

Drehzahlregelung eines elastischen Zweimassensystems mit On-line-Identifikation lastseitiger Reibung und aktiver Schwingungsdämpfung bei Stellgrößenbegrenzung

Dipl.–Ing. Frank Schütte, Dipl.–Ing. Stephan Beineke, Dipl.–Ing. Markus Henke,
Prof. Dr.-Ing. Horst Grotstollen
Universität Paderborn, FB 14 , Leistungselektronik und elektrische Antriebstechnik
Pohlweg 47–49, 33098 Paderborn

Im ersten Teil dieses Beitrags wird ein Grundkonzept zur Regelung eines elastischen Zweimassensystems, ein P-Regler mit Drehzahldifferenzaufschaltung und Störgrößenbeobachter so erweitert, daß die aktive Schwingungsdämpfung auch bei Stellgrößenbegrenzung erreicht werden kann. Im zweiten Teil werden dann Netzwerke vorgestellt, mit denen die On-line-Identifikation von Reibkennlinie und Trägheitsmoment beim Einmassensystem, sowie die Bestimmung der lastseitigen Reibkennlinie beim Zweimassensystem möglich wird. Besonderes Augenmerk wird dabei auf die Herleitung der Lernverfahren gelegt.

1 Einleitung

Der Drehzahlregelkreis beinhaltet die Dynamik der mechanischen Übertragungselemente und der Arbeitsmaschine, welche mechanische Unzulänglichkeiten wie Elastizität, Reibung und Lose aufweisen können. Diese sind bei der Auslegung eines Drehzahlregelkreises hoher Güte zu berücksichtigen.

Für viele praktische Antriebsaufgaben ist es hinreichend, als Näherung für industrielle Mehrmassensysteme das u.a. in Bild 1 dargestellte Zweimassensystem¹ zu betrachten [1]. Die Ersatzzeitkonstante des geschlossenen Stromregelkreises, die Totzeit aufgrund der digitalen Realisierung der Regelung und Zeitkonstanten zusätzlicher Filter zur Sollwertglättung sind zu einer Summenzeit T_Σ zusammengefaßt worden, was bei kleinem Produkt aus Eigenkreisfrequenz und Summenzeit ($\omega_e T_\Sigma$) zulässig ist.

Es wird davon ausgegangen, daß aufgrund der Maschinenkonstruktion die Lose vernachlässigbar klein ist. Die Systemdämpfung wird zu Null angenommen ($D_F = 0$), was aus regelungstechnischer Sicht den kritischsten Fall darstellt. Die u.a. in [2] vorgestellte und ebenfalls in Bild 1 dargestellte Drehzahlregelung eines solchen Systems wird im folgenden kurz aufgegriffen, um die vorgenommenen Erweiterun-

1. Die Regelstrecke bestehend aus Zweimassensystem und unterlagerter Stromregelung ist in der Darstellung grau unterlegt.

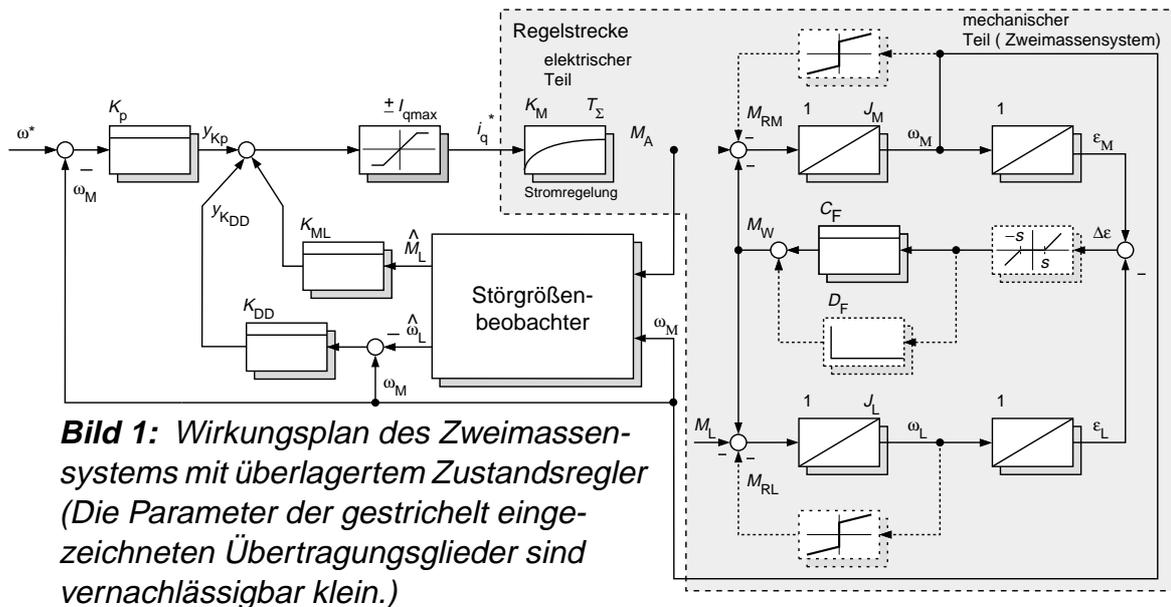


Bild 1: Wirkungsplan des Zweimassensystems mit überlagertem Zustandsregler (Die Parameter der gestrichelt eingezeichneten Übertragungsglieder sind vernachlässigbar klein.)

gen besser einordnen zu können. Da in der Praxis neben den Motorströmen häufig nur die Drehzahl bzw. der Drehwinkel des Motors gemessen werden kann, wird zur Schätzung der nicht meßbaren Zustandsgrößen des Systems - Wellenmoment, Lastgeschwindigkeit und Lastmoment - der in Bild 2 dargestellte und mittels Polvorgabe entworfene Störgrößenbeobachter eingesetzt.

Die in diesem Beitrag dargestellten Meßschriebe wurden an einem Antriebsstand aufgenommen, der eine Hardware-in-the-loop-Simulation elastischer Systeme ermöglicht und in [2] vorgestellt wurde. Wesentliche Daten der Mechanik und der Regeleinrichtung sind im Anhang angegeben.

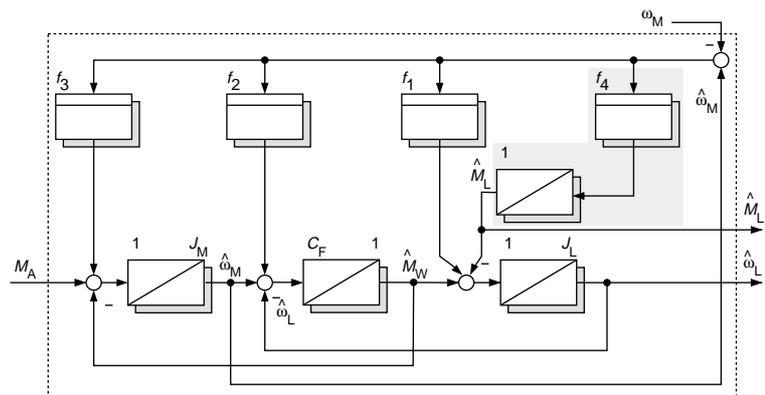


Bild 2: Verwendeter Störgrößenbeobachter

2 Grundlegendes Regelungskonzept

Das zugrunde gelegte Regelungskonzept mit P-Regler, Umschaltung der Drehzahl-differenz und stationärer Kompensation des Lastmoments, das auf [3] zurückgeht, ist für den industriellen Einsatz geeignet, weil es eine relativ einfache Struktur besitzt und die einzelnen Reglerparameter, welche physikalisch interpretierbar sind, analytisch berechnet werden können. Die Dimensionierung erfolgt nach dem Kriterium der Doppelverhältnisse, das ursprünglich von P. Naslin als Dämpfungskriterium vorgestellt wurde [4]. Die Doppelverhältnisse D_i , durch deren Vorgabe das dynamische

Verhalten direkt festgelegt werden kann, stellen ein Maß für die Dämpfung des Regelkreises dar. Die Reglerparameter berechnen sich mit $D_i = D = 0.5$ gemäß [2] zu:

$$K_P = \frac{\omega_e (J_L + J_M)}{K_M} \sqrt{D^3} \quad K_{DD} = \frac{(J_L + J_M)}{\omega_e J_L K_M \sqrt{D}} \cdot (\omega_e^2 J_L D^2 + C_F T_\Sigma \omega_e \sqrt{D} - C_F) \quad (1)$$

Durch die Regelung können die Eigenschwingungen des Systems wirksam bedämpft und stationäre Genauigkeit erreicht werden (s. Bild 3a), da sich der integrale Anteil des geschlossenen Kreises im Störgrößenbeobachter verbirgt. Jedoch weist dieses Basiskonzept der Regelung im Großsignalverhalten Schwächen auf, da aufgrund der Stellgrößenbegrenzung die aktive Schwingungsdämpfung bei großen Drehzahlsprüngen nicht mehr wirksam ist und sich eine freie, ungedämpfte Schwingung ausbildet, was in Bild 3b dargestellt ist.

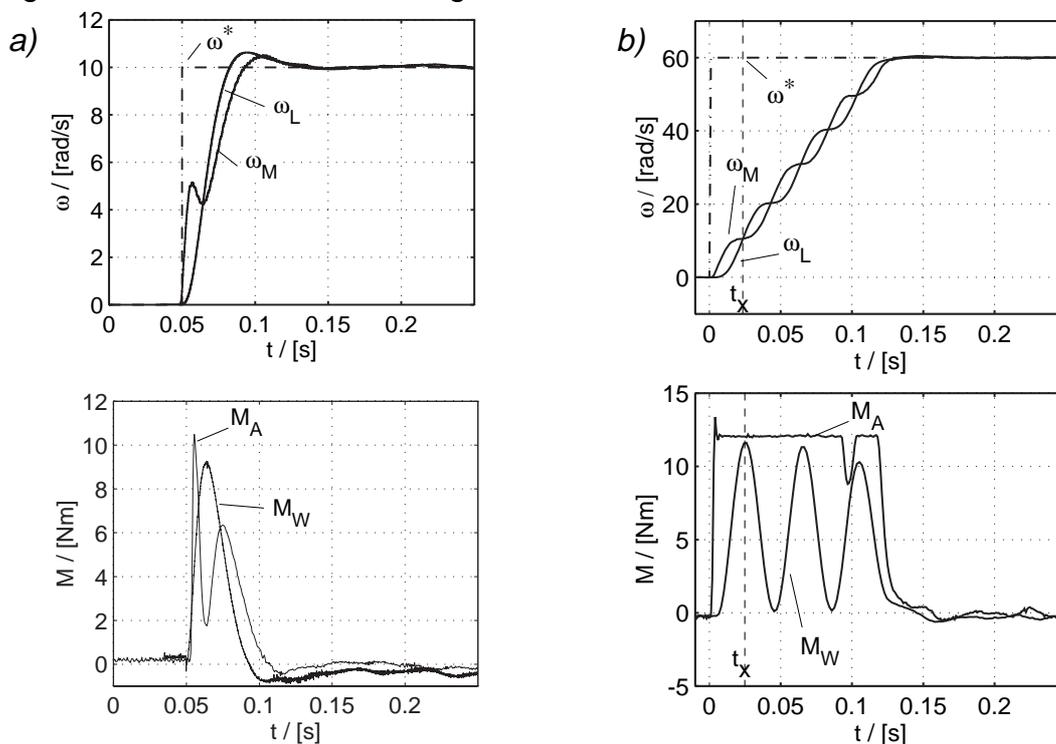


Bild 3: Sprungantworten der in Bild 1 dargestellten Zustandsregelung
a) Kleinsignalverhalten
b) Großsignalverhalten

Kann diese Schwingung während der Beschleunigungsphase nicht toleriert werden, muß der Drehzahlsollwert für große Änderungen z.B. rampenförmig vorgegeben werden, was zu einem erheblichen Dynamikverlust führen kann.

Für das Verständnis der erweiterten Maßnahmen ist es wichtig festzuhalten, daß die wesentliche Dämpfung durch die mit dem Faktor K_{DD} gewichtete Drehzahldifferenz-aufschaltung in das System eingebracht wird. Dazu wird die Lage der Polstellen der Übertragungsfunktion $(\omega_L(s)) / (y_{K_p}(s))$ mit \tilde{K}_{DD} als Parameter in Bild 4 angegeben. Im folgenden wird mit \tilde{K}_{DD} der variierte Parameter bezeichnet, während K_{DD}

nach Gl.(1) berechnet wurde. Für $\tilde{K}_{DD} < K_{DD}$ wird die Eigenschwingung, welche durch das konjugiert komplexe Polpaar charakterisiert wird, stärker bedämpft, während der Pol auf der negativen reellen Achse in Richtung Null verschoben wird, wodurch der Regelkreis insgesamt langsamer wird. Für $\tilde{K}_{DD} > K_{DD}$ wird die Eigenschwingung zunächst entdämpft, bis der unterlagerte Kreis für $\tilde{K}_{DD} > 0$ instabil wird, was anhand des Wirkungsplans sofort ersichtlich ist, da $\tilde{K}_{DD} > 0$ einer Mitkopplung entspricht.

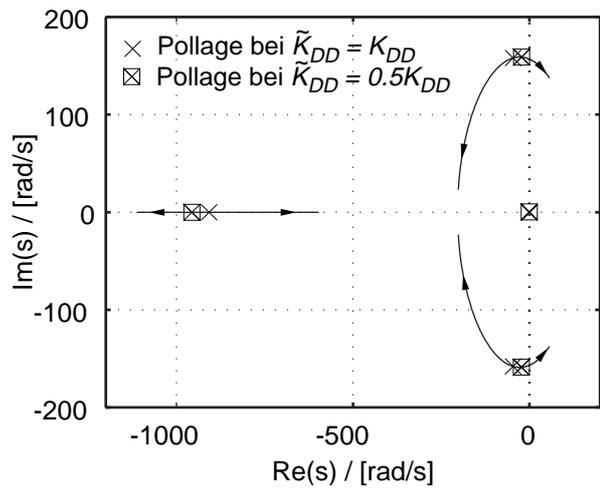


Bild 4: Lage der Polstellen des unterlagerten Regelkreises $(\omega_L(s)) / (y_{K_p}(s))$ bei Variation von \tilde{K}_{DD}

3 Aktive Schwingungsdämpfung bei Stellgrößenbegrenzung

Der Regler kann durch einfache Maßnahmen so erweitert werden (s. Bild 5), daß eine nahezu maximale Beschleunigung und gleichzeitig eine aktive Schwingungsdämpfung trotz Stellgrößenbegrenzung erzielt werden können.

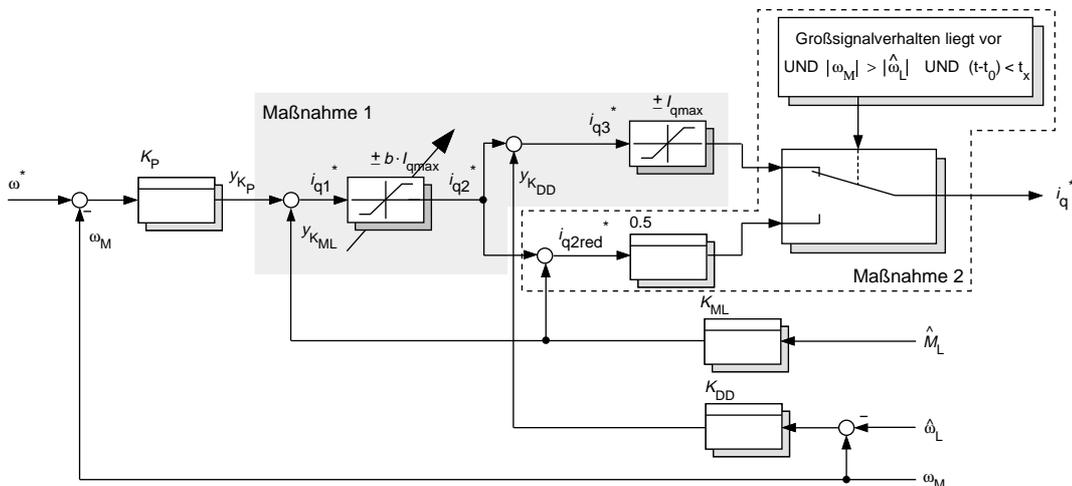


Bild 5: Wirkungsplan der erweiterten Regelung mit Maßnahmen zur Schwingungsbedämpfung bei Stellgrößenbegrenzung

Maßnahme 1: Kaskadierte Stellgrößenbegrenzung

Die Stellgrößenbegrenzung wird nun durch den in Bild 5 grau hinterlegten Teil so kaskadiert, daß im unterlagerten Regelkreis $(\omega_L(s)) / (y_{K_p}(s))$, für den der oben angegebene Pol-Nullstellen-Plan gilt, eine aktive Dämpfung über \tilde{K}_{DD} wirksam ist, auch wenn i_{q1}^* begrenzt wird. Solange i_{q1}^* nicht in der Begrenzung ist, bleibt die Schwingungsdämpfung vollständig aktiv. Dies bedeutet, daß $\tilde{K}_{DD} = K_{DD}$ wirksam

ist, solange $\max(|K_{DD}(\omega_M - \hat{\omega}_L)|) < (1-b)I_{qmax}$ gilt. In den Grenzfällen, $\max(|K_{DD}(\omega_M - \hat{\omega}_L)|) \gg (1-b)I_{qmax}$ oder $b = 1$, kann in guter Näherung von einem wirksamen $K_{DD} = 0.5K_{DD}$ ausgegangen werden. Das gegenüber Bild 3b verbesserte Großsignalverhalten ist in Bild 6 für $b = 0.9$ dargestellt.

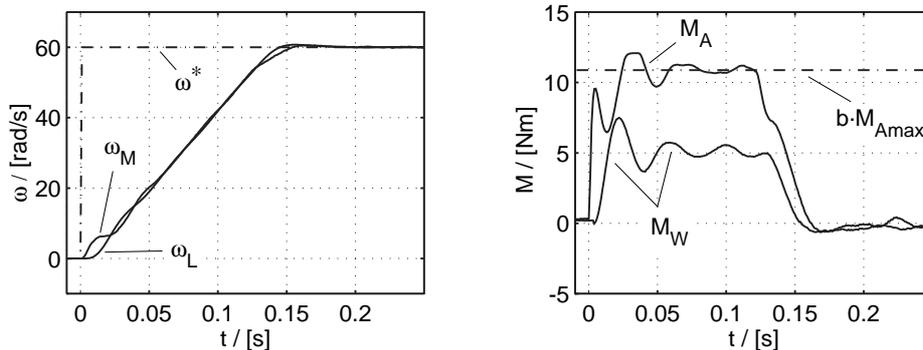


Bild 6: Großsignalverhalten bei kaskadierter Stellgrößenbegrenzung ($b = 0.9$)

Dadurch, daß der Antrieb nun nicht mehr mit maximalem Moment beschleunigt, muß ein Dynamikverlust in Kauf genommen werden, der von Bedeutung sein kann, wenn sich das System lange in der Stellgrößenbegrenzung befindet. Die Überlegung, daß nur dann die Schwingungsdämpfung aktiviert sein muß, solange eine Schwingung auch tatsächlich vorhanden ist, impliziert eine On-line-Adaption der Schranke b . Dazu wird ein Maß für die momentane Schwingungsamplitude ermittelt, indem gemäß Bild 7 ein gleitender Mittelwert für $|\Delta\omega| = |\omega_M - \hat{\omega}_L|$ bestimmt wird. In Abhängigkeit von diesem Maß wird b adaptiert, wobei für kleine Schwingungsamplituden $b \rightarrow 1$ geht, so daß nach der Schwingungsdämpfung das volle Antriebsmoment zur Beschleunigung zur Verfügung steht.

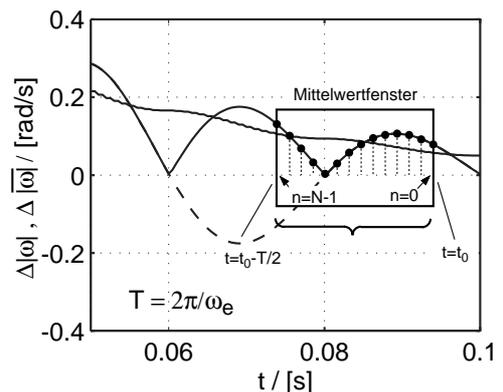


Bild 7: Gleitende Mittelwertbildung

Maßnahme 2: Reduktion der Stellgröße

Eine weitere Maßnahme zur Schwingungsdämpfung bei Stellgrößenbegrenzung ist die anfängliche Reduktion des Antriebsmoments, die bereits von [5] vorgestellt wurde, für das lineare System aus dem Superpositionsgesetz abgeleitet werden kann und in Bild 5 gestrichelt eingerahmt ist.

Indem ein genügend großer Sollwertsprung der Drehzahl, der eine Begrenzung der Stellgröße nach sich zieht, detektiert wird, kann durch die Reduktion des momentbildenden Stroms auf $0.5I_{qmax}$ für die Zeitdauer $t_x = 1/(2f_e)$ - (s. Bild 3b); $|M_W(t_x)| = maximal$; $\omega_M(t_x) = \omega_L(t_x)$ - und anschließender Freigabe des gesamten Stellbereichs für das lineare System ein nahezu konstantes Wellenmoment und somit ein linearer Hochlauf der Lastdrehzahl während der Beschleunigungsphase

erreicht werden, was in Bild 8a dargestellt ist. Da der Eingriff in das Antriebsmoment auf keinen Fall das Kleinsignal- bzw. Störverhalten der Regelung beeinträchtigen soll, darf die Reduktion des Antriebsmoments nur erfolgen, sobald die in Bild 5 angegebene Schaltbedingung erfüllt ist. t_0 bezeichnet hierin den Sprungzeitpunkt, während die Umschreibung „Großsignalverhalten liegt vor“ durch die Bedingung $|\omega^* - \omega_M| > \Delta\omega_x$ gekennzeichnet ist. Da diese Maßnahme auch bei vorhandenem Lastmoment greift, was in Bild 8b zu sehen ist, sollte $\Delta\omega_x$ gemäß der Beziehung

$$\Delta\omega_x = \left| \frac{\operatorname{sgn}(\omega^* - \omega_M) K_M I_{qmax} - \hat{M}_L}{J_M + J_L} \right| \frac{1}{f_e} \quad (2)$$

adaptiv ausgelegt werden.

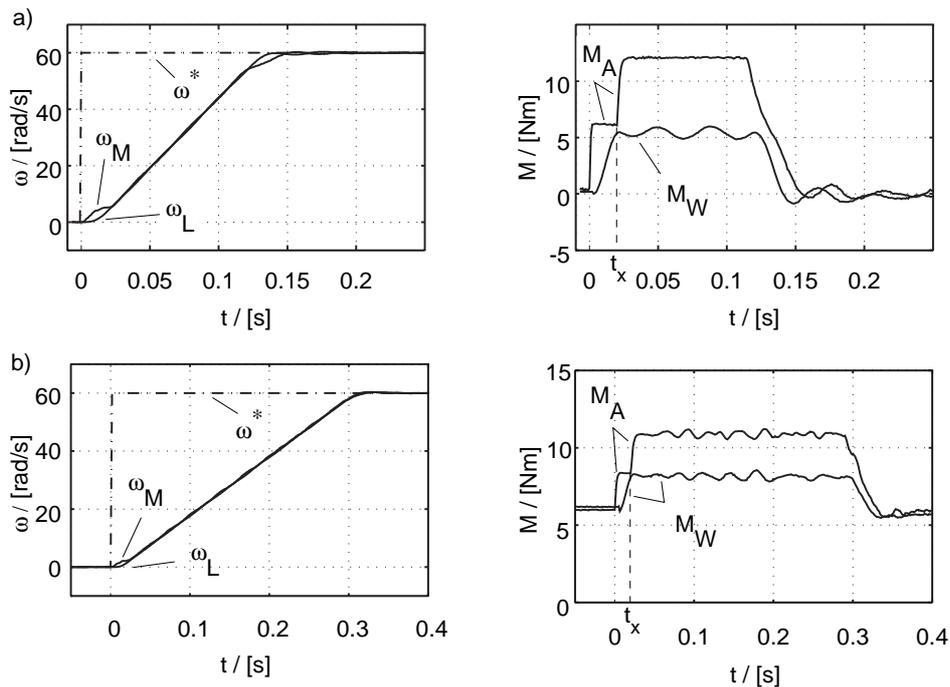


Bild 8: Auswirkung der Stellgrößenreduktion
a) ohne Lastmoment b) mit Lastmoment

Bewertung und empfohlener Einsatzbereich der Verfahren

Die Verfahren sind dann vorteilhaft anzuwenden, wenn das Antriebssystem möglichst schnell beschleunigt wird und sich somit oft in der Stellgrößenbegrenzung befindet, so daß sich Eigenschwingungen ausbilden können. Verfahren 2 eignet sich gut bei sprungförmigen Sollwertvorgaben und ist optimal, wenn alle Parameter bekannt sind. Verfahren 1 läßt sich dagegen bei beliebigen Sollwertvorgaben anwenden und ist unempfindlich gegenüber ungenau bestimmten Parametern.

Beim Vergleich hinsichtlich des Aufwands dieser Verfahren schneidet Verfahren 1 ohne Adaption von b am besten ab, da es mit wenig zusätzlichem Rechenaufwand auskommt, sehr leicht handhabbar ist und bereits gute Ergebnisse liefert. Zur Aus-

nutzung der vollen Dynamik kann dann die Adaption der Schranke b in Erwägung gezogen werden. Desweiteren lassen sich beide Verfahren kombinieren, was vor allem bei Verfahren 2 sinnvoll erscheint, da so Restschwingungen, die z.B. durch zu frühe Freigabe des gesamten Stellbereichs aufgrund einer ungenau identifizierten Eigenfrequenz noch vorhanden sind, bedämpft werden können.

Der durch die einzelnen Maßnahmen verursachte Dynamikverlust, der unter idealen Voraussetzungen auch analytisch berechnet werden kann, ist exemplarisch anhand unterschiedlicher Hochlaufversuche am Antriebsstand in Tabelle 1 dargestellt.

| ω^* in rad/s | $b = 0.9$ - keine Adaption - keine Reduktion | $b = 0.9 \dots 1$ - Adaption von b - keine Reduktion | $b = 1$ - keine Adaption - Reduktion | $b = 0.9$ - keine Adaption - Reduktion |
|---------------------------|---|---|--|--|
| 60 | 13 % | 4.6 % | 5.6 % | 17.6 % |
| 250 | 11.8 % | 1.7 % | 2 % | 14.1 % |

Tabelle 1: Verlängerung der Hochlaufzeiten in % (Die mit dem Konzept gemäß Bild 1 erzielten Hochlaufzeiten dienen als Referenzzeiten.)

4 Identifikation von Massenträgheitsmoment und Reibkennlinie beim Einmassensystem

Kann das Reibmoment als Funktion der Geschwindigkeit identifiziert werden, dann kann die Kenntnis der Reibkennlinie innerhalb des Beobachters und bei der Regelung durch Vorsteuerungen nutzbar gemacht werden. Im folgenden sollen zwei Möglichkeiten zur On-line-Identifikation einer Reibkennlinie mit Hilfe neuronaler Netze behandelt werden.

Im ersten Fall wird davon ausgegangen, daß die Mechanik als Einmassensystem mit dem Summenträgheitsmoment $J = J_L + J_M$ und dem Reibmoment $M_R(\omega)$ betrachtet werden kann. Sie wird somit durch die Differentialgleichung Gl.(3) bzw. nach der Diskretisierung mit der Rechteckregel für kleine Abtastzeiten ΔT durch die Differenzengleichung Gl.(4) beschrieben.

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{1}{J} \cdot (-M_R(\omega) + K_M \cdot i_q) \quad (3)$$

$$\Delta\omega(k) = \underbrace{-\frac{\Delta T}{J} \cdot M_R(\omega(k-1))}_{f_R(\omega)} + \underbrace{\left(\frac{\Delta T}{J} \cdot K_M\right)}_g i_q(k-1) \quad (4)$$

Aufgrund der zwei Summanden in Gl.(4) eignet sich als Modellansatz ein Netzwerk gemäß Bild 9. Das Massenträgheitsmoment kann durch Bestimmung eines Gewichtes g und die Reibkennlinie durch die gleichzeitige Bestimmung der Gewichte w_1 bis w_N identifiziert werden.

Das Ein-Ausgangsverhalten dieses Netzwerkes wird beschrieben durch:

$$\Delta \hat{\omega}(k) = \frac{1}{Norm} \cdot \sum_i w_i \Phi_i(\omega(k-1)) + g \cdot i_q(k-1) \quad \text{mit} \quad Norm = \sum_i \Phi_i(\omega) \quad (5)$$

Auf die Normierung mit dem Faktor $Norm$ kann hier verzichtet werden, da dreieckförmige Basisfunktionen Φ_i verwendet wurden, so daß $Norm = 1 \quad \forall \omega$ gilt. Form und Lage der Basisfunktionen können Bild 11c entnommen werden. Für die Wahl der Basisfunktionen ist es sinnvoll, vorhandenes Wissen über den prinzipiellen Verlauf der zu identifizierenden Größen bzw. Funktionen zu benutzen. Hier weisen daher N Basisfunktionen lokale (z.B. dreieckförmige oder glockenförmige) Zugehörigkeiten auf, während eine Basisfunktion eine globale (lineare) Zugehörigkeit besitzt.

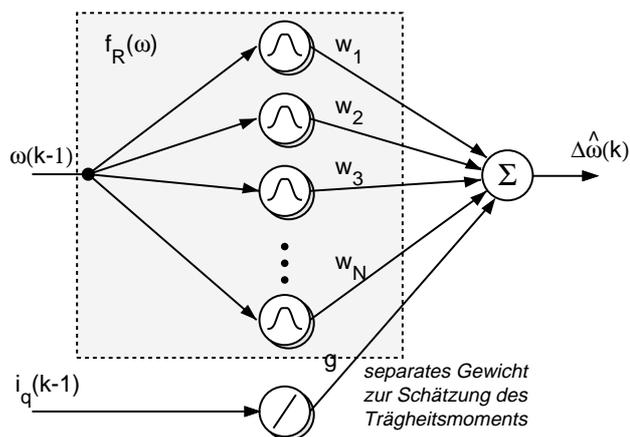


Bild 9: Netzwerk zur Bestimmung von Reibkennlinie und Trägheitsmoment beim Einmassensystem

Die Adaption der Gewichte erfolgt nach dem Least-Mean-Square-Verfahren (LMS) [7], in der Literatur neuronaler Netze oft als Delta-Regel bezeichnet, gemäß:

$$\begin{aligned} \Delta w_i &= \eta_1 \cdot \Phi_i(\omega(k-1)) \cdot e(k) \\ \Delta g &= \eta_2 \cdot i_q(k-1) \cdot e(k) \end{aligned} \quad \text{mit} \quad e(k) = \Delta \omega(k) - \Delta \hat{\omega}(k) \quad (6)$$

Um eine gleichmäßig schnelle Konvergenz aller Gewichte zu erreichen, ist auf eine gute Konditionierung des Optimierungsproblems zu achten [6], [7], welche hier durch die Wahl unterschiedlicher Lernraten η_1 und η_2 erreicht wird.

Die Konvergenz der Netzgewichte ist genau dann sichergestellt [6], wenn für die Festlegung der Lernraten die Beziehung $0 < \eta_1 \cdot \sum (\Phi_i^2) + \eta_2 \cdot (i_q)^2 < 2$ gilt.

In der Praxis empfiehlt es sich, aufgrund des stets vorhandenen Meßrauschens wesentlich kleinere Lernraten zu wählen, wodurch eine Filterwirkung erzielt wird.

Das implementierte Lernverfahren arbeitet mit einem kleinen Trainingsdatenspeicher, in dem die letzten Z relevanten Meßdaten gespeichert sind und zufällig ausgelesen werden, um eine zu starke Korrelation aufeinanderfolgender Trainingsdaten zu verhindern. Ein Abstandsmaß entscheidet dabei, ob ein Meßvektor als relevant

betrachtet und in den Datenspeicher aufgenommen wird. Korrelationen aufeinanderfolgender Meßvektoren führen bei der Verwendung des LMS-Lernverfahrens bekanntermaßen zu einer sehr langsamen Konvergenz der Netzgewichte. Der prinzipielle Einfluß des Trainingsdatenspeichers soll anhand von Bild 10 verdeutlicht werden, bei dem die On-line-Adaption von zwei Gewichten eines Netzwerkes dargestellt ist, das dieselben Daten ohne bzw. mit Datenspeicher zum Lernen verwendet.

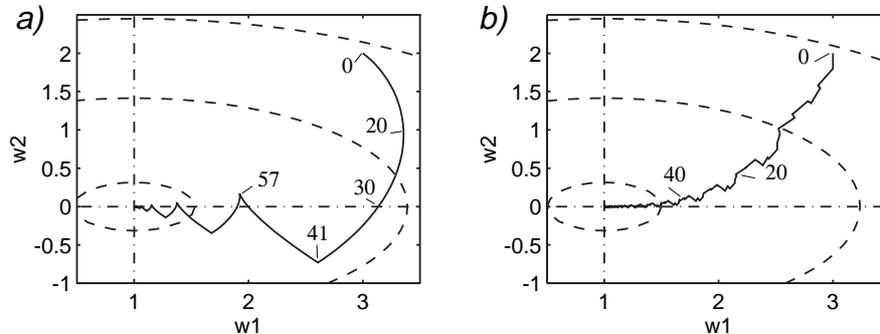
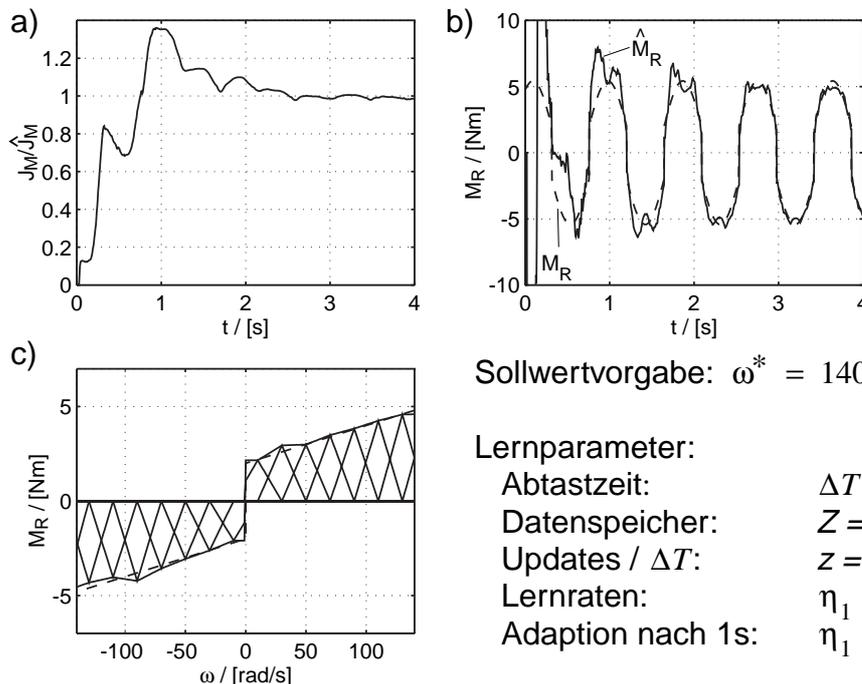


Bild 10: Einfluß des Trainingsdatenspeichers (Simulation; $\eta = 0.1$)
a) ohne, b) mit Datenspeicher
Abgetragen ist die Anzahl der Lernschritte.

Bei einer Implementierung auf einem genügend schnellen Signalprozessor (hier: TMS320C40) oder einer parallelen Hardware können desweiteren während einer Abtastzeit nicht nur die aktuellen Meßwerte, sondern auch weitere z Meßwerte aus



Sollwertvorgabe: $\omega^* = 140 \text{ rad/s} \cdot \sin(7.4 \text{ s}^{-1} \cdot t)$

Lernparameter:

Abtastzeit: $\Delta T = 500 \mu\text{s}$

Datenspeicher: $Z = 20$

Updates / ΔT : $z = 6$

Lernraten: $\eta_1 = 0.1$; $\eta_2 = 0.001$

Adaption nach 1s: $\eta_1 = 0.01$; $\eta_2 = 0.0001$

Bild 11: Identifikationsergebnisse beim Einmassensystem
a) Verlauf des identifizierten Trägheitsmoments
b) Verlauf der identifizierten Reibung
c) Nach 4s gelernte Reibkennlinie

dem Datenspeicher verwendet werden, wodurch die Lernzeit im Mittel um den Faktor z verkürzt wird.

Die Ergebnisse der Identifikation im geschlossenen Drehzahlregelkreis bei sinusförmiger Sollwertvorgabe sind zusammen mit den entsprechenden Lernparametern in Bild 11 dargestellt. Zur Zeit $t = 0$ wurden alle Gewichte mit Null initialisiert. Das Massenträgheitsmoment wird nach ca. 2s ausreichend genau bestimmt (a). Sobald dieses bekannt ist, kann auch das Reibmoment korrekt ermittelt werden (b) und nach einem weiteren vollständigen Durchlauf des gesamten Drehzahlbereichs ist die Reibkennlinie im betrachteten Bereich bestimmt (c).

Mit den angegebenen Modifikationen steht somit ein relativ einfacher Algorithmus zur Bestimmung der relevanten Parameter des Einmassensystems zur Verfügung, der sowohl zur On-line- als auch zur Off-line-Identifikation genutzt werden kann.

5 Bestimmung der Reibkennlinie beim Zweimassensystem

Für die Bestimmung der Reibkennlinie beim Einmassensystem sind die Ein- und Ausgangsgrößen des Netzes gemäß Bild 9 direkt meßbar. Im Fall lastseitiger Reibung eines elastischen Zweimassensystems sind die für die Bestimmung der Kennlinie notwendigen Größen - das Wellenmoment und die Lastgeschwindigkeit - nicht meßbar oder direkt berechenbar, wenn nur antriebsseitig ein Lagegeber eingesetzt wird. Daher muß das Netzwerk innerhalb eines Störgrößenbeobachters so integriert werden, daß es möglich wird, die Kennlinie on line zu lernen, ohne die lastseitigen Zustandsgrößen messen zu müssen. Dazu wird im Beobachter das Störmodell, der in Bild 2 grau hinterlegte Integrator, an dessen Ausgang das momentan geschätzte Lastmoment \hat{M}_L anliegt, durch eine konnektionistische Struktur von mehreren Integratoren ersetzt, die in Bild 12 wiedergegeben ist.

Die einzelnen Integratoren sind durch gleichartige Basisfunktionen mit lokalen Zugehörigkeiten zu einem Netzwerk verkoppelt, das wegen seiner Ähnlichkeit zu biologischen Vorbildern (rezeptiven Feldern) in der Literatur neuronaler Netzwerke als Radial-Basis-Funktions-Netzwerk (RBF) bezeichnet wird. Die hier verwendeten Basisfunktionen können dabei wieder der identifizierten Reibkennlinie aus Bild 13c entnommen werden. Für das Ein-Ausgangsverhalten des Netzwerkes und das verwendete LMS-Lernverfahren gelten die in

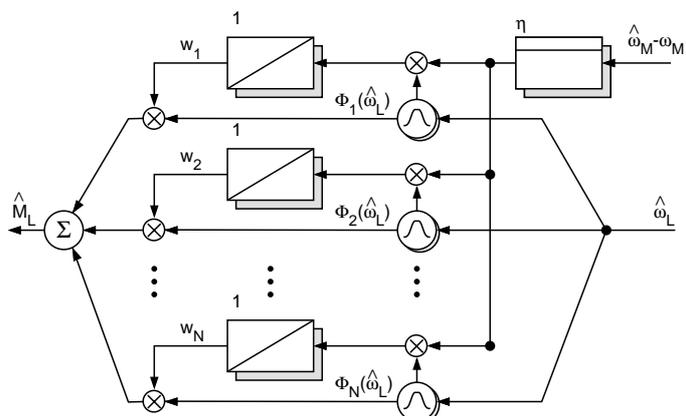


Bild 12: Wirkungsplandarstellung des dynamischen Verhaltens eines RBF's

Bild 12 als Wirkungsplan dargestellten Gl.(7) und (8).

$$\hat{M}_L(k) = \frac{1}{Norm} \cdot \sum_i w_i \Phi_i(\hat{\omega}_L(k-1)) \quad \text{mit} \quad Norm = \sum_i \Phi_i(\hat{\omega}_L) \quad (7)$$

$$\Delta w_i = \eta \cdot \Phi_i(\hat{\omega}_L(k-1)) \cdot e(k) \quad \text{mit} \quad e(k) = \hat{\omega}_M(k) - \omega_M(k) \quad (8)$$

Unter der Annahme, daß die Geschwindigkeit eine langsam veränderliche Zustandsgröße ist, und damit

$$\hat{M}_L(\hat{\omega}_L(k)) \approx \hat{M}_L(\hat{\omega}_L(k-1)) \quad (9)$$

gilt, ändert sich der Ausgangswert der verkoppelten Integratoren innerhalb eines Abtastschrittes lediglich bei vorhandenem Schätzfehler $(\hat{\omega}_M - \omega_M)$ gemäß:

$$\hat{M}_L(\hat{\omega}_L, k) = \hat{M}_L(\hat{\omega}_L, k-1) + \eta \cdot \sum_i \Phi_i^2(\hat{\omega}_L) \cdot \frac{1}{Norm} \cdot (\hat{\omega}_M - \omega_M) \quad (10)$$

Durch einen Koeffizientenvergleich mit dem Korrekturterm des herkömmlichen Störgrößenbeobachters, der mittels Polvorgabe ermittelt wurde,

$$\hat{M}_L(\hat{\omega}_L, k) = \hat{M}_L(\hat{\omega}_L, k-1) + \Delta T \cdot f_4 \cdot (\hat{\omega}_M - \omega_M) \quad (11)$$

kann die Lernrate η so bestimmt werden, daß der gesamte Beobachter ein gewünschtes dynamisches Verhalten zeigt.

$$\eta = f_4 \cdot \Delta T \cdot Norm \cdot \left(\sum_i \Phi_i^2(\hat{\omega}_L) \right)^{-1} \quad (12)$$

Im allgemeinen sind die Netzwerke so konstruiert, daß mit einer konstanten Lernrate gearbeitet werden kann. Das dynamische Verhalten des Beobachters variiert dann innerhalb kleiner, bestimmbarer und daher unkritischer Grenzen. Somit kann durch Gl.(12) eine analytische Vorschrift für die Wahl einer geeigneten Lernrate angegeben werden, indem der Faktor f_4 mittels Polvorgabe bestimmt wird. Eine On-line-Adaption der Lernparameter oder die Einführung eines Trainingsdatenspeichers ist allerdings bei dieser Betrachtung nicht ohne weiteres möglich.

Einen Vergleich der Schätzergebnisse von einfachem Störgrößenbeobachter und dem um das RBF-Netzwerk erweiterten Störgrößenbeobachter zeigt Bild 13. Dem geschlossenen Drehzahlregelkreis nach Bild 1 wurde ein sinusförmiger Drehzahl-sollwert vorgegeben. An der markierten Stelle wurde ein Lastsprung aufgeschaltet, so daß die Störgrößenbeobachter neu einschwingen müssen. Der Vorteil des erweiterten Störgrößenbeobachters ist dann gegeben, wenn das Lastverhalten deterministisch ist. So kann in diesem Fall die Reibung als Funktion der Lastgeschwindigkeit angegeben werden. Das Lastverhalten wird identifiziert und als Ergebnis erhält man die Reibkennlinie. Nach erfolgter Identifikation kann der Beobachter sogar sprung-

förmigen Laständerungen ohne nennenswerte Verzögerung folgen. Beim einfachen Störgrößenbeobachter sind eine direkte Identifikation des Lastverhaltens oder ein sprungförmiges Folgeverhalten nicht möglich. Er verhält sich allerdings besser bei überwiegend stochastischem Lastverhalten, für das er ausgelegt ist, weil hier lediglich ein Gewicht, nämlich der Ausgang des Integrators, welcher das Lastmoment repräsentiert, nachgeführt werden muß.

Beim erweiterten Störgrößenbeobachter müssen dagegen bei einem Lastsprung mehrere Gewichte (hier 20) nachgeführt werden. Desweiteren muß darauf hingewiesen werden, daß die Reibkennlinie nicht bei allen Sollwertvorgaben erlernt werden kann. Sprungförmige Sollwertvorgaben bereiten Schwierigkeiten, weil die angenommenen Vereinfachungen gemäß Gl.(9) nicht mehr gelten, so daß eine lineare Betrachtung des im Grunde nichtlinearen Problems nicht mehr zulässig ist. In stationären Arbeitspunkten (konstante Drehzahl) verhält sich der RBF-Beobachter aber auch hier stabil. In nachfolgenden Arbeiten sind daher erweiterte Adaptionsgesetze herzuleiten, die eventuell auch die gleichzeitige Ermittlung eines zeitvarianten, lastseitigen Trägheitsmomentes ermöglichen.

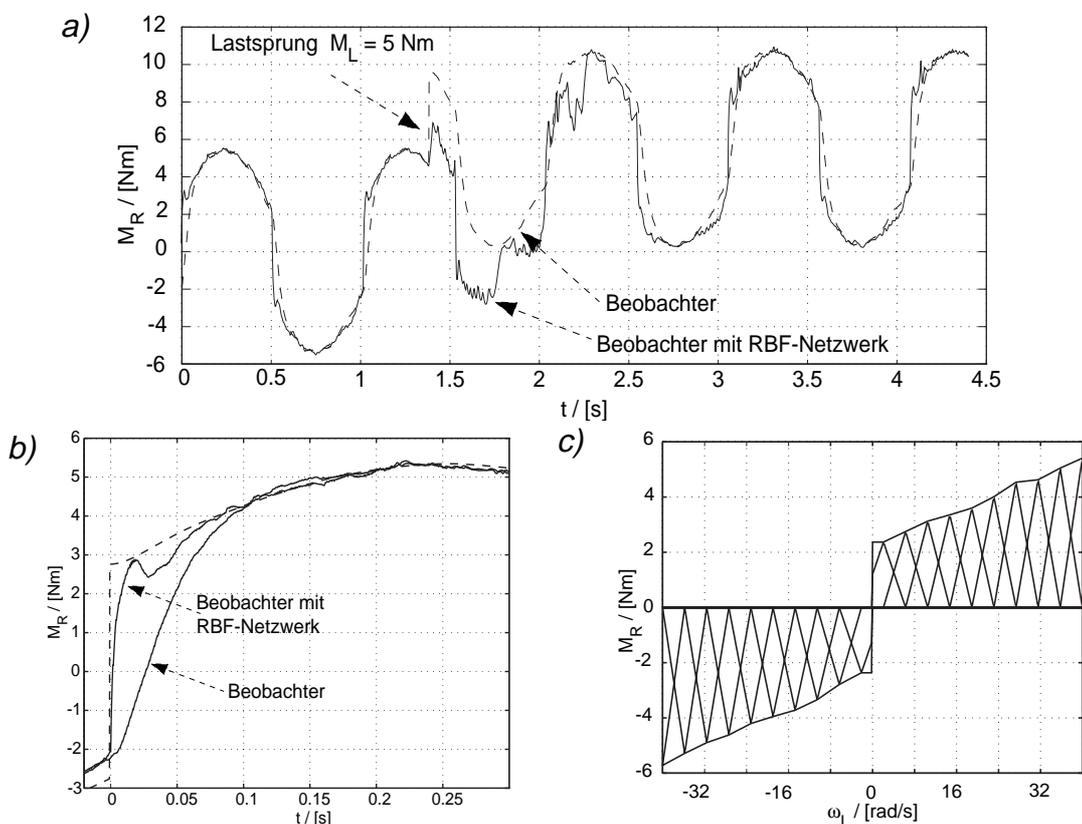


Bild 13: a) Einschwingverhalten von Beobachter und RBF-Netzwerk
 b) Identifizierte Reibung beim Drehzahlulldurchgang
 c) Identifizierte Reibkennlinie

Als Einsatzbereich dieses Verfahrens wird daher die Off-line-Identifikation von Lastkennlinien (z.B. Reibkennlinien) im geschlossenen Regelkreis vorgeschlagen, wenn geeignete (z.B. sinusförmige) Sollwerte vorgegeben werden können. On line läßt

sich dieses Verfahren bei zeitvarianter Reibung dann vorteilhaft einsetzen, wenn der Antrieb im Betrieb solchen Sollwertvorgaben zu folgen hat, die eine Identifikation der Reibkennlinie ermöglichen.

Danksagung

Die Autoren danken der Deutschen Forschungsgemeinschaft für die Förderung des Projektes „Lernfähige, selbsteinstellende Antriebsregelung mit Hilfe neuronaler Hardware“ (GR 948/14).

Literatur

- [1] Schäfer, U.: *Entwicklung von nichtlinearen Drehzahl- und Lageregelungen zur Kompensation von Coulomb-Reibung und Lose bei einem elektrisch angetriebenen, elastischen Zweimassensystem*. Diss. Technische Universität München 1992.
- [2] Schütte, F.: *Hardware-in-the-loop-Simulation elektromechanischer Systeme*. Fachtagung Leistungselektronische Aktoren und intelligente Bewegungssteuerungen, Magdeburg, 1996.
- [3] Wehrich, G.: *Drehzahlregelung von Gleichstromantrieben unter Verwendung eines Zustands- und Störgrößenbeobachters*. In: Regelungstechnik 26. Jahrgang (1978) H. 11, S. 349...354 und H.12, S. 392...397.
- [4] Naslin, P.: *Dynamik linearer und nichtlinearer Systeme*. München: Oldenbourg Verlag 1968.
- [5] Wolf, U.: *Fast Speed Control of a Drive with Shaft Torsion*. EPE Aachen 1989.
- [6] Brown, M., Harris, C.: *Neurofuzzy Adaptive Modelling and Control*. Prentice Hall, 1994.
- [7] Widrow, B. S., Stearns, S.D.: *Adaptive Signal Processing*. Prentice Hall, 1985.

Daten und Parameter

| | | | |
|---------------|---|--------|------------------|
| Regelstrecke: | Eigenfrequenz f_e | 25 | Hz |
| | Verhältniss der Trägheitsmassen J_L/J_M | 1 | |
| | Trägheitsmoment des Motors J_M | 0.012 | kgm ² |
| | Dämpfungsgrad d | 0.01 | |
| | Summenzeitkonstante T_Σ | 1.35 | ms |
| | drehmomentbildender Faktor K_M | 1.27 | Nm/A |
| | max. drehmomentbildender Strom I_{qmax} | 9.5 | A |
| | Abtastzeit der Drehzahlregelung T_S | 500 | μ s |
| Beobachter: | 4-facher Pol bei | -200 | rad/s |
| Regler: | K_p | 1.063 | As/rad |
| | K_{DD} | -0.745 | As/rad |
| | $K_{ML} = -1/K_M$ | -0.79 | A/Nm |