

Wissensbasierte Reglerauswahl für elektrische Antriebe mit schwingungsfähiger Mechanik

Dipl.-Ing. Frank Schütte, Dipl.-Ing. Stephan Beineke, Prof. Dr.-Ing. Horst Grotstollen
Universität Paderborn, FB 14 LEA, Pohlweg 47–49, 33098 Paderborn, Germany
Tel.: ++49-5251-602212, Fax.: ++49-5251-603443,
e-mail: schuette@lea.uni-paderborn.de

Kurzfassung:

Zur Inbetriebnahme elektrischer Antriebe mit schwingungsfähiger Mechanik wird ein Softwarewerkzeug vorgestellt, das zur wissensbasierten Auswahl erweiterter und an die Strecke angepaßter Regelungskonzepte mit aktiver Schwingungsdämpfung dient.

Ausgehend von der Annahme, daß die Lastmechanik mit ausreichender Genauigkeit als Zweimassensystem mit Reibung und Lose approximiert werden kann, wurden verschiedene Regelungskonzepte untersucht und die Ergebnisse in einer Wissensbasis hinterlegt.

Die so aufgebaute Wissensbasis ist in der Lage abhängig von der jeweiligen Mechanik, deren Struktur und Parameter vorher identifiziert wurden, und weiterer vom Bediener zu spezifizierenden Anforderungen (z.B. Bandbreite, Überschwingweite, Steifigkeit, ...) einen geeigneten Regler auszuwählen und automatisch zu parametrieren.

Im folgenden wird näher auf die Bestimmung der Regeln und die Arbeitsweise der Wissensbasis eingegangen. Zum Abschluß wird die Leistungsfähigkeit des vorgeschlagenen Werkzeugs an einer Beispielstrecke demonstriert.

1 Einleitung

Drehzahl- und Lageregelkreise von elektrischen Antriebssystemen beinhalten mechanische Übertragungselemente, die häufig Unzulänglichkeiten wie Elastizität, Reibung und Lose aufweisen. Für Regelkreise hoher Güte sind diese Unzulänglichkeiten beim Reglerentwurf zu berücksichtigen.

Für den Reglerentwurf ist es oftmals ausreichend, als Näherung für industrielle Mehrmassensysteme ein Zweimassensystem zu betrachten. Obwohl die Auslegung von Beobachtern und Zustandsreglern für solche Zweimassensysteme aus der Literatur bekannt ist ([1],[2]), werden in industriellen Servoreglern immer noch überwiegend PI-Regler eingesetzt, die für ein Einmassensystem als Streckenmodell ausgelegt sind. Der industrielle Einsatz verbesserter Regelungen - z.B. Zustandsregelungen mit Beobachter zur Schätzung der nicht meßbaren Zustandsgrößen - scheitert häufig an dem deutlich erhöhten Inbetriebnahmeaufwand, der zum einen in der Modell- und Parameteridentifikation der Lastmechanik, zum anderen in der Auswahl einer geeigneten Reglerstruktur und der Parametrierung des Reglers liegt.

Bzgl. der Offline-Identifikation existiert ein Inbetriebnahme-Tool (s. hierzu [3], [6]), das für den prototypischen Einsatz geeignet ist und eine teilautomatisierte Identifikation der Last-

mechanik ermöglicht. In dieser Veröffentlichung soll als weiteres Werkzeug eine wissensbasierte Reglerauswahl (WIBARA) vorgestellt werden, die ausgehend von den identifizierten Parametern und einigen a priori einzugebenden Werten - wie z.B. Auflösung des verwendeten Lagegebers - ein für die jeweilige Mechanik geeignetes *Regelungskonzept* vorschlägt. Auf diese Weise soll der industrielle Einsatz geeigneter Regelungskonzepte deutlich vereinfacht werden. Unter dem Begriff *Regelungskonzept* wird dabei eine bestimmte Reglerstruktur zusammen mit einem zugehörigen Entwurfsverfahren verstanden.

2 Modell der Mechanik und allgemeine Reglerstruktur

2.1 Modell der Mechanik

Alle bisher in WIBARA integrierten Regelverfahren basieren auf der Annahme, daß die reale Mechanik ausreichend genau durch ein Zweimassensystem (ZMS) mit Reibung und geringer Lose beschrieben werden kann, siehe Bild 1. Die physikalischen Parameter des ZMS sind: Trägheitsmoment der Motorseite J_M , Trägheitsmoment der Lastseite J_L , Torsionsfedersteifigkeit C_F und Dämpfung D_F der elastischen Ankopplung, die Loseweite $2s$ und Parameter M_{RC} und μ_R für Coulomb- und viskose Reibung. Besonders im Hinblick auf die Regelung sind die folgenden normalisierten Parameter anschaulicher als die physikalischen:

- Summenträgheitsmoment $J_\Sigma = J_M + J_L$, welches bezogen auf das Nennmoment M_N und die Nenndrehzahl ω_N auf die Hochlaufzeit $T_H = \omega_N J_\Sigma / M_N$ führt.
- Verhältnis von last- zu motorseitigem Trägheitsmoment $V_J = J_L / J_M$
- Kennkreisfrequenz $\omega_o = \sqrt{C_F J_\Sigma / (J_M J_L)}$
- relative Dämpfung $d = \omega_o D_F / (2 C_F)$
- Eigenkreisfrequenz $\omega_e = 2\pi f_e = \omega_o \sqrt{1 - d^2}$

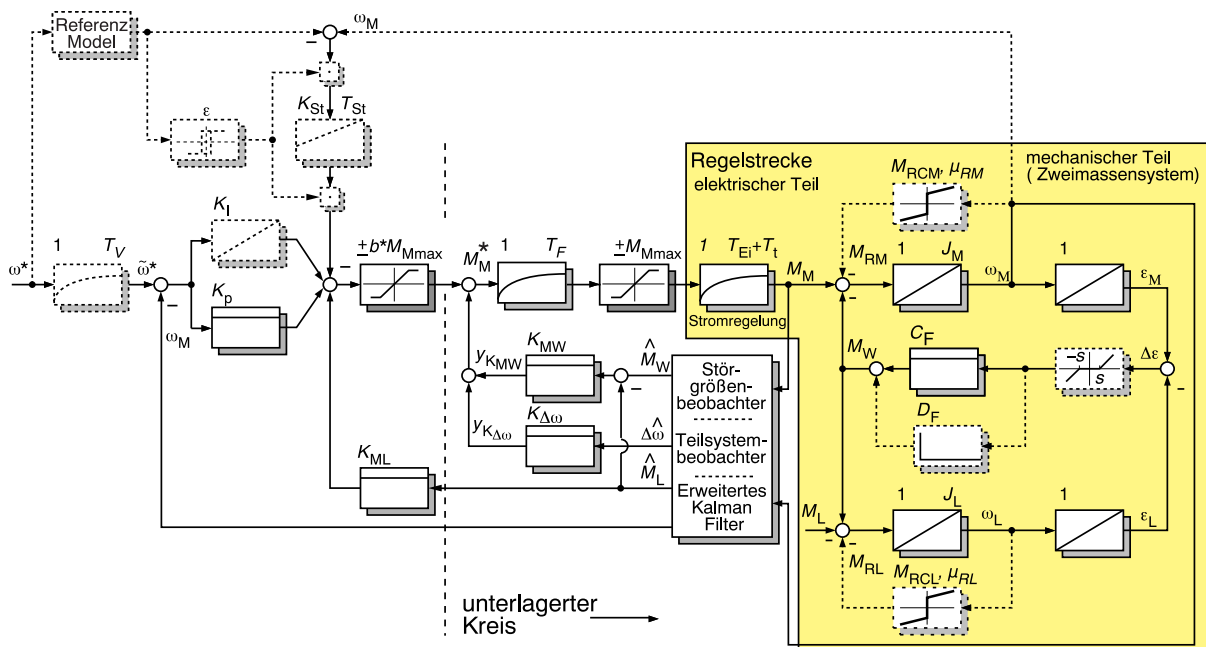


Bild 1: Zweimassensystem und allgemeine Reglerstruktur

2.2 Regelungskonzepte

Die verschiedenen Drehzahlregelungskonzepte sind im wesentlichen der einschlägigen Literatur entnommen und wurden im Hinblick auf ihre Eignung zur wissenschaftlichen Inbetriebnahme untersucht bzw. modifiziert.

Im folgenden wird unter dem Begriff *Regelungskonzept* eine feste *Reglerstruktur* in Verbindung mit einer bestimmten *Berechnungsvorschrift* für die Reglerparameter verstanden, so daß unter Verwendung verschiedener Berechnungsvorschriften für dieselbe Struktur verschiedene Konzepte resultieren.

Aus der allgemeinen Reglerstruktur, siehe Bild 1, kann eine spezielle abgeleitet werden, indem alle Blöcke, deren Parameter nicht in Tabelle 1 aufgelistet sind, entfernt werden. Die aufgelisteten Strukturen sind bislang in WIBARA implementiert und können sehr einfach um weitere Strukturen erweitert werden. Da angenommen wurde, daß nur die motorseitigen Zustandsgrößen Drehzahl und Drehmoment bzw. Strom meßbar sind, wird in der Regel ein vollständiger oder ein Teilsystem-Beobachter benötigt (s. Tabelle 1), wenn die nicht meßbaren Zustandsgrößen zu schätzen sind. Der jeweilige Beobachter gehört zum Regelungskonzept und wird ebenfalls von WIBARA parametrisiert. Für Regler ohne I-Anteil wird die stationäre Genauigkeit durch die Rückführung des geschätzten Lastdrehmoments über den Verstärkungsfaktor K_{ML} gewährleistet.

Tabelle 1: Reglerstrukturen

PDD , vollständiger Störgrößenbeobachter	$K_p, K_{ML}, K_{\Delta\omega}, T_F$
PDDMW , vollständiger Störgrößenbeobachter	$K_p, K_{ML}, K_{\Delta\omega}, K_{MW}, T_F$
PMW , vollständiger Störgrößenbeobachter	K_p, K_{ML}, K_{MW}, T_F
PMWRM , Teilsystembeobachter ^a , Störgrößenregler, Referenzmodell	$K_p, K_{MW}, T_F, K_{ST}, T_{ST}$
PIMW , Teilsystembeobachter ^a	$K_p, K_I, K_{MW}, T_V, T_F$
PI	K_p, K_I, T_V, T_F

a. Nur das Wellenmoment \hat{M}_W wird geschätzt.

Reglerdimensionierung

Um möglichst wenige Entwurfsparameter für die unterschiedlichen Regelungskonzepte zu verwenden, wurden alle Konzepte gemäß dem *Verfahren der Doppelverhältnisse* (s. hierzu [4],[5]) dimensioniert. Ein weiterer Vorteil dieser Vorgehensweise liegt in der physikalischen Interpretierbarkeit, da der Dämpfungsterm, der für ein System 2. Ordnung allgemein bekannt ist, auch auf Systeme höherer Ordnung übertragen werden kann. Das Doppelverhältnis α soll im folgenden am Beispiel der Übertragungsfunktion von Last- zu Solldrehzahl erläutert werden:

$$\frac{\omega_L(s)}{\omega^*(s)} = \frac{1}{1 + \beta_1 \left(\frac{\alpha \cdot s}{\tilde{\omega}_0} \right) + \frac{\beta_2}{\alpha} \left(\frac{\alpha \cdot s}{\tilde{\omega}_0} \right)^2 + \dots + \beta_n \left(\frac{\alpha \cdot s}{\tilde{\omega}_0} \right)^n \cdot \prod_{i=1}^{n-1} \alpha^{-i}} \quad (1)$$

Im allgemeinen werden die Reglerparameter so berechnet, daß möglichst viele Koeffizienten β_i - beginnend mit β_1 - zu eins werden. Gilt $\beta_i \approx 1$, so ist die Dämpfung des geschlossenen Regelkreises d_{GK} durch α gegeben. Für Systeme 2. Ordnung gilt: $\alpha = 2 \Rightarrow d_{GK} \approx 1/\sqrt{2}$ und $\alpha = 4 \Rightarrow d_{GK} \approx 1$.

Der unter Kapitel 5 angesprochene „*Kaskadierte Entwurf*“ unterscheidet sich vom oben dargestellten Entwurfsverfahren. Die aktive Schwingungsdämpfung kann im allgemeinen durch die Rückführung der schwingungsbehafteten Signale Wellendrehmoment

M_W und Differenzdrehzahl $\Delta\omega = \omega_M - \omega_L$ über die Reglerverstärkungen K_{MW} und $K_{\Delta\omega}$ erreicht werden. Im Falle des kaskadierten Entwurfs werden diese Parameter berechnet, indem die Dämpfung des unterlagerten Kreises (s. hierzu Bild 1) vorgegeben wird. Die Reglerverstärkung K_P wird anschließend durch das Aufstellen lediglich eines Doppelverhältnisses berechnet. Im allgemeinen führt diese Vorgehensweise auf Kosten der erzielbaren Dynamik zu einem sehr robusten Regler.

3 Struktur der wissensbasierten Reglerauswahl

Zur wissensbasierten Reglerauswahl werden die Entwurfsparameter, die schrittweise bestimmt werden, auf die Zeitkonstanten des Filters (T_F) und des Beobachters ($T_{\sigma B}$) und auf das zu bestimmende Regelungskonzept inklusive des Dämpfungsparameters α beschränkt.

Schritt 1: Basierend auf den Identifikationsergebnissen und der Qualität der Meßwerterfassung werden die Zeitkonstanten des Filters und des Beobachters durch Auswertung einer Fuzzy-Regelbasis bestimmt.

Schritt 2: Danach ist auf der Grundlage der identifizierten Parameter und der Zeitkonstanten ein geeignetes Regelungskonzept auszuwählen, was verglichen mit Schritt 1 die wesentlich anspruchsvollere Aufgabe darstellt. Über einen Inferenzmechanismus wird eine nach der Eignung der verschiedenen Konzepte geordnete Liste aller in WIBARA enthaltenen Regelungskonzepte generiert.

3.1 Schritt 1: Fuzzy-System zur Bestimmung der Zeitkonstanten

Im ersten Schritt werden die Grenzfrequenz $f_G = 1/(2\pi T_F)$ des im Vorwärtszweig liegenden Filters und die Zeitkonstante $T_{\sigma B}$ des Beobachters bestimmt. Das Filter dient zur Rauschunterdrückung und zur Dämpfung höherer Eigenfrequenzen, die nicht im Modell wohl aber in der realen Strecke vorhanden sein können. Die Pole $s_{B,i}$ des Beobachters sind durch $s_{B,i} = -1/T_{\sigma B}$ vorgegeben, so daß die Bestimmung einer Zeitkonstanten zur Dimensionierung ausreicht. Die Eingangsgrößen des Fuzzy-Systems sind die Eigenfrequenz f_e , die Hochlaufzeit T_H und die Auflösung des verwendeten Lagegebers. Zur Berechnung der Zeitkonstanten werden Fuzzy-Regeln wie

- „WENN (Auflösung gering) DANN f_g klein und $T_{\sigma B}$ mittel“
- „WENN (f_e groß) DANN f_G groß und $T_{\sigma B}$ klein“

ausgewertet, die das in zahlreichen Experimenten an einem Versuchsstand und an einigen industriellen Anlagen gewonnene Erfahrungswissen widerspiegeln. Sollte sich nach einer weiteren experimentellen Phase zeigen, daß die Vorschlagswerte des Fuzzy-Systems (s. Bild 2) korrekturbedürftig sind, können diesem auf sehr einfache Weise weitere Regeln hinzugefügt oder die bestehenden entsprechend modifiziert werden.

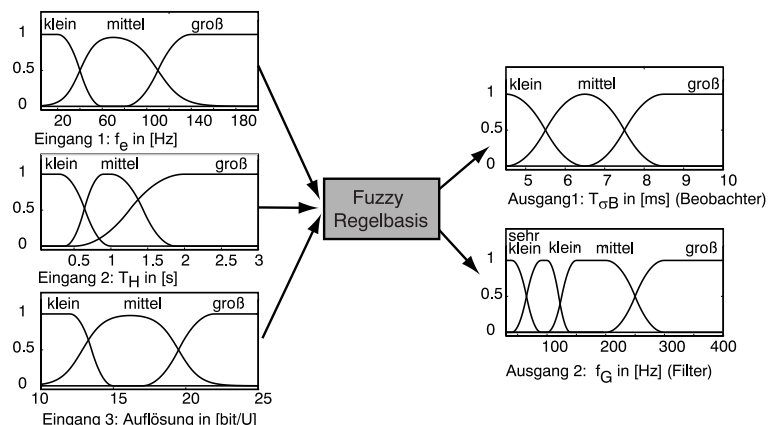


Bild 2: Fuzzy-System zur Bestimmung der Zeitkonstanten von Filter und Beobachter

3.2 Schritt 2: Bestimmung des am besten geeigneten Regelungskonzepts

Der Grundgedanke bei der Auswahl des am besten geeigneten Regelungskonzepts besteht darin, daß ein Konzept bezüglich einer bestimmten Applikation als geeignet angesehen wird, wenn es folgende vom Benutzer applikationsspezifisch zu gewichtende „Attribute“ aufweist:

- Robustheit gegenüber nicht modellierten Streckeneigenschaften und nicht korrekten Parametern, bedingt durch Identifikationsfehler und/oder zeitvariante Streckenparameter (Attribut Robustheit y^{Rob})
- Hohe Bandbreite des geschlossenen Regelkreises (Attribut Bandbreite y^{Bb})
- Schnelles und trotzdem gut gedämpftes Übergangsverhalten (Attribute Anstiegszeit $y^{t_{an}}$, Überschwingweite y^{hm} und Einschwingzeit $y^{t_{ein}}$)
- Gutes Störverhalten (Attribute Steifigkeit y^{Steif} , Ausregelzeit $y^{t_{aus}}$ und die auf ein sprungförmig aufgeschaltetes Lastmoment normierte maximale Abweichung y^{maxAb})
- Robustheit gegen Effekte, die durch die Nichtlinearitäten Lose y^{Lose} und Reibung y^{Reib} hervorgerufen werden
- Weitere Attribute¹, z.B. zur Gewichtung der mechanischen Beanspruchung der Anlage

Um eine Gesamteignung des jeweils betrachteten Regelungskonzepts i angeben zu können, wird für jedes Attribut eine „Eignungszahl“ y_i^x berechnet, die wie eine Fuzzy-Variable zwischen „0=nicht geeignet“ und „1=sehr gut geeignet“ aufgefaßt werden kann. Die „Gesamteignung“ y_i^{ges} des betrachteten Regelungskonzepts bezogen auf die jeweilige Mechanik wird gemäß Bild 3 durch Multiplikation aller einzelnen Eignungszahlen bestimmt, was einer Fuzzy-UND-Verknüpfung entspricht. Auf diese Weise kann eine nach der Gesamteignung geordnete Liste aller Regelungskonzepte ausgegeben werden, die zusätzlich alle Eignungszahlen enthält. Der Benutzer kann dann ein Konzept aus der Liste auswählen (gewöhnlich das oberste) und den verwendeten Servoregler automatisch parametrieren.

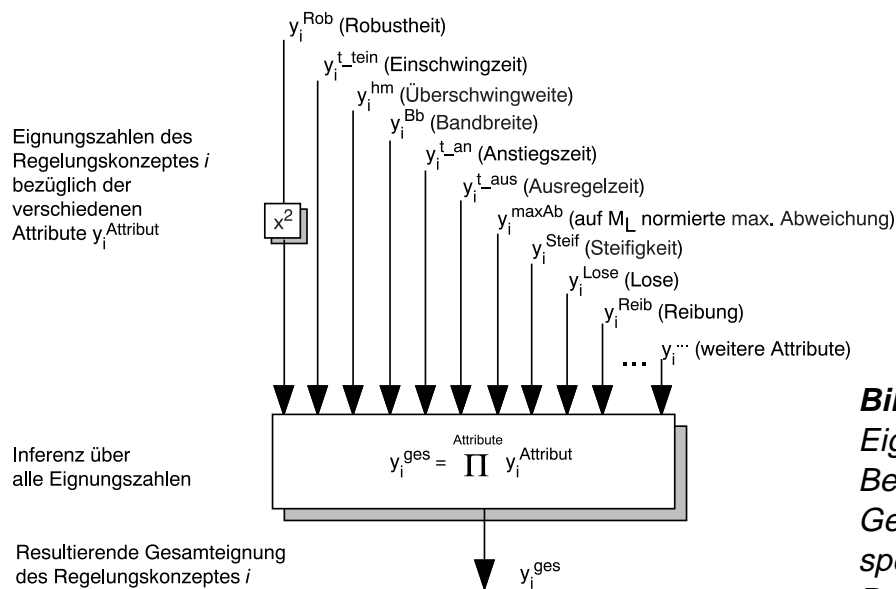


Bild 3: Inferenz aller Eignungszahlen zur Bestimmung der Gesamteignung eines speziellen Regelungskonzepts

1. Hieraus ergibt sich die Forderung nach einfacher Erweiterbarkeit der Wissensbasis.

4 Bestimmung der Eignungszahlen

4.1 Generieren und Speichern der Regeln

Im folgenden soll erläutert werden, wie eine Regelbasis generiert und wie die einzelnen Eignungszahlen daraus extrahiert werden. Als Beispiel wird das wohl wichtigste Attribut Robustheit, das in die Gesamtinferenz quadratisch eingeht, herangezogen.

Ziel von WIBARA ist es, für eine Vielzahl verschiedener mechanischer Systeme eine Vorhersage machen zu können. Um das Problem dennoch überschaubar zu halten, die Anzahl der zu betrachtenden Parameter zu reduzieren und eine relativ einfache, erweiterbare Struktur der Wissensbasis zu gewährleisten, wurden zunächst analytische, simulative und experimentelle Untersuchungen durchgeführt, deren Ergebnis wie folgt umschrieben werden kann: Typische Applikationen, deren Dämpfung vielfach als klein angesehen werden kann, lassen sich im Hinblick auf die Regelung gut durch zwei Kenngrößen beschreiben. Zum einen durch das Produkt² $\omega_e T_\Sigma$ aus Eigenkreisfrequenz und Summe der kleinen Zeitkonstanten $T_\Sigma = T_F + T_{Ei} + T_t$ des Drehzahlregelkreises (s. Bild 1), zum anderen durch das Verhältnis V_J der Trägheitsmomente.

Im ersten Schritt wurden analytische Untersuchungen zur Robustheit angestellt, bei denen eine Übereinstimmung von Modell und Regelstrecke angenommen wurde. Im zweiten Schritt wurden in systematischen Simulationsreihen Parametervariationen und Meßrauschen berücksichtigt. Um die Regeln für *ein* Regelungskonzept (siehe z.B. Bild 4) zu extrahieren, wurden über 20.000 Simulationen durchgeführt und durch Auswertung geeigneter Gütekriterien automatisch analysiert. Das in Bild 4 dargestellte Kennfeld ist somit eine hochkomprimierte Repräsentation der aus den Untersuchungen gewonnenen Information; jede Stützstelle des Kennfeldes stellt eine Regel dar.

Bild 4 zeigt beispielhaft die für das Regelungskonzept PDD (s. Tabelle 1) ermittelten Ergebnisse bezüglich Robustheit. Auf der z-Achse ist das Robustheitsmaß bzw. die Eignungszahl y_{PDD}^{Rob} abgetragen.

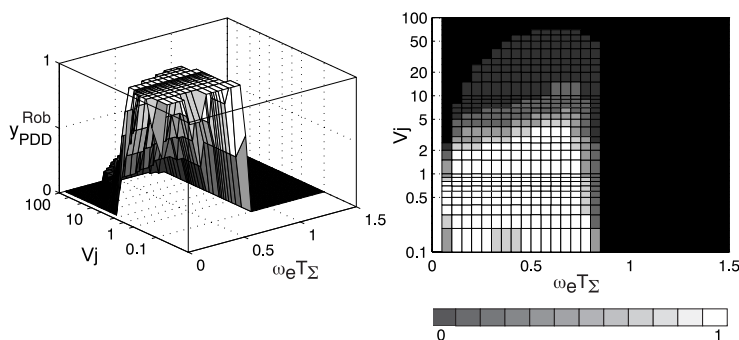


Bild 4: Kennfeld für das Attribut Robustheit

- $y_{PDD}^{Rob} = 1$: Regelung robust, Einschwingverhalten zufriedenstellend
- $y_{PDD}^{Rob} = 0$: Regelung nicht robust, Einschwingverhalten unzureichend

Eine spezielle Eigenschaft der wissensbasierten Reglerauswahl ist die Kombination jeder Regel mit einem sogenannten Konfidenzwert $\mu(\omega_e T_\Sigma, V_J)$, der angibt, ob das Vertrauen in die jeweilige Regel hoch ($\mu = 1$) oder eher gering ($\mu < 1$) ist. Somit ist jede Regel durch den Wert der Kennfläche in der jeweiligen Stützstelle und den zugehörigen Konfidenzwert charakterisiert.

Bild 5 zeigt, daß die Wissensbasis neben dem simulativ erworbenen Wissen - der Konfidenzwert ist hierfür allgemein auf 1 gesetzt - auch Erfahrungswissen beinhaltet. Hierzu existiert im Bereich Erfahrung die gleiche Struktur wie im Bereich Simulation. Das im

2. $\omega_e T_\Sigma$ charakterisiert die Phasenverschiebung der rückgekoppelten, oszillierenden Signale wie Differenzdrehzahl oder Wellendrehmoment.

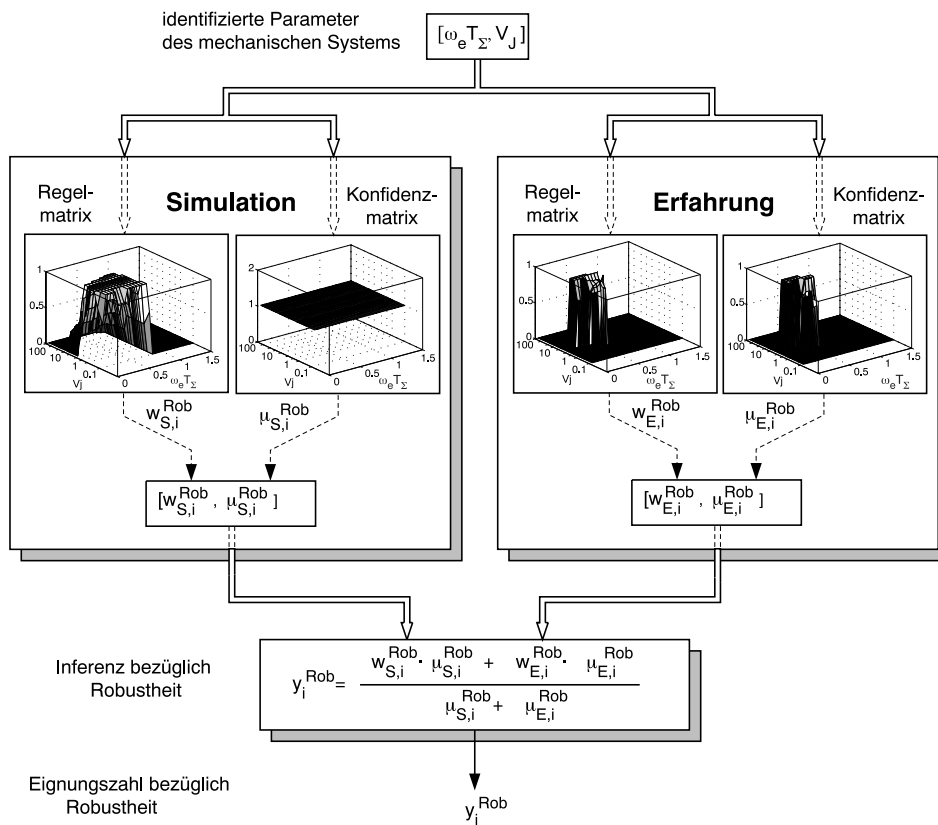


Bild 5: Berechnung der Eignung bezüglich Robustheit

Laufe von Inbetriebnahmen neu hinzugewonnene Erfahrungswissen kann durch grafisch unterstütztes Verändern der jeweiligen Kennflächen in die Wissensbasis integriert und durch Konfidenzwerte entsprechend gewichtet werden.

Die Verrechnung von Simulations- und Erfahrungswissen zu einer Eignungszahl zwischen 0 und 1, die sogenannte Inferenz, ist ebenfalls in Bild 5 dargestellt.

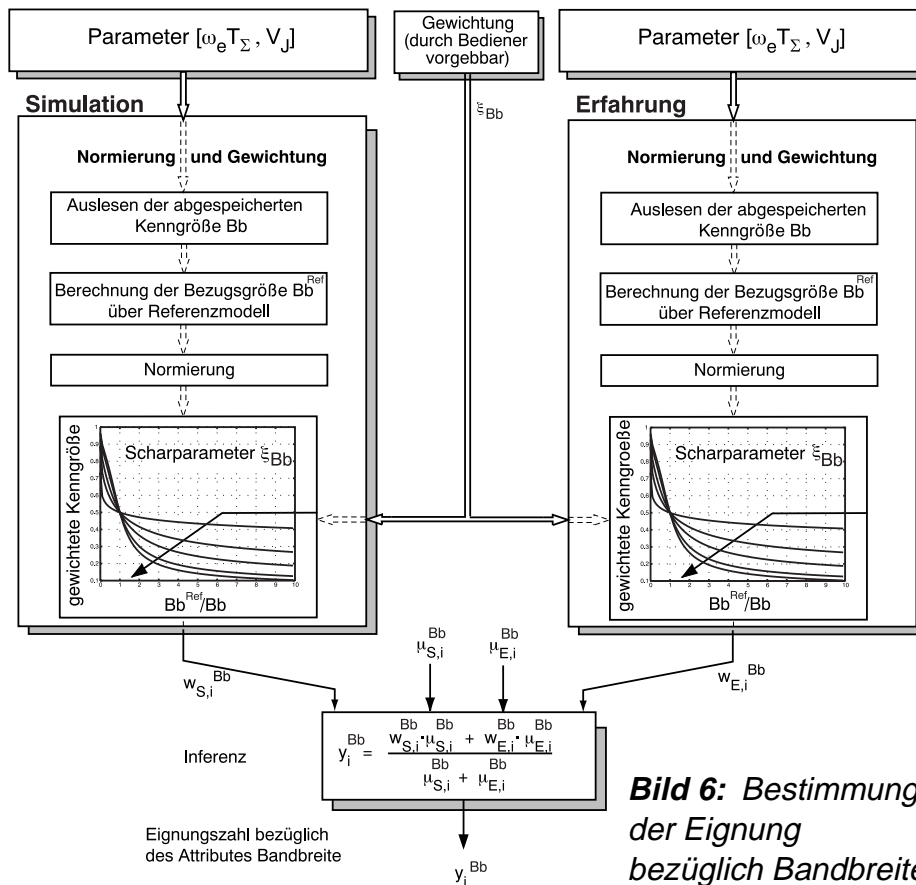
4.2 Gewichtung der Attribute

Während Robustheit grundsätzlich zu fordern ist, hängt die Gewichtung der weiteren Attribute von der speziellen Applikation ab und kann daher vom Benutzer frei gewählt werden. Am Beispiel des Attributs Bandbreite wird im folgenden die Vorgehensweise bei diesen weiteren Attributen sowie die Realisierung der Gewichtung verdeutlicht.

Aus einem weiteren Kennfeld (ähnlich dem in Bild 4) wird zunächst der absolute Wert der Bandbreite (Attributwert Bb) in Abhängigkeit der Stützstelle bestimmt, der zur weiteren Verrechnung auf das Intervall $[0, 1]$ abgebildet werden muß. Diese Abbildung wird durch die in Bild 6 dargestellte Gewichtungsfunktion durchgeführt, die den ausgelesenen Attributwert auf die Bandbreite eines Referenzmodells Bb^{Ref} bezieht. Sind ausgelesener Wert und Referenzwert identisch, wird ein normierter Regelwert $w_{x,i}^{Bb}$ von 0,5 ausgegeben.

Die Steigung der Gewichtungsfunktion hängt von der benutzerdefinierten Gewichtung ξ_{Bb} des Attributs ab. Wird z.B. das Attribut Bandbreite vom Benutzer als wichtig angesehen ($\xi_{Bb} \rightarrow 1$), wird die Steigung der Funktion groß, so daß unterschiedliche normierte Regelwerte auf das gesamte Intervall $[0, 1]$ abgebildet werden. Wird die Bandbreite als unwichtig angesehen ($\xi_{Bb} \rightarrow 0$; Steigung $\rightarrow 0$), so wird dagegen nahezu unabhängig von der Bandbreite ein Regelwert um 0,5 zugewiesen. Das führt dazu, daß die resultierende Eignungszahl³ y_i^{Bb} für alle Konzepte annähernd gleich ist und somit die Relationen der Gesamteignungszahlen nicht beeinflusst.

3. Die Berechnung wird analog zum Attribut Robustheit durchgeführt.



4.3 Berücksichtigung der Nichtlinearitäten

Im Gegensatz zu den anderen Attributen lassen sich die Auswirkungen der Nichtlinearitäten nicht in Form von Kennflächen abspeichern, da deren Einfluß nicht nur vom mechanischen System⁴ und dem Regler, sondern auch vom jeweiligen Arbeitspunkt, in dem das System betrieben wird, abhängt. Zum Beispiel hängt der Einfluß von Lose wesentlich vom äußeren

Lastdrehmoment M_L ab. Daher beschränkt sich die Berücksichtigung von Nichtlinearitäten in WIBARA auf die Vorhersage von Grenzyklen. Hierzu wird das Verfahren der Harmonischen Balance herangezogen, da damit in [1] die besten Ergebnisse erzielt wurden.

Am Beispiel Lose wird beschrieben, wie Eignungszahlen für die einzelnen Regelungskonzepte bestimmt werden, was in mehreren Schritten, die Bild 7 entnommen werden können, erfolgt.

Zunächst werden die Negative Inverse Beschreibungsfunktion (NIB) und die Nyquist-Ortskurve des linearen Systems, basierend auf den identifizierten Streckenparametern und den ermittelten Reglerparametern für $M_L = 0 \text{ Nm}$ berechnet.

Das Minimum der NIB hängt von dem Quotienten $M_L / (s C_F)$ ab. Liegen Schnittpunkte P_i zwischen der NIB und der Nyquist-Ortskurve vor, die die Möglichkeit von Grenzyklen anzeigen, können diese durch ein hinreichend großes Lastdrehmoment M_L vermieden werden [1]. Für die jeweiligen Schnittpunkte werden zunächst die Lastdrehmomente $M_L(P_i)$, die theoretisch nötig sind, um Grenzyklen zu vermeiden, berechnet. Das Maximum $\max\{M_L(P_i)\}$ wird anschließend in Relation zu dem während der Identifikation ermittelten minimal vorhandenem Lastdrehmoment \hat{M}_{Lmin} gesetzt. Da dieses bei den meisten Applikationen stark arbeitspunktabhängig ist und daher die Schätzung ungenau sein kann, hat der Bediener die Möglichkeit M_{Lmin} im Sinne einer „worst-case“-Betrachtung zu editieren.

4. Die Verwendung der normierten Kenngrößen $\omega_e T_\Sigma$ und V_J ist hier nicht mehr sinnvoll.

Bild 6: Bestimmung der Eignung bezüglich Bandbreite

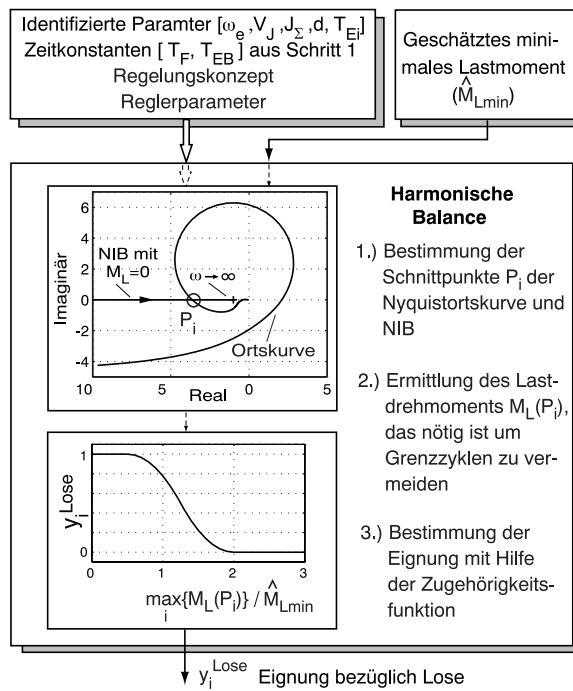


Bild 7: Bestimmung der Eignung bezüglich Lose

Der ermittelte Quotient wird mit Hilfe der in Bild 7 dargestellten Zugehörigkeitsfunktion auf den Bereich zwischen 0 (Grenzyklus wahrscheinlich, Regelungskonzept ungeeignet) und 1 (Grenzyklus unwahrscheinlich, Regelungskonzept geeignet) abgebildet. Der Funktionswert der Zugehörigkeitsfunktion wird somit als Eignung des jeweiligen Regelungskonzeptes bezüglich Lose interpretiert. Obwohl das Verfahren der Harmonischen Balance eine klare Ja/Nein-Aussage über das Auftreten von Grenzyklen liefert, wurde der Bereich um $\max\{M_L(P_i)\} / \hat{M}_{Lmin} = 1$ über die Zugehörigkeitsfunktion „verschliffen“, so daß den vielfach schwer und damit ungenau zu ermittelnden Parametern \hat{M}_{Lmin} und Loseweite $2s$ als auch der beschränkten Aussagekraft der Harmonischen Balance auf konservative Weise Rechnung getragen wird. Für das Attribut Reibung ist eine ähnliche Vorgehensweise geplant, aber bislang nicht implementiert.

5 Ergebnisse

Abschließend soll die wissensbasierte Reglerauswahl exemplarisch an einem Versuchsstand, der in [3] beschrieben ist, demonstriert werden. Die in Tabelle 2 angegebenen Parameter sind Ergebnis der Offline-Identifikation [6]. Angetrieben wird die Mechanik durch einen permanent erregten Synchronmotor mit dem Nenndrehmoment $M_N = 7 \text{ Nm}$ und der Nenndrehfrequenz $\omega_N = 209 \text{ rad/s}$.

Tabelle 2: Parameter des Beispielsystems

f_e	V_J	d	J_Σ	$T_{Ei} + T_t$	Auflösung
49 Hz	5,76	0,001	0,083 kgm ²	680 ms	25 bit/Umdrehung

5.1 Wissensbasierte Reglerauswahl

Als Ergebnis der Auswertung des Fuzzy-Systems (Schritt 1) ergeben sich die Beobachterzeitkonstante $T_{\sigma B} = 5 \text{ ms}$ und die Filterzeitkonstante $T_F = 1,03 \text{ ms}$. Die Eingangsgrößen für die Berechnung der Eignungszahlen der einzelnen Regelungskonzepte betragen somit $V_J = 5,76$ und $\omega_e T_\Sigma = 0,53$.

Für die Berechnung der Gesamtinferenz soll davon ausgegangen werden, daß eine hohe Bandbreite, eine kleine Einschwingzeit und Ausregelzeit, eine hohe dynamische Steifigkeit und eine kleine, auf das aufgeschaltete Lastdrehmoment normierte Abweichung der Lastdrehzahl wichtig sind. Mit diesen Forderungen ergibt sich eine dynamische Regelung mit gutem Führungs- und Störverhalten. Die Gewichte ξ_x der entsprechenden Attribute sind auf Eins bzw. „groß“ zu setzen. Da keine besonderen Anforder-

rungen an die Überschwingweite gestellt werden, soll dieses Attribut nicht berücksichtigt werden. Um die Anforderung an die Dynamik des geschlossenen Regelkreises nicht zu sehr zu betonen, wird von den Attributen Anstiegszeit und Bandbreite nur die Bandbreite berücksichtigt. Lose ist während der Identifikation des Systems nicht festgestellt worden, daher wird auch das Attribut Lose nicht berücksichtigt.

Die wissensbasierte Reglerauswahl ist unter MATLAB implementiert und mit einer Benutzeroberfläche versehen, die eine einfache Handhabung ermöglicht. Nach der Gesamtinferenz wird dem Benutzer die in Bild 8 abgebildete Liste visualisiert, so daß

	y_tot	y_Rob	y_t_set	y_t_cor	y_maxDev	y_stiff	y_BW
CASCADED PDD 2.00	2.22E-002	1.00E+000	4.97E-001	5.17E-001	5.17E-001	5.30E-001	3.15E-001
PDD 2.50	1.95E-002	8.48E-001	5.50E-001	5.22E-001	5.04E-001	5.29E-001	3.54E-001
PDD 2.25	1.80E-002	6.48E-001	6.44E-001	5.46E-001	5.08E-001	5.61E-001	4.27E-001
PDD 2.75	1.76E-002	1.00E+000	4.69E-001	5.00E-001	5.00E-001	5.00E-001	3.00E-001
CASCADED PDD 2.25	1.76E-002	1.00E+000	4.60E-001	5.05E-001	5.12E-001	5.12E-001	2.89E-001
CASCADED PDD 2.50	1.38E-002	1.00E+000	4.21E-001	4.91E-001	5.08E-001	4.94E-001	2.67E-001
PDD 3.00	1.19E-002	1.00E+000	4.01E-001	4.82E-001	4.97E-001	4.76E-001	2.61E-001
PDD 2.00	1.13E-002	4.48E-001	6.15E-001	5.70E-001	5.14E-001	5.94E-001	5.25E-001
CASCADED PDD 2.75	1.09E-002	1.00E+000	3.82E-001	4.78E-001	5.04E-001	4.76E-001	2.48E-001
PDD 3.50	6.11E-003	1.00E+000	3.03E-001	4.49E-001	4.93E-001	4.35E-001	2.09E-001
CASCADED PDD 3.00	5.39E-003	1.00E+000	3.49E-001	4.06E-001	4.54E-001	3.63E-001	2.31E-001
PMW 2.00	5.34E-003	7.02E-001	4.94E-001	4.23E-001	4.46E-001	3.80E-001	3.06E-001
PIDO 2.50	4.54E-003	7.23E-001	2.96E-001	5.33E-001	5.29E-001	5.60E-001	1.86E-001
CASCADED PDD 4.00	3.97E-003	1.00E+000	2.55E-001	4.26E-001	4.88E-001	4.06E-001	1.84E-001
PIDO 3.00	3.75E-003	1.00E+000	2.08E-001	4.79E-001	5.14E-001	4.86E-001	1.51E-001
PDD 4.00	3.63E-003	1.00E+000	2.43E-001	4.24E-001	4.91E-001	4.04E-001	1.77E-001
CASCADED PDD 3.50	3.53E-003	1.00E+000	2.95E-001	3.86E-001	4.47E-001	3.39E-001	2.04E-001
PMW 2.25	3.28E-003	7.02E-001	4.51E-001	3.90E-001	4.16E-001	3.30E-001	2.76E-001
PISY 4.00	3.24E-003	6.28E-001	1.94E-001	5.99E-001	5.52E-001	6.47E-001	1.97E-001
PIMW 3.50	2.67E-003	9.23E-001	2.25E-001	4.18E-001	5.09E-001	4.10E-001	1.60E-001
PIMW 4.00	2.43E-003	1.00E+000	2.04E-001	4.03E-001	5.08E-001	3.92E-001	1.49E-001
PMW 2.50	2.01E-003	7.02E-001	4.04E-001	3.62E-001	3.87E-001	2.90E-001	2.50E-001
PIMW 5.00	1.97E-003	1.00E+000	1.77E-001	4.05E-001	5.13E-001	3.97E-001	1.35E-001
PDDMW 2.00	1.46E-003	4.24E-001	3.90E-001	4.15E-001	3.99E-001	3.45E-001	3.66E-001
PMW 3.00	1.23E-003	9.03E-001	3.01E-001	3.15E-001	3.34E-001	2.31E-001	2.07E-001
PIMW 3.00	9.32E-004	4.46E-001	2.56E-001	4.49E-001	5.15E-001	4.51E-001	1.75E-001
PMW 2.75	8.90E-004	6.00E-001	3.52E-001	3.36E-001	3.60E-001	2.57E-001	2.26E-001
PDDMW 2.25	6.34E-004	4.98E-001	4.23E-001	3.23E-001	3.20E-001	2.31E-001	2.53E-001
PMW 3.50	5.26E-004	9.02E-001	2.37E-001	2.78E-001	2.92E-001	1.92E-001	1.76E-001
PIMW 2.50	2.09E-004	1.99E-001	1.92E-001	5.01E-001	5.26E-001	5.20E-001	2.01E-001
PDDMW 2.50	1.69E-004	5.23E-001	2.94E-001	2.58E-001	2.54E-001	1.67E-001	1.92E-001
PMW 4.00	1.05E-004	6.00E-001	1.99E-001	2.42E-001	2.48E-001	1.59E-001	1.54E-001
PDDMW 2.75	6.97E-005	6.00E-001	2.20E-001	2.11E-001	2.06E-001	1.30E-001	1.57E-001
PMW 3.00	2.73E-005	6.00E-001	1.76E-001	1.78E-001	1.72E-001	1.06E-001	1.33E-001
PDDMW 4.00	0.00E+000	0.00E+000	1.00E-001	1.00E-001	1.00E-001	1.00E-001	1.00E-001

Bild 8: Bewertung der Regelkonzepte durch WIBARA⁵

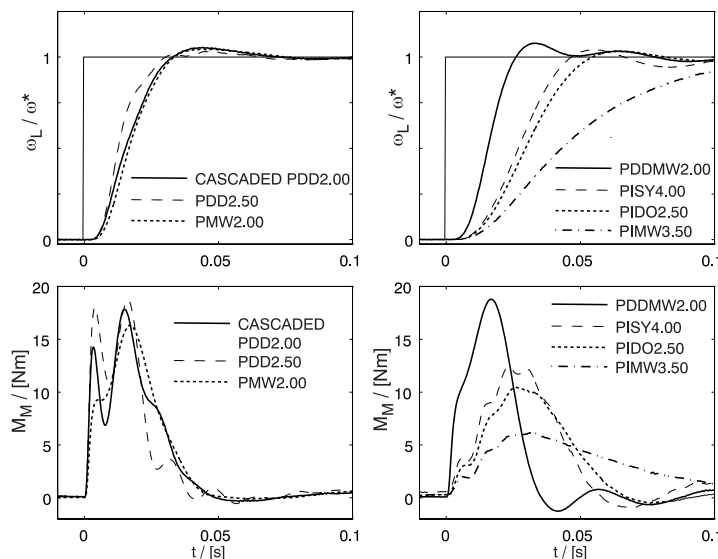


Bild 9: Sprungantworten der in Bild 8 hervorgehobenen Regelkonzepte

dieser lediglich ein ihm geeignet erscheinendes Regelkonzept auswählen muß. Über entsprechende Routinen kann dann der auf einem DSP implementierte Regelalgorithmus automatisch parametrisiert werden.

In Bild 9 sind die Sprungantworten der in Bild 8 markierten Regelkonzepte dargestellt. Ausgewählt wurde jeweils das am besten geeignete Konzept der in Tabelle 1 aufgelisteten Reglerstrukturen.

Ein Vergleich der Kurvenverläufe zeigt, daß die Schwingungen der Lastdrehzahl und/oder des Motor-drehmomentes mit abnehmender

5. Die auf die Bezeichnung der Regelkonzepte (s. Tabelle 1) folgende Zahl kennzeichnet den Dämpfungsparameter α . PISY steht für einen auf der Basis eines Ein-Massen Systems entworfenen PI-Regler, während PIDO einen PI-Regler kennzeichnet, der auf der Basis eines Zweimassensystems entworfen wurde.

Eignung der Regelungskonzepte zunehmen. Eine Ausnahme stellt das PDDMW-Konzept dar. Aufgrund des Verlaufes der Lastdrehzahl, des Motordrehmomentes und der bestimmten Attributwerte erscheint dieses Konzept als gut geeignet, steht aber in der Liste erst auf Platz 24. Dieses liegt daran, daß das Regelungskonzept sehr empfindlich gegenüber Parameterschwankungen ist (siehe y^{Rob} in Bild 8). Das Regelergebnis hängt somit in diesem Fall stark davon ab, wie gut das identifizierte Zweimassenmodell mit der wirklichen Mechanik übereinstimmt.

6 Bewertung und Ausblick

Ein Werkzeug zur wissensbasierten Reglerauswahl, das einen wesentlichen Baustein innerhalb eines Systems zur automatisierten Inbetriebnahme elektrischer Antriebe mit schwingungsfähiger Mechanik darstellt, wurde vorgestellt. Das Hauptziel, eine einfache Inbetriebnahme von verbesserten Regelungskonzepten (u.a. Zustandsregler) ohne spezielle regelungstechnische Kenntnisse, wurde erreicht. Somit erfordert der Einsatz solcher Regelungskonzepte vom Inbetriebnehmer keine weitreichenden systemtheoretischen Kenntnisse mehr, so daß der industrielle Einsatz durchaus möglich erscheint.

Zukünftig müssen noch weitere Attribute (Reduzierung der Belastung der Mechanik, Reibung) implementiert werden. Um die Handhabbarkeit von WIBARA zu erhöhen, ist es weiterhin sinnvoll, die Anzahl der untersuchten Regelungskonzepte auf die wichtigsten zu reduzieren und gleichzeitig eine Überprüfung der Auswahl an industriellen Applikationen durchzuführen und das Erfahrungswissen auszubauen.

Aufgrund durchgeführter Näherungen und der Verwendung diskreter Werte für den Dämpfungsparameter α stellen die durch die Wissensbasis vorgeschlagenen Konzepte natürlich nur eine suboptimale Lösung dar. Aktuell wird daher an einem Optimierungstool gearbeitet, daß als Startwerte die Parameter des von WIBARA vorgeschlagenen Konzepts verwendet.

Danksagung

Die Autoren danken der deutschen Forschungsgemeinschaft (DFG) für die Förderung des Projektes „Lernfähige, selbsteinstellende Antriebsregelung mit neuronaler Hardware“.

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., Beineke, S., Henke, M., Grotstollen, H.:** *Drehzahlregelung eines elastischen Zweimassensystems mit On-line-Identifikation lastseitiger Reibung und aktiver Schwingungsdämpfung bei Stellgrößenbegrenzung.* 7. Internationale Fachmesse und Kongreß für Speicherprogrammierbare Steuerungen, Industrie-PCs und Elektrische Antriebstechnik, Sindelfingen, 1996, pp. 303-315.
- [3] **Wertz, H., Bünte, A., Schütte, F., Grotstollen, H.:** *Ein rechnergestütztes Inbetriebnahmewerkzeug für geregelte industrielle Antriebssysteme mit schwingungsfähiger Mechanik.* SPS-Drives 97, Nürnberg, Germany, pp. 410-421.
- [4] **Naslin, P.:** *Dynamik linearer und nichtlinearer Systeme.* Oldenbourg Verlag, München, Wien, 1968.
- [5] **Zäh, M., Brandenburg, G.:** *Das erweiterte Dämpfungsoptimum.* Automatisierungstechnik at 35, 1987, pp. 275-283.
- [6] **Beineke, S., Wertz, H., Schütte, F., Grotstollen, H.:** *Identification of nonlinear Two-Mass Systems for Self-commissioning Speed Control of Electrical Drives.* IECON 1998, Aachen, Germany.