisiert.



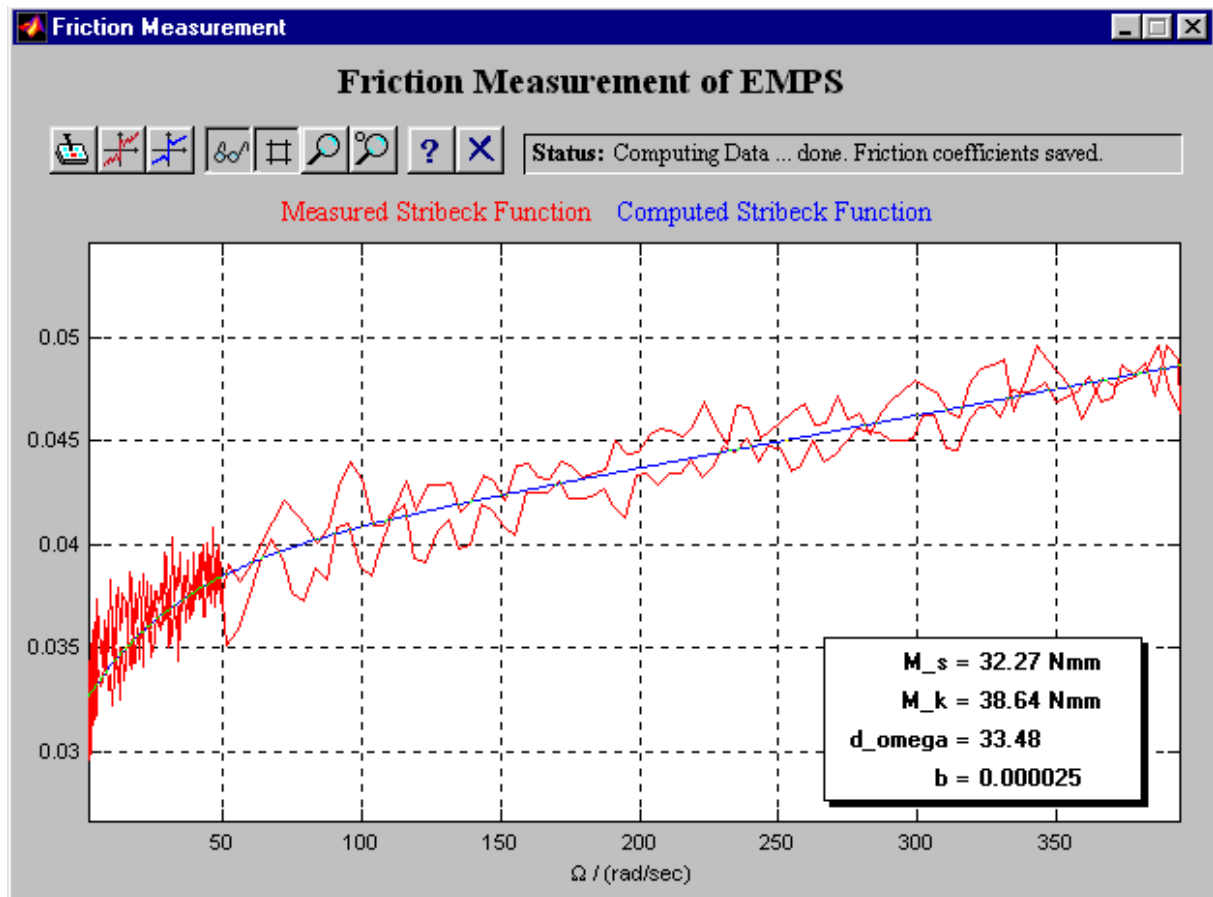
#### 4. Benutzeroberfläche

Mit Hilfe der in den vorangehenden Abschnitten beschriebenen Hardware und Softwarerealisierung der Simulation und Aufschaltung von Reibung können unterschiedlichste Reibungscharakteristika für den Test von Lageregelungen mit Reibungskompensation eingestellt werden. Eine flexible und reproduzierbare Gestaltung der Experimente verlangt jedoch eine leicht zu bedienende Oberfläche. Die entwickelte Oberfläche soll hier am Beispiel der Funktionen zur Messung der vorhandenen Reibungscharakteristik (Friction Measurement) und zur Vorgabe einer gewünschten Charakteristik (Friction Design) vorgestellt werden. Bild 9 zeigt das Programmfenster nach Aufruf der Benutzeroberfläche. Die Programmierung aller Funktionen erfolgte in der im Labor für Mechatronik verwendeten Entwicklungsumgebung MATLAB/SIMULINK und dSPACE TDE. Eine Erweiterung um neue zu testende Regelungs- und Kompensationsalgorithmen (hier PID-Regelung) ist sehr leicht möglich.



**Bild 9:** Benutzeroberfläche für den Kompensatorrest.

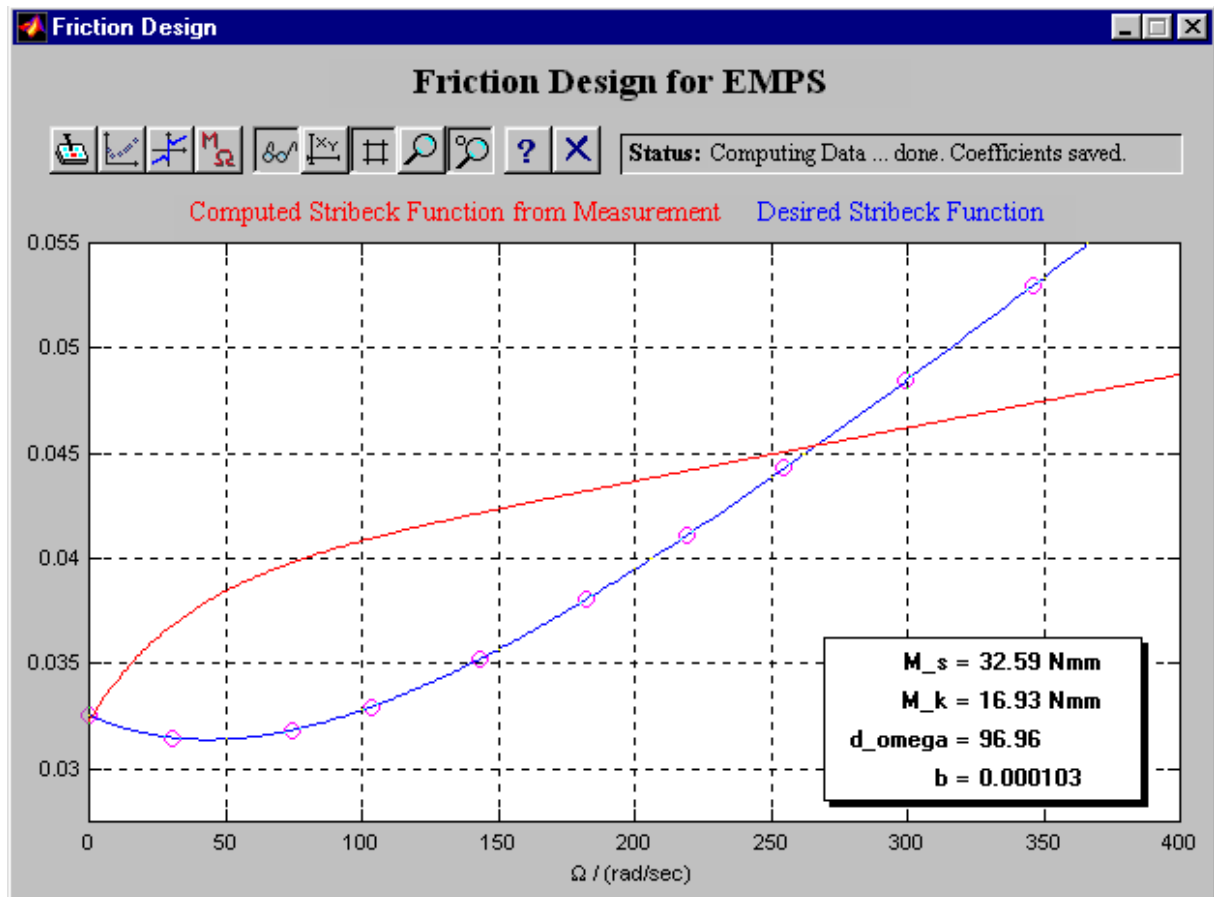
Die Betätigung der Schaltfläche "Friction Measurement" öffnet das in Bild 10 dargestellte Fenster zur Messung einer z.B. mit Hilfe des Reibrades eingestellten Reibungscharakteristik. Hier kann durch Betätigung einer weiteren Schaltfläche aus der Werkzeugleiste ein Experiment zur automatischen Messung der Reibungskennlinie gestartet werden. Das Experiment beinhaltet eine geeignete Parametrierung des Sollwertgenerators aus Bild 4 bzw. Bild 6 und die anschließende Erfassung der zur Berechnung des Reibungsverlaufes erforderlichen Zeitverläufe von der Echtzeithardware. Das Ergebnis eines solchen Experimentes ist im Plotfenster in Bild 10 als verrauschter Verlauf zu erkennen. Als nächste Aktion kann an den gemessenen Verlauf per Knopfdruck eine Stribeck-Kennlinie gemäß Gleichung (1) angepaßt werden (glatter Verlauf in Bild 10). Die zugehörigen Parameter ( $M_s$ ,  $M_K$ ,  $\Omega_{\text{Strib}}$ , und  $b$ ) werden angezeigt und in den entsprechenden Funktionsblock (EMPS friction) aus Bild 8 auf die Echtzeithardware geladen.



**Bild 10:** Oberfläche zur Bestimmung der vorhandenen Reibungscharakteristik.

Für die Durchführung eines Experiments mit veränderter Reibung ist als nächstes eine gewünschte Kennlinie vorzugeben. Dazu ist in der Oberfläche aus Bild 8 die Schaltfläche "Friction Design" zu betätigen, die das in Bild 11 wiedergegebene Fenster öffnet. Im Plotfenster wird die zuvor an die Messung angepaßte Reibungskennlinie dargestellt. Im gleichen Fenster können nun nach Aktivierung der entsprechenden Funktion aus der Werkzeugleiste mit der Maus Stützpunkte einer gewünschten Kennlinie vorgegeben werden. Zu diesen Punkten erfolgt auf Knopfdruck die Berechnung der zugehörigen Stribeck-Parameter und die Darstellung der Wunschkennlinie. Die Kennlinie und die Parameter sind mit Hilfe der Maus und von Editiermasken weiter veränderbar. Ist die gewünschte Form der Kennlinie erreicht, werden die zugehörigen Parameter ebenfalls in den passenden Funktionsblock des Subsystems aus Bild 8 auf die Echtzeithardware geladen.

Das Ergebnis eines solchen Entwurfs einer Reibungskennlinie wird im folgenden Abschnitt beschrieben.



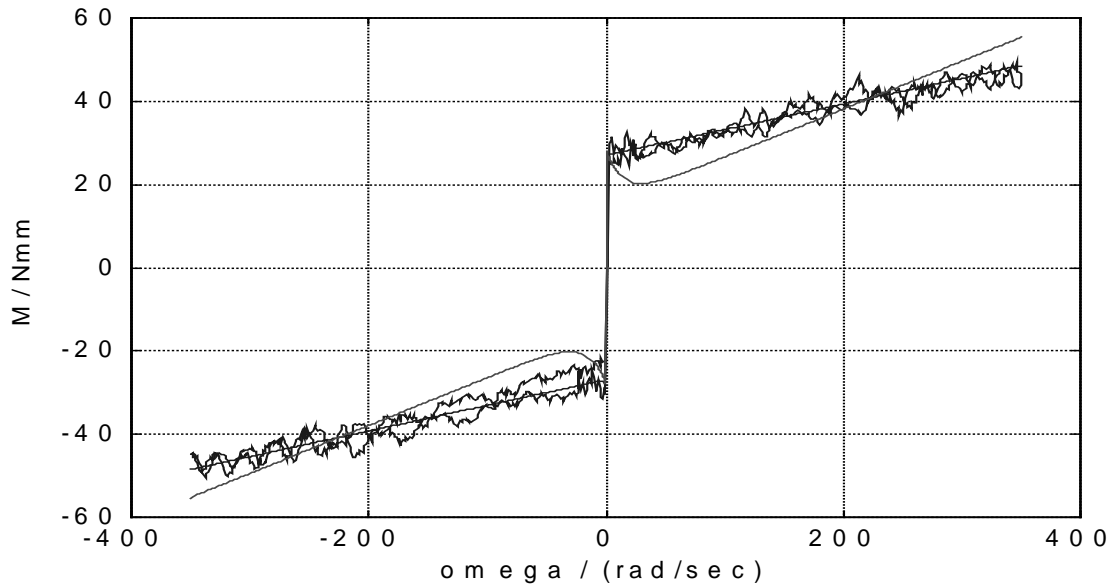
**Bild 11:** Oberfläche zur Vorgabe einer gewünschten Reibungscharakteristik.

## 5. Experimentelle Ergebnisse

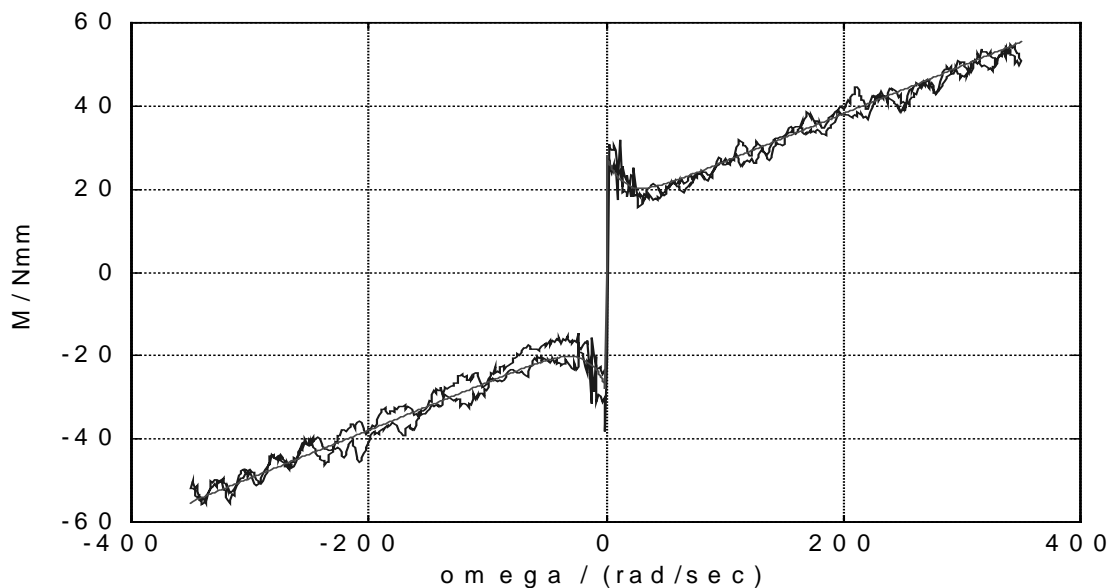
Erste Versuche zeigen, daß der entwickelte Versuchsaufbau sehr zufriedenstellend arbeitet. Im folgenden soll dies am Beispiel der Vorgabe einer gewünschten Reibungscharakteristik demonstriert werden. Der Lastmotor erzeugt über das Differenzmoment bei kleinen Winkelgeschwindigkeiten eine starke Änderung des resultierenden Reibmomentes. Im geschwindigkeitsproportionalen Bereich wird die Steigung der Reibungskennlinie erhöht, so daß das Differenzmoment hier einen Vorzeichenwechsel erfährt.

Bild 12 zeigt die über das Reibrad eingestellte Istkennlinie und die Wunschkennlinie für die Reibung. Beide Kennlinien wurden mit der im vorangehenden Abschnitt beschriebenen Benutzeroberfläche ermittelt.

Nach Herunterladen der für beide Kennlinien ermittelten Parametersätze auf die Echzeithardware wird die Reibungsmessung wiederholt und es stellen sich die in Bild 13 dargestellten Reibungsverhältnisse ein. Durch die HIL-Simulation und Aufschaltung des Differenzmomentes auf den Lastmotor folgt die resultierende Reibung sehr gut der Wunschkennlinie.



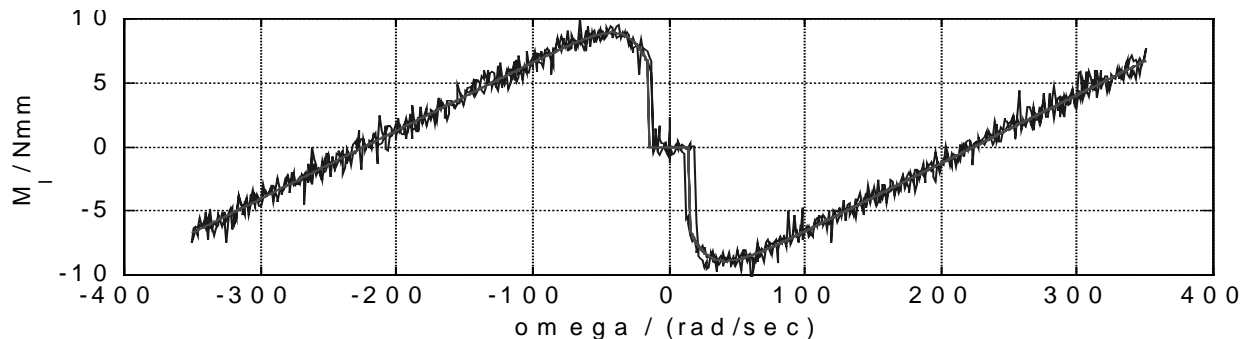
**Bild 12:** Gemessene Reibungskennlinie von EMPS und Reibrad (verrauscht) und Wunschkennlinie (glatt).



**Bild 13:** Wunschkennlinie (glatt) und gemessene resultierende Reibungskennlinie nach Aufschalten des simulierten Differenzmomentes (verrauscht).

Die Wirkung der Ausblendfunktion im Blockdiagramm aus Bild 8 wird besonders im Lastmotormoment (Bild 14) deutlich, das über die Strommessung am Lastmotor ermittelt wird. Bei Verlassen des eingestellten Ausblendbereiches um die Winkelschwindigkeit Null tritt eine sprunghöfliche Änderung des simulierten Differenzmomentes als Sollwert für die Stromregelung auf. Dies kann bei zu großer Sprunghöhe zu unerwünschten Schwingungen des geregelten Systems führen. Daher ist man bestrebt den Ausblendbereich so klein wie möglich zu halten. Die Ausblendfunktion mußte zur Vermeidung falscher Vorzeichen des Differenzmomentes, die bei Nulldurchtritten der Winkelgeschwindigkeit durch die verzögerte Schätzung auftreten würden, eingeführt werden. Der Bereich für die Ausblendung des Differenzmomentes könnte durch die Einführung eines Subsystembeobachters für die

Bewegungsgrößen der Spindel des EMPS, mit dessen Hilfe die Winkelgeschwindigkeit der Spindel verzögerungsfrei geschätzt werden kann, verkleinert werden. Dadurch würden die Sprünge im Differenzmoment reduziert. Da jedoch auch die beobachtete Winkelgeschwindigkeit einen Rauschanteil enthält, kann auch dann auf die Ausblendfunktion nicht ganz verzichtet werden.



**Bild 14:** Simuliertes Differenzmoment (glatt) und gemessenes Lastmotormoment.

## 6. Zusammenfassung und Ausblick

Die ersten Versuche mit dem beschriebenen Aufbau zum Test von Lageregelungen für reibungsbehaftete elastische Antriebe zeigen vielversprechende Ergebnisse. Dabei erlaubt der Einsatz der Methode der HIL-Simulation die Realisierung weitgehend beliebiger Reibungsverhältnisse im Experiment. Der Versuchsstand bildet die Basis für nachfolgende Experimente mit verschiedenen Ansätzen zur Kompensation von Reibung. Untersucht werden soll ein neuer im Labor für Mechatronik entwickelter Ansatz sowie Kompensatoren auf Basis der prädiktiven und neuronalen Regelung. Letztere werden von kooperierenden Partnerinstituten an der Universität Ottawa und dem University College Niigata bereitgestellt. Ziel der Untersuchungen ist, für die praktische Anwendung wichtige Aussagen über Implementierungs- und Robustheitseigenschaften der betrachteten Ansätze zu treffen. Zum Vergleich kommen auch klassische Lageregelungen auf den Prüfstand.

Parallel zu den oben genannten Experimenten sind die Untersuchung von Möglichkeiten der Verbesserung und zusätzliche Erweiterungen des Versuchsstandes beabsichtigt.

Zunächst soll durch den Einsatz eines geeigneten Subsystembeobachters für die Bewegungsgrößen der Spindel des EMPS eine verzögerungsfreie Schätzung der Winkelgeschwindigkeit realisiert werden. Dabei übernimmt der Beobachter gleichzeitig die Glättung der verrauschten und quantisierten Meßsignale. Das in Abschnitt 3 verwendete FIR-Filter kann entfallen. Der Einsatz des Beobachters erfordert jedoch eine zusätzliche schlittenseitige Beschleunigungsmessung.

Die Messung der Schlittenbeschleunigung stellt die Basis für eine Erweiterung des Versuchsaufbaus um die HIL-Simulation weiterer Anbausysteme dar. So kann über die Beschleunigungsmessung und den Lastmotor die Echtzeitsimulation des im Labor für Mechatronik entwickelten elastischen Positionierarms am realen EMPS betrieben werden. Diese Konfiguration ist besonders für den Test einer ersten entwickelten Zustandsregelung mit dezentralen Beobachtern [8] geeignet. Der in der Regelungsstruktur enthaltene lineare Beobachter für das EMPS soll um die im Labor für Mechatronik entwickelte nichtlineare Kompensation der Antriebsreibung ergänzt und getestet werden.

Durch die Einbeziehung der HIL-Simulation stellt der entwickelte Versuchsaufbau eine flexible Umgebung für realitätsnahe Experimente mit Kompensatoren für reibungsbehaftete elastische Antriebe dar. Die gewählte Vorgehensweise gibt ein Beispiel für die Entwicklung und den Test moderner Antriebsregelungen in der Industrie.

## Literatur

- [1] H. Henrichfreise und C. Witte: Experimental Comparison of Observer-Based Friction Compensation Schemes for an Electromechanical Positioning System. Aufsatz im CLM, FB Konstruktionstechnik, FH Köln 1997.
- [2] H. Henrichfreise und C. Witte: Observer-Based Nonlinear Compensation of dry Friction in a Positioning System. IX. Deutsch-Polnischen Seminar, FH Köln, Oktober 1997.
- [3] H. Henrichfreise und C. Witte: Beobachtergestützte nichtlineare Kompensation trockener Reibung in einem Positionierantrieb. Automatisierungstechnik 46 (1998), Heft 3, S. 128-135.
- [4] B. Armstrong-Hélouvry, P. Dupont und C. Canudas de Wit: A Survey of Models, Analysis Tools and Compensation Methods for the Control of Machines with Friction. Automatica, Vol. 30, No. 7, 1994, S. 1083-1138.
- [5] A. Lungen: Erstellung einer Modellbibliothek für die Simulation von Reibung. Diplomarbeit im CLM, FB Konstruktionstechnik, FH Köln 1998.
- [6] H. Henrichfreise: Prototyping of a LQG Compensator for a Compliant Positioning System with Friction. 1. Workshop TRANSMECHATRONIK - Entwicklung und Transfer von Entwicklungssystemen der Mechatronik, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 23, Paderborn 1997. Herausgeber: Jürgen Gausemeier.
- [7] J. Binder und R. Starbek: Aufbau eines Versuches zur HIL-Simulation für Reibung in einem Positioniersystem. Projektarbeit im CLM, FB Konstruktionstechnik, FH Köln 1998
- [8] R. Lummert: Dezentrale Beobachter zur Realisierung robuster Regler für die aktive Schwingungsdämpfung. Diplomarbeit im CLM, FB Konstruktionstechnik, FH Köln 1998.