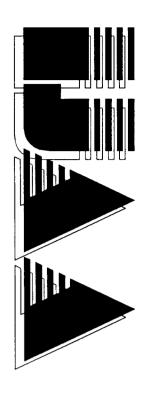


AUTOMATION AUSTRIA



INHALT	
	Seite
REIF, K.	
Homotopieverfahren zur Steuerung nichtlinearer Systeme	69
WEINMANN, A.	
Superimposing Controller Norm and Noise Rejection upon Robust Linear	
Quadratic Controllers	93
PRECHELMACHER, W.; NOISSER, R.	
Zeitoptimale Bahngeschwindigkeitsplanung für Konturregelungen	109
SCHLAGLICHTER	133
BUCHBESPRECHUNG	138
VERANSTALTUNGEN	141

Homotopieverfahren zur Steuerung nichtlinearer Systeme

Konrad Reif

12. September 2000

Zusammenfassung

Im vorliegenden Artikel wird aufgezeigt, wie sich Homotopieverfahren zur Lösung von nichtlinearen Steuerungsproblemen einsetzen lassen. Die theoretischen Grundlagen werden kurz skizziert, wobei auf die Linearisierung entlang Trajektoiren besonders eingegangen wird. Es wird bewiesen, dass für eine geeignet entworfene Steuerung der Abstand zwischen tatschlichem Zustand und Zielzustand exponentiell mit der Zeit abnimmt. Der Beweis ist konstruktiv, d.h. er beeinhaltet eine explizite Vorschrift zu Berechnung der gesuchten Steuerung. Das vorgeschlagene Verfahren wir auf ein hochgradig nichtlineares Beispielsystem angewendet und anhand numerischer Simulationen mit üblichen Verfahren zur Steuerung und Regelung von nichtlinearen Systemen verglichen.

Abstract

This article adresses a concise introduction to the use of homotopy methods for treating nonlinear control problems. The theoretical foundations are briefly sketched, especially some important topics concerning linearisation along trajectories. The main contribution concerns the fact that for a certain control the deviation of the actual state from the target state is decaying exponentially with time. The proof of this statement contains an explicit design instruction for the required control. This design instruction is discussed in detail and explicitly carried out for an example system. We conclude by a short comparison of two usual nonlinear control methods with the proposed method by means of the example system.

1 Einführung

Homotopieverfahren (auch Fortsetzungsmethoden genannt) sind leistungsfähige Werkzeuge zur Lösung von vielfältigen Problemen in der nummerischen Analysis. Das Grundprinzip besteht darin, das gegebene Problem in ein parameterabhängiges Problem "einzubetten". Das bedeutet, ein parameterabhängiges Problem wird derart konstruiert, dass ein spezieller Fall davon (d.h. ein spezieller Wert des Parameters) das ursprünglich zu lösende Problem ergibt und ein anderer Fall eine bekannte oder einfach zu berechnende Lösung besitzt. Der Parameter wird dann ausgehend von dem Fall mit bekannter Lösung stetig zwischen diesen beiden Fällen variiert und das Problem für jeden Wert des Parameters gelöst. Dabei werden die Lösungen für eng benachbarte Werte des Parameters geschickt ausgenutzt. Auf diese Weise wird das ursprünglich zu lösende Problem stetig in ein Problem mit bekannter Lösung "deformiert".

Diese Homotopieverfahren sind schon seit längerem bekannt und es existieren ausgezeichnete Lehrbücher, in denen diese Materie ausführlich behandelt wird [1, 8]. Aufgrund ihrer Leistungsfähigkeit werden diese Verfahren in weiten Bereichen der Ingenieurwissenschaften, insbesondere auch in der Steuerungs- und Regelungstechnik eingesetzt (siehe z.B. den Übersichtsartikel [26]). Hierzu zählen Anwendungen bei der Lösung von nichtlinearen Entwurfsgleichungen [18, 19] und nichtlinearen Ausgleichsproblemen [9, 12, 27], sowie bei Schießverfahren zur Lösung von optimalen Regelungsproblemen [7, 11, 32]. Für den Anwender stehen auch frei erhältliche Programme zur Verfügung, in denen die Homotopieverfahren bereits auf eine effektive Art und Weise nummerisch implementiert sind. Solche Programme sind z.B. über die Programmbibliothek des Konrad-Zuse-Zentrums Berlin erhältlich (siehe hierzu [8], S. XI).

In diesem Aufsatz wird das Homotopieverfahren auf das folgende Steuerungsproblem angewendet: Für ein gegebenes System ist ein Eingangssignal gesucht, das das System ausgehend von einem gegebenen Anfangszustand asymptotisch gegen einen gegebenen Zielzustand oder eine Zieltrajektorie steuert. Die Abweichung zwischen dem momentanen Zustand und dem Zielzustand soll dabei exponentiell mit der Zeit abnehmen. Um das Homotopieverfahren anwenden zu können, ist es nötig, dass das Steuerungsproblem von einem Parameter abhängig gemacht wird. Eine sinnvolle Parameterabhängigkeit kann man dadurch erreichen, dass man den Anfangszustand des Systems entlang einer stetig differenzierbaren Kurve im Zustandsraum variiert. So wird das zu lösende Steuerungsproblem Zug um Zug in ein Steuerungsproblem mit bekannter oder einfach zu berechnender Lösung deformiert. Das gewünschte Eingangssignal wird dabei für jeden Zwi-

schenschritt berechnet.

Dieser Aufsatz ist folgendermaßen aufgebaut: Abschnitt 2 enthält die eine kurze Einführung in den theoretischen Hintergrund die Darstellung der vorgeschlagenen Methode zur Steuerung. Eine anschauliche Deutung dieser Steuerung wird in Abschnitt 3 gegeben; der Entwurf und die nummerische Auswertung werden in Abschnitt 4 diskutiert. Den Abschluss bildet Abschnitt 5 mit einer Anwendung auf ein hochgradig nichtlineares Beispielsystem und einem Vergleich mit einigen anderen Verfahren zur Steuerung und Regelung nichtlineare Systeme.

2 Formulierung der Homotopie-Steuerung

Im folgenden werden nichtlineare Systeme betrachtet, die durch die Zustandsdifferentialgleichung

$$\dot{x}(t) = f(x(t), u(t)), \tag{1}$$

gegeben sind, wobei $t \in \mathbb{R}_0^+$ die Zeit, $x(t) \in \mathbb{R}^n$ der Zustand und $u(t) \in \mathbb{R}^m$ die Eingangsgröße ist. Die Funktion $f(\cdot, \cdot)$ und das Eingangssignal $u(\cdot)$ werden als stetig differenzierbare Funktionen vorausgesetzt. Ferner bezeichnet im Folgenden $\|\cdot\|$ die euklidische Norm von Vektoren. Führt man eine parameterabhängige Anfangsbedingung $x(t_0, \sigma) = x_0(\sigma)$ und eine parameterabhängige Eingangsgröße $u(\cdot, \sigma)$ ein, so erhält man eine parameterabhängige Lösung $x(\cdot, \sigma)$ der Zustandsdifferentialgleichung (1). Der Parameter σ variiert zwischen 0 und 1, d.h.. $0 \le \sigma \le 1$.

Für die folgenden Überlegungen ist die sogenannte Linearisierung entlang einer Trajektorie (siehe z.B. [29], Abschnitt 2.7, S. 51, Definition 2.7.14) mit der linearisierten Zustandsdifferentialgleichung

$$\dot{\lambda}(t) = A(t)\lambda(t) + B(t)\mu(t) \tag{2}$$

von Interesse, wobei $\lambda(t) \in \mathbb{R}^n$ der Zustand und $\mu(t) \in \mathbb{R}^m$ die Eingangsgröße des linearisierten Systems ist. Weiterhin wurden die Abkürzungen

$$A(t) = \frac{\partial f}{\partial x}(x(t), u(t)), \tag{3}$$

$$B(t) = \frac{\partial f}{\partial u}(x(t), u(t)) \tag{4}$$

eingeführt, wobei u(t) und x(t) die Zustandsdifferentialgleichung (1) des nichtlinearen Systems erfüllen.

Damit kann das folgende Lemma formuliert werden:

Lemma: Es werden die parameterabängigen Lösungen $x(\cdot, \sigma)$ der Zustandsdifferentialgleichung (1) für die Anfangsbedingungen $x(t_0, \sigma) = x_0(\sigma)$ und für
die beschränkten Einganssignale $u(\cdot, \sigma)$ mit $\|u(t, \sigma)\| < \kappa$ für jedes $t \ge t_0$ betrachtet, wobei $\kappa > 0$ eine positive reelle Zahl ist. Ferner wird angenommen,
dass $x_0(\cdot)$ und $u(\cdot, \cdot)$ stetig differenzierbar nach σ sind. Dann ist $x(\cdot, \cdot)$ nach σ differenzierbar und die Ableitung ist durch

$$\frac{\partial x}{\partial \sigma}(t,\sigma) = \lambda(t,\sigma) \tag{5}$$

gegeben, wobei $\lambda(\cdot, \sigma)$ die Lösung der linearisierten Zustandsdifferentialgleichung (2) mit der Anfangsbedingung

$$\lambda(t_0, \sigma) = \frac{\partial x_0}{\partial \sigma}(\sigma) \tag{6}$$

und dem Eingangssignal

$$\mu(\cdot,\sigma) = \frac{\partial u}{\partial \sigma}(\cdot,\sigma) \tag{7}$$

ist.

Beweis: Der Beweis dieses Lemmas ist in [24] gegeben. Er folgt aus der Kettenregel für Abbildungen zwischen Banachräumen (siehe z.B. [10], Kapitel 8, Abschnitt 2, S. 151) und Theorem 1 in [29], Abschnitt 2.8, S. 56.

Das linearisierte System, das durch die Zustandsdifferentialgleichung (2) gegeben ist, ist ein gewöhnliches lineares zeitvariantes System. Es kann mit Hilfe von Standardmethoden wie z.B. lineare Regelung mit quadratischem Güteindex [2] oder einem eingefrorenem Regler [20], [28] stabilisiert werden. Wie aus einer derartigen Regelung des linearisierten Systems eine Steuerung für das nichtlineare System gewonnen werden kann, ist Gegenstand des folgenden Theorems:

Theorem: Gegeben sei ein nichtlineares System mit der Zustandsdifferentialgleichung (1), dessen Linearisierung mit der linearisierten Zustandsdifferentialgleichung (2), zwei beschränkte Eingangssignale $\hat{u}(\cdot)$, $\bar{u}(\cdot)$ (d.h. es gibt ein $\kappa > 0$ so dass $\|\hat{u}(t)\| < \kappa$ und $\|\bar{u}(t)\| < \kappa$ für jedes $t \ge t_0$ erfüllt ist), zwei Anfangsbedingungen \hat{x}_0 , $\bar{x}_0 \in \mathbb{R}^n$, eine \mathbb{C}^1 -Funktion $x_0(\cdot)$ mit $x_0(0) = \bar{x}_0$ und $x_0(1) = \hat{x}_0$ sowie ein parameterabhängiges Eingangssignal $u(\cdot, \sigma)$ so dass folgende Voraussetzungen erfüllt sind:

1. Es gibt ein beschränktes Eingangssignal $\mu(\cdot, \sigma)$ für das linearisierte System nach Gl. (2), so dass mit geeigneten Konstanten $\alpha, \beta \in \mathbb{R}^+$ die Ungleichung

$$\|\lambda(t,\sigma)\| \le \beta e^{-\alpha t} \tag{8}$$

für jedes $\sigma \in [0, 1]$ und für jedes $t \in [t_0, \infty)$ erfüllt ist, wobei $\lambda(\cdot, \sigma)$ die Lösung der Differentialgleichung (2) mit der Anfangsbedingung

$$\lambda(t_0,\sigma) = \frac{\partial x_0}{\partial \sigma}(\sigma) \tag{9}$$

ist.

2. Das parameterabhängige Eingangssignal $u(\cdot, \sigma)$ des nichtlinearen Systems erfüllt die Integralgleichung

$$u(t,\sigma) = \bar{u}(t) + \int_0^\sigma \mu(t,\sigma')d\sigma'$$
 (10)

und das Eingangssignal û ist durch

$$\hat{u}(t) = u(t, 1) \tag{11}$$

gegeben.

Dann gilt

$$\|\hat{x}(t) - \bar{x}(t)\| \le \beta e^{-\alpha t} \tag{12}$$

für jedes $t \in [t_0, \infty)$, wobei $\bar{x}(t) = x(t, \bar{u})$ und $\hat{x}(t) = x(t, \hat{u})$.

Bemerkung: Durch dieses Theorem wird das ursprüngliche nichtlineare Steuerungsproblem auf ein lineares parameterabhängiges Steuerungsproblem reduziert. Laut Ungleichung (8) wird nämlich vorausgesetzt, dass der Zustand des linearisierten Systems exponentiell mit der Zeit abnimmt, und aus Ungleichung (12) folgt die exponentielle Abnahme des Abstands zwischen momentanen Zustand und Zielzustand des nichtlinearen Systems.

Beweis: Benutzt man $x_0(0) = \bar{x}_0$, $x_0(1) = \hat{x}_0$, das Lemma und Voraussetzung 2 erhält man

$$\hat{x}(t) - \bar{x}(t) = x(t, 1) - x(t, 0)$$

$$= \int_0^1 \frac{\partial x}{\partial \sigma}(t, \sigma) d\sigma$$

$$= \int_0^1 \lambda(t, \sigma) d\sigma,$$
(13)

wobei $x(\cdot, \sigma)$ und $\lambda(\cdot, \sigma)$ die parameterabhängigen Lösungen der Differentialgleichungen (1) und (2) mit den entsprechenden Anfangsbedingungen wie im o.g. Lemma sind. Unter Berücksichtigung der Voraussetzung 1 ergibt sich

$$\|\hat{x}(t) - \bar{x}(t)\| = \left\| \int_0^1 \lambda(t, \sigma) d\sigma \right\|$$

$$\leq \int_0^1 \|\lambda(t, \sigma)\| d\sigma$$

$$\leq \int_0^1 \beta e^{-\alpha t} d\sigma$$

$$= \beta e^{-\alpha t}. \tag{14}$$

Damit ist das Theorem bewiesen.

3 Anschauliche Deutung

Der Inhalt des Theorems lässt sich auf eine anschauliche Art und Weise deuten. Zu diesem Zweck wird die folgende vereinfachte Methode zur Berechnung des Steuersignals betrachtet (eine Methode mit höherer nummerischer Genauigkeit beinhaltet der nächste Abschnitt): Zuerst wird ein Anfangszustand \bar{x}_0 und ein Eingangssignal \bar{u} gewählt. Die zugehörige Lösung der Zustandsdifferentialgleichung (1) bildet die Referenztrajektorie \bar{z} . Das nichtlineare System soll nun von einem gegebenen Anfangszustand \hat{x}_0 ausgehend auf die Referenztrajektorie gesteuert werden. Dazu wählt man sich eine parameterabhängige Anfangsbedingung $x_0(\sigma)$, die $x_0(0) = \bar{x}_0$ und $x_0(1) = \hat{x}_0$ erfüllt. Nun wird die linearisierte Zustandsdifferentialgleichung (2) entlang einer vorgeschriebenen Referenztrajektorie betrachtet, d.h. für $\bar{x}(t) = x(t,0)$ und $\bar{u}(t) = u(t,0)$. Für dieses linearisierte System kann mit üblichen Methoden (z.B. LQ-optimale Regelung) eine stabilisierende Rückkopplung der Form

$$\mu(t,0) = K(t,0)\lambda(t,0) \tag{15}$$

entworfen werden, wobei K(t,0) eine geeignet zu wählende $p \times q$ -Matrix ist. Für eine kleine Abweichung vom Anfangszustand \bar{x}_0 , d.h. wenn man für σ einen kleinen Wert h > 0 einsetzt, können die Zustände auf der entsprechenden Trajektorie durch

$$x(t,h) \approx x(t,0) + \frac{\partial x}{\partial \sigma}(t,0)h$$

= $x(t,0) + \lambda(t,0)h$ (16)

approximiert werden. Weiterhin lässt sich für ein kleines h > 0 das Integral in Gl. (10) gemäß

$$u(t,h) = \bar{u}(t) + \int_0^h \mu(t,\sigma)d\sigma$$

$$\approx \bar{u}(t) + \mu(t,0)h \tag{17}$$

abschätzen. Eine Anwendung des Lemmas liefert unter Berücksichtigung der Gln. (15) und (16)

$$u(t,h) = \bar{u}(t) + K(t,0) \frac{\partial x}{\partial \sigma}(t,0)h$$

$$\approx \bar{u}(t) + K(t,0)(x(t,h) - x(t,0)). \tag{18}$$

Dies bedeutet, dass der Zustand $x(\cdot, h)$ in einer Art und Weise gesteuert wird, nach der die Abweichung x(t, h) - x(t, 0) gegen null geht. Das entsprechende Steuersignal $u(\cdot, h)$ für das nichtlineare System kann dabei nach den Gln. (15) und (17) berechnet werden. Die neue Trajektorie $x(\cdot, h)$ ergibt sich durch Lösung der Zustandsdifferentialgleichung (1) mit der Anfangsbedingung $x(t_0) = x_0(h)$ und dem Eingangssignal $u(\cdot, h)$.

Die so erhaltene Trajektorie wird nun als neue Referenztrajektorie aufgefasst und die oben genannten Überlegungen auf diese neue Referenztrajektorie angewendet. Damit erhält man das Eingangssignal

$$u(t, 2h) \approx \bar{u}(t) + \mu(t, 0)h + \mu(t, h)h$$

und die Trajektorie $z(\cdot, 2h)$. Diese Prozedur kann nun unter geeigneten Voraussetzungen beliebig oft wiederholt werden. Man erhält dadurch eine Vorschrift, um sich Schritt für Schritt zu immer größeren Abweichungen der Anfangsbedingungen vorzuarbeiten.

4 Entwurf und nummerische Auswertung

In diesem Abschnitt wird gezeigt, wie sich die Ergebnisse des Abschnitts 2, insbesondere das Theorem, zur konkreten Berechnung eines Steuersignals benutzen lassen. Es wird also das Homotopieverfahren benutzt, um ein gegebenes Steuerungsproblem (d.h. ein System ausgehend von einem gegebenen Anfangszustand \hat{x}_0 zu einem Ziel zu steuern) in ein bekanntes Steuerungsproblem (d.h. ein System

entlang einer bekannten Trajektorie zu steuern) zu "deformieren". Dazu wird ein parameterabhängiger Anfangszustand $x_0(\sigma)$ eingeführt, der die Eigenschaften

$$x_0(0) = \bar{x}(0) \tag{19}$$

und

$$x_0(1) = \hat{x}_0 \tag{20}$$

erfüllt. Es kann z.B.

$$x_0(\sigma) = \sigma \hat{x}_0 + (1 - \sigma)\bar{x}_0(0) \tag{21}$$

gewählt werden. Nach Gl. (10) ist das gewünschte Eingangssignal $u(\cdot, \sigma)$ durch

$$u(t,\sigma) = \bar{u}(t) + \int_0^\sigma \mu(t,\sigma')d\sigma'. \tag{22}$$

gegeben. Die parameterabhängigen Zustände lassen sich laut Lemma gemäß

$$x(t,\sigma) = \bar{x}(t) + \int_0^\sigma \lambda(t,\sigma')d\sigma'. \tag{23}$$

berechnen. Dabei erfüllen die Zustände $\lambda(t, \sigma)$ des linearisierten Systems die linearisierte Zustandsdifferentialgleichung (2)

$$\dot{\lambda}(t,\sigma) = A(t,\sigma)\lambda(t,\sigma) + B(t,\sigma)\mu(t,\sigma), \tag{24}$$

wobei die Abkürzungen

$$A(t,\sigma) = \frac{\partial f}{\partial x}(x(t,\sigma), u(t,\sigma)), \tag{25}$$

und

$$B(t,\sigma) = \frac{\partial f}{\partial u}(x(t,\sigma), u(t,\sigma)) \tag{26}$$

eingeführt wurden. Um das gewünschte Steuersignal nach Gl. (22) berechnen zu können, ist gemäß Theorem ein Eingangssignal $\mu(\cdot,\sigma)$ nötig, das derart beschaffen ist, dass die Zustände $\lambda(t,\sigma)$ des linearisierten Systems exponentiell mit der Zeit abnehmen. Hierfür können beliebige Entwurfsmethoden für lineare zeitvariante Systeme eingesetzt werden. Im vorliegenden Fall wurde die LQ-optimale Regelung mit einem vorgegeben Grad an Stabilität ausgewählt, bei der die Konstante α für die exponentielle Abnahme des linearisierten Zustandes in Gl. (8) als

Designparameter vorgegeben werden kann. Zur Berechnung dieses Reglers muss die Riccati-Differentialgleichung

$$-\dot{P}(t,\sigma) = (A^{\mathsf{T}}(t,\sigma) + \alpha I)P(t,\sigma) + P(t,\sigma)(A(t,\sigma) + \alpha I) + Q$$
$$-P(t,\sigma)B(t,\sigma)R^{-1}B^{\mathsf{T}}(t,\sigma)P(t,\sigma)$$
(27)

beginnend von einer bestimmten Endzeit t_f rückwärts bis zum Zeitpunkt t_0 gelöst werden. Das parameterabhängige Eingangssignal für das linearisierte System ist dann durch

$$\mu(t,\sigma) = -R^{-1}B^{\mathrm{T}}(t,\sigma)P(t,\sigma)\lambda(t,\sigma). \tag{28}$$

gegeben.

Damit wird das Steuerungsproblem auf ein System von zwei ineinandergeschachtelten Anfangswertproblemen zurückgeführt:

- 1. Das übergeordnete Anfangswertproblem, bestehend aus den Gln. (22) und (23). Die Integration ist bezüglich des Parameters σ durchzuführen.
- 2. Die untergeordneten Anfangswertprobleme, bestehend aus den Differentialgleichungen (24) und (27) unter Berücksichtigung der Gln. (25), (26) und (28). Die Integration ist bezüglich der Zeit t durchzuführen.

Für jeden Integrationschritt des übergeordneten Anfangswertproblems muss das untergeordnete Anfangswertproblem einmal komplett abgearbeitet werden. Um diese ineinandergeschachtelten Anfangswertprobleme nummerisch zu lösen, werden die Gln. (22), (23), (24) und (27) mit Hilfe der Runge-Kutta-Methode diskretisiert. Zur Lösung des übergeordneten Anfangswertproblems, das sich aus den Gln. (22) und (23) zusammensetzt, wird eine automatische Schrittweitensteuerung eingesetzt. Zur Diskretisierung des untergeordneten Anfangswertproblems, bestehend aus den Gln. (24) und (27) wird eine feste Schrittweite benutzt, weil sich so die programmiertechnische Realisierung wesentlich vereinfacht.

5 Anwendung auf ein Beispielsystem und Vergleich

In diesem Abschnitt wird ein nichtlineares mechanisches Beispielsystem vorgestellt, an dem verschiedene Entwurfsverfahren für nichtlineare Steuerungen und Regelungen demonstriert werden. Zu diesem Zweck wird über die Euler-Lagrangeschen Bewegungsgleichungen eine Zustandsdarstellung des Beispielsystems in Form von Gl. (1) abgeleitet. Das betrachtete System ist in Abbildung 1 skizziert.

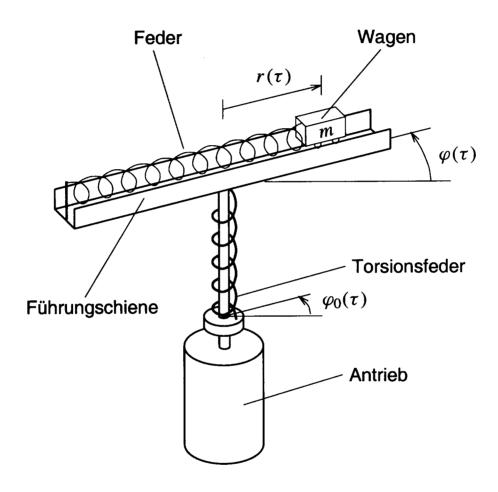


Abbildung 1: Mechanisches Beispielsystem. Dabei bezeichnet m die Masse und $r(\tau)$ die Position des Wagens, $\varphi(\tau)$ ist der Drehwinkel der Führungsschiene und $\varphi_0(\tau)$ der Drehwinkel des Antriebs

Es besteht aus einem Antrieb, einer Führungsschiene und einem Wagen. Der Wagen kann sich auf der Führungsschiene reibungsfrei in radialer Richtung bewegen und ist mit einer Feder befestigt (vgl. Abbildung 1). Sowohl die Masse der Führungsschiene als auch die Masse der Feder werden vernachlässigt. Die drehbar gelagerte Führungsschiene ist über eine Drehfeder (ebenfalls masselos) mit dem Antrieb verbunden. Die Masse des Wagens wird mit m, die Position auf der Führungsschiene (gemessen ab der Drehachse, Zählrichtung nach außen) mit $r(\tau)$ bezeichnet, wobei τ die Zeit in Sekunden ist. Für $r(\tau) = r_0$ ist die Feder entspannt. Der Drehwinkel der Führungsschiene wird mit $\varphi(\tau)$, der Drehwinkel des Antriebs mit $\varphi_0(\tau)$ bezeichnet. Die Drehfeder ist für $\varphi(\tau) = \varphi_0(\tau)$ entspannt. Die potentielle Energie berechnet sich zu

$$U(r(\tau), \varphi(\tau), \varphi_0(\tau)) = \frac{\kappa_1}{2} (r(\tau) - r_0)^2 + \frac{\kappa_2}{2} (\varphi(\tau) - \varphi_0(\tau))^2$$
 (29)

und die kinetische Energie zu

$$T(r(\tau), r'(\tau), \varphi'(\tau)) = \frac{1}{2}mr'(\tau)^2 + \frac{1}{2}mr(\tau)^2\varphi'(\tau)^2, \tag{30}$$

wobei die Ableitung nach der Zeit durch einen Strich gekennzeichnet ist und κ_1 , κ_2 die Federkonstanten sind. Damit ist die Lagrangefunktion (siehe z.B. [15, 21]) durch

$$\mathcal{L}(r(\tau), r'(\tau), \varphi(\tau), \varphi'(\tau), \varphi_0(\tau))$$

$$= T(r(\tau), r'(\tau), \varphi'(\tau)) - U(r(\tau), \varphi(\tau), \varphi_0(\tau))$$

gegeben und die Euler-Lagrange-Gleichungen können sofort aufgestellt werden:

$$\frac{d}{d\tau} \frac{\partial \mathcal{L}}{\partial r'}(r(\tau), r'(\tau), \varphi(\tau), \varphi'(\tau), \varphi_0(\tau)) - \frac{\partial \mathcal{L}}{\partial r}(r(\tau), r'(\tau), \varphi(\tau), \varphi'(\tau), \varphi_0(\tau)) = 0,$$
(31)

$$\frac{d}{d\tau} \frac{\partial \mathcal{L}}{\partial \varphi'}(r(\tau), r'(\tau), \varphi(\tau), \varphi'(\tau), \varphi_0(\tau))
- \frac{\partial \mathcal{L}}{\partial \varphi}(r(\tau), r'(\tau), \varphi(\tau), \varphi'(\tau), \varphi_0(\tau)) = 0.$$
(32)

Eine Auswertung der Gln. (31) und (32) liefert:

$$mr''(\tau) - mr(\tau) (\varphi'(\tau))^2 + \kappa_1(r(\tau) - r_0) = 0,$$
 (33)

$$2mr(\tau)r'(\tau)\varphi'(\tau) + mr(\tau)^{2}\varphi''(\tau) + \kappa_{2}(\varphi(\tau) - \varphi_{0}(\tau)) = 0.$$
 (34)

Um die folgenden Betrachtungen zu vereinfachen, werden die normierten Größen $t = \omega_0 \tau$, $\varrho(t) = \sqrt{\kappa_1/\kappa_2} r(t/\omega_0)$, $\varrho_0 = \sqrt{\kappa_1/\kappa_2} r_0$ mit $\omega_0 = \sqrt{\kappa_1/m}$. eingeführt. Als Zustände werden $x_1(t) = \varphi(t/\omega_0), x_2(t) = \dot{x}_1(t), x_3(t) = \varrho(t),$ $x_4(t) = \dot{x}_3(t)$, und als Eingang $u(t) = \varphi_0(t/\omega_0)$ gewählt. Damit lauten die Zustandsdifferentialgleichungen

$$\dot{x}_1(t) = x_2(t),$$
 (35)

$$\dot{x}_1(t) = \dot{x}_2(t), \tag{55}$$

$$\dot{x}_2(t) = \frac{u(t) - x_1(t)}{x_3^2(t)} - \frac{2x_2(t)x_4(t)}{x_3(t)}, \tag{36}$$

$$\dot{x}_3(t) = x_4(t),$$
 (37)

$$\dot{x}_4(t) = x_2^2(t)x_3(t) - (x_3(t) - \varrho_0). \tag{38}$$

Im folgenden wird $\varrho_0 = -10$ gewählt.

Die im letzten Abschnitt dargestellte Methode zu nummerischen Berechnung des Steuerungssignals wird nun auf das eingeführte Beispielsystem angewendet. Das System wird gegen die Referenztrajektorie

$$\bar{u}(t) = \sqrt{26}t,\tag{39}$$

$$\bar{x}(t) = [\sqrt{26}t \quad \sqrt{26} \quad 0,4 \quad 0]^{\mathrm{T}}$$
 (40)

gesteuert. Als parameterabhängige Anfangsbedingung wurde

$$x_0(\sigma) = [0 \quad \sqrt{26} \quad 0.4 + \sigma \quad 0]^{\mathrm{T}}$$
 (41)

gewählt. Diese Anfangsabweichung der Wagenposition ist willkürlich, es können auch Abweichung der Winkelgeschwindigkeit usw. behandelt werden. Die Riccati-Differentialgleichung (27) wird für $\alpha = 2$, Q = I und R = 1 im Zeitintervall [0, 5] unter Berücksichtigung der Endbedingung $P(5, \sigma) = I$ gelöst. Die Simulationsergebnisse sind in den Abbildungen 2, 3 und 4 dargestellt. Abbildung 4 zeigt die Wagenposition und die Abbildungen 2 und 3 das zugehörige Eingangssignal. Aufgetragen sind die jeweiligen Größen als Funktion der Zeit zu bestimmten Werten des Homotopieparameters σ . Die Werte des Parameters σ ergeben sich aus der automatischen Schrittweitensteuerung bei der Lösung des Anfangswertproblems.

In diesem Abschnitt wird die vorgeschlagene Entwurfsmethode mit drei üblichen Methoden zur Regelung nichtlinearer Systeme verglichen, nämlich mit der

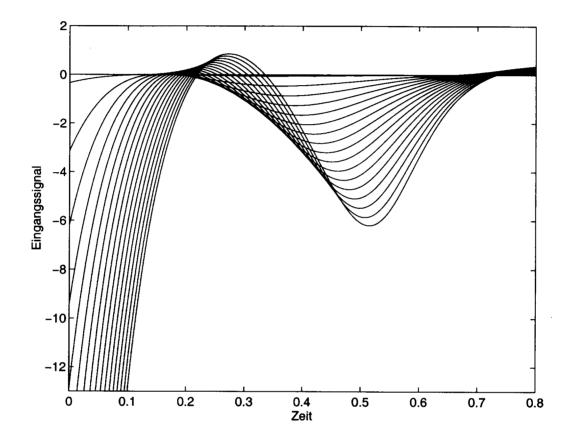


Abbildung 2: Zeitlicher Verlauf des Eingangssignals für das Beispielsystem (vergrößerter Ausschnitt), gesteuert mit der Homotopie-Steuerung. Aufgetragen sind die Werte von $u(t,\sigma)-\bar{u}(t)$ als Funktion der Zeit t für jeweils ein festes $\sigma\in[0,1]$. Die verschiedenen Kurven entsprechen verschiedenen Werten des Parameters σ

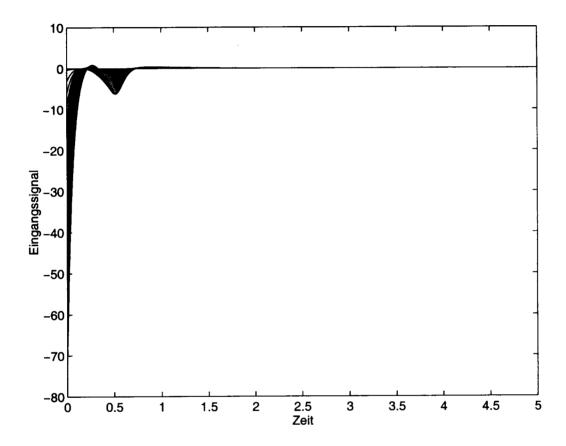


Abbildung 3: Zeitlicher Verlauf des Eingangssignals für das Beispielsystem, gesteuert mit der Homotopie-Steuerung. Aufgetragen sind die Werte von $u(t,\sigma)-\bar{u}(t)$ als Funktion der Zeit t für jeweils ein festes $\sigma\in[0,1]$. Die verschiedenen Kurven entsprechen verschiedenen Werten des Parameters σ

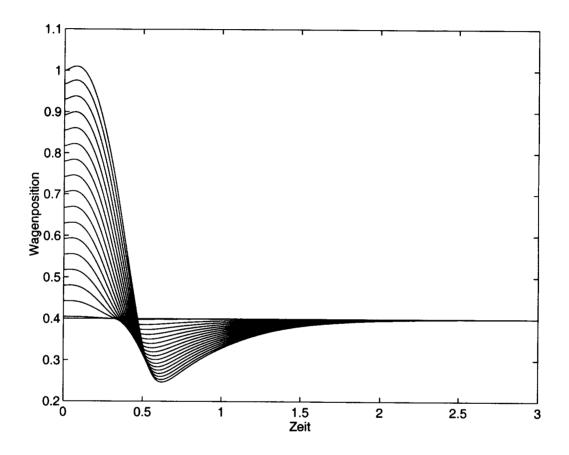


Abbildung 4: Zeitlicher Verlauf der Wagenposition für das Beispielsystem, gesteuert mit der Homotopie-Steuerung. Die Ausgangsposition des Wagens wurde zwischen 0,4 und 1,0 variiert, entsprechend den Werten $\sigma \in [0,1]$ für den Homotopieparameter. Aufgetragen sind die Werte von $x(t,\sigma) - \bar{x}(t)$ als Funktion der Zeit t für jeweils ein festes $\sigma \in [0,1]$. Die verschiedenen Kurven entsprechen verschiedenen Werten des Parameters σ

nichtlinearen optimalen Regelung [4, 14], der LQ-optimalen Regelung [2] und der Eingangs-Ausgangs-Linearisierung [16].

Zuerst wird für das Beispielsystem mit den Zustandsdifferentialgleichungen (35) – (38) ein nichtlinearer optimaler Regler [4, 14] entworfen. Es wird der Güteindex

$$\mathcal{J}(x,u) = \frac{1}{2}x^{\mathrm{T}}(t_f)Sx(t_f) + \frac{1}{2}\int_0^{t_f} (x^{\mathrm{T}}(t)Qx(t) + u^{\mathrm{T}}(t)Ru(t))dt$$
 (42)

für die feste Endzeit $t_f = 5$ minimiert, wobei Q = 5I, R = 0.001 und S = 0.1I gewählt werden. Mit den adjungierten Variablen (Lagrange-Multiplikatoren) $p(t) = [p_1(t), \ldots, p_4(t)]^T$ ist die Hamiltonsche Funktion durch

$$\mathcal{H}(x(t), u(t), p(t)) = \frac{1}{2} x^{\mathrm{T}}(t) Q x(t) + \frac{1}{2} u^{\mathrm{T}}(t) R u(t) + p^{\mathrm{T}}(t) f(x(t), u(t))$$
(43)

gegeben. Aus der Minimum-Bedingung

$$\frac{\partial \mathcal{H}}{\partial u}(x(t), u(t), p(t)) = 0 \tag{44}$$

erhält man das optimale Eingangssignal

$$u(t) = -\frac{p_2(t)}{R(x_3(t) + 0.4)^2},\tag{45}$$

und die adjungierten Gleichungen lauten

$$\dot{p}(t) = -\frac{\partial \mathcal{H}}{\partial x}(x(t), u(t), p(t)). \tag{46}$$

Um den optimalen Regler zu berechnen, werden die Zustandsdifferentialgleichungen (35) – (38) und die adjungierten Gleichungen (46) gelöst. Dabei werden die Gl. (45) und die Randbedingungen $x(0) = x_0$ und $p(t_f) = Sx(t_f)$ berücksichtigt. Die in den Abbildungen 5 und 6 vorgestellten nummerischen Ergebnisse wurden mit dem FORTRAN-Programm BOUNDSCO [22] berechnet, das auf dem Prinzip der Mehrzielmethode (siehe z.B. [31]) basiert.

Als nächstes wird ein LQ-optimaler Regler mit vorgegebenen Grad an Stabilität entworfen (siehe z.B. [2], Kapitel 4, S. 68). Dazu ist es nötig, dass das System im Nullpunkt einen Gleichgewichtspunkt besitzt. Dies kann durch die Transformation

$$\tilde{u}(t) = x(t) - \sqrt{26}t, \tag{47}$$

$$\tilde{x}_1(t) = x_1(t) - \sqrt{26}t, \tag{48}$$

$$\tilde{x}_2(t) = x_2(t) - \sqrt{26}, \tag{49}$$

$$\tilde{x}_3(t) = x_3(t) - 0.4,$$
 (50)

$$\tilde{x}_4(t) = x_4(t) \tag{51}$$

erreicht werden (vgl. hierzu [25]). Das transformierte System wird im Nullpunkt linearisiert, d.h. es wird $A_0 = (\partial \tilde{f}/\partial \tilde{x})(0,0)$ und $B_0 = (\partial \tilde{f}/\partial \tilde{u})(0,0)$ berechnet. Danach wird die algebraische Riccati-Gleichung

$$(A_0^{\mathrm{T}} + \alpha I)P_0 + P_0(A_0 + \alpha I) - K_0^{\mathrm{T}}RK_0 + Q = 0.$$
 (52)

gelöst. Die Rückführmatrix ist damit nach

$$k^{\mathrm{T}} = K_0 = -R^{-1}B_0^{\mathrm{T}}P_0 \tag{53}$$

und das Eingangssignal durch $\tilde{u}(t) = k^{\mathrm{T}} \tilde{x}(t)$ gegeben. Mit $\alpha = 2$, Q = I und R = 1 erhält man

$$k^{\mathrm{T}} = [14,2424 \quad -3,4300 \quad -71,0451 \quad -10,0565].$$
 (54)

Mit diesem LQ-optimalen Regler erhält man ein gutes Einschwingverhalten für kleine Anfangsauslenkungen. Für größere Auslenkungen wird der Wagen jedoch nicht in die Gleichgewichtslage zurückgesteuert (siehe Abbildung 5).

Zuletzt wird eine Eingangs-Ausgang-Linearisierung [16] auf das Beispielsystem angewendet. Es wird die Abweichung der Wagenposition von der Ruhelage $y(t) = x_3(t) - 0.4$ als Ausgang gewählt. Wird dieser Ausgang dreimal nach der Zeit differenziert, so ergibt sich unter Beachtung der Gln. (35) – (38)

$$y^{(3)}(t) = \psi(x(t)) + \gamma(x(t))u(t), \tag{55}$$

wobei die Abkürzungen

$$\psi(x(t)) = -\frac{2x_1(t)x_2(t)}{x_3(t)} - 3x_2^2(t)x_4(t) - x_4(t)$$
 (56)

und

$$\gamma(x(t)) = \frac{2x_2(t)}{x_3(t)}$$
 (57)

eingeführt wurden. Mit dem Eingangssignal

$$u(t) = -\frac{\psi(x(t))}{\nu(x(t))} + \frac{v(t)}{\nu(x(t))}$$
 (58)

wird das System auf eine Integratorkette mit dem Eingang v(t) transformiert. Die Eigenwerte des linearisierten Systems werden alle auf -5 vorgegeben. Die Nulldynamik berechnet sich aus Gl. (35), indem $x_2(t) = \sqrt{26}$ gesetzt wird, zu

$$x_1(t) = \sqrt{26}t + \text{const.}$$
 (59)

Aus Gl. (59) folgt, dass zwischen $x_1(t)$ und dem entsprechendem Wert der Referenztrajektorie $\bar{x}_1(t) = \sqrt{26}t$ eine konstante Abweichung herrscht, d.h. das rückgekoppelte System ist stabil, jedoch nicht asymptotisch stabil.

Bei der nichtlinearen optimalen Regelung, der LQ-optimalen Regelung und der Eingangs-Ausgangs-Linearisierung handelt es sich um Standardmethoden, deren Vor- und Nachteile in der Literatur bereits ausführlich diskutiert wurden (siehe z.B. [5, 13, 30] zur Eingangs-Ausgangs-Linearisierung, [6] zur LQ-optimalen Regelung und [3, 23] zur nichtlinearen optimalen Rückkopplung).

Die Homotopie-Steuerung besitzt folgende Vorteile: Die benötigten analytischen Berechnungen (bestehend aus den Gln. (3) und (4)) sind einfach durchzuführen und es muss weder ein nummerisch heikles Zweipunkt-Randwertproblem gelöst werden, noch sind nichtlineare Transformationen nötig, die möglicherweise Singularitäten enthalten. Die Ungleichung (12) bildet eine explizite Schranke für die Werte aller Zustandsvariablen, die exponentiell mit der Zeit abnimmt. Die Zeitkonstante α , die die Geschwindigkeit der Abnahme bestimmt, wird über das linearisierte System vorgegeben (vgl. Gl. (8) und Gl. (12)).

Die Nachteile der Homotopie-Steuerung liegen vor allem in einer verhältnismäßig aufwendigen, wenn auch von den Rundungsfehlern her unproblematischen, nummerischen Auswertung; insbesondere im Hinblick auf die benötigte Rechenzeit. Für vorab zu lösende Steuerungsprobleme ist das unbedenklich, für eventuelle Echtzeitanwendungen könnte dies jedoch zu Schwierigkeiten führen.

6 Zusammenfassung

Der Aufsatz behandelt eine Methode zur Steuerung nichtlinearer Systeme. Diese Methode basiert auf einer zuverlässigen Methode zur Lösung von nichtlinearen Gleichungen und Optimierungsproblemen, den sogenannten Homotopieverfahren [1]. Durch Variation der Anfangsbedingung wird eine künstliche Parameterabhängigkeit eingeführt, und man erhält ein parameterabhängiges lineares Regelungsproblem, das z.B. durch lineare Regelung mit quadratischem Gütefunktional gelöst werden kann. Diese Aussage ist im Theorem in Abschnitt 2 formuliert. Der

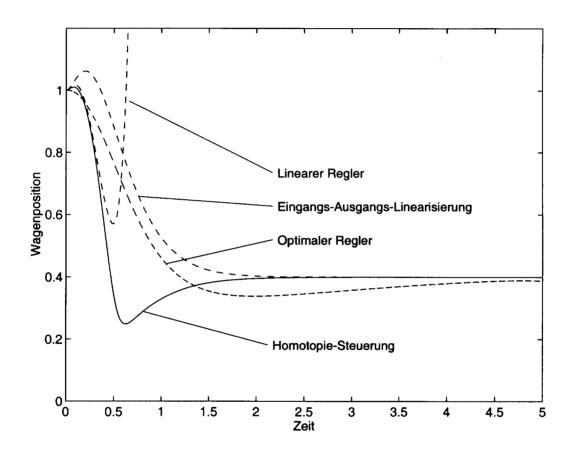


Abbildung 5: Zeitlicher Verlauf der Wagenposition für das Beispielsystem, gesteuert mit verschiedenen Verfahren

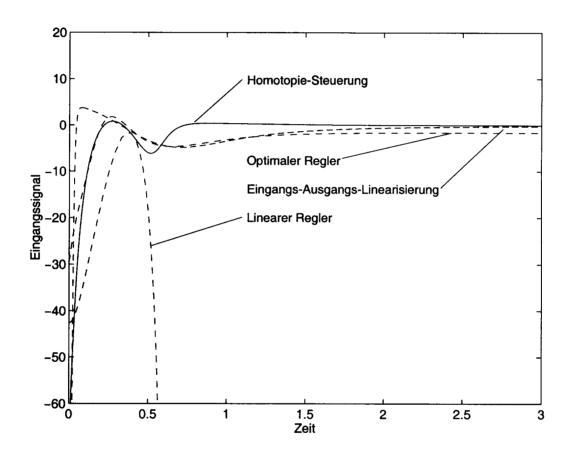


Abbildung 6: Zeitlicher Verlauf des Eingangssignals für das Beispielsystem, gesteuert mit verschiedenen Verfahren

Beweis dieses Theorems ist konstruktiv, d.h. er enthält eine explizite Vorschrift zur Berechnung der Steuerung für das nichtlineare System.

In Abschnitt 3 wird das vorgeschlagene Entwurfsverfahren auf ein hochgradig nichtlineares Beispielsystem angewendet. Nummerische Simulationen bestätigen, dass die Abweichung von Zielzustand schnell mit der Zeit abnimmt. Ein Vergleich mit der exakten Linerisierung zeigt, dass die Homotopiesteuerung auf eine sehr breite Klasse von nichtlinearen Systemen anwendbar ist, insbesondere auch auf Systeme mit undefinierter relative Ordnung oder instabiler Nulldynamik [13]. Hingegen ist aber auch der Entwurf der Homotopiesteuerung schwieriger als der Entwurf der exakten Linearisierung, weil umfangreiche nummerische Berechunungen durchgeführt werden müssen.

Die Homotopie-Steuerung hat ähnliche Vor- und Nachteile wie der nichtlineare optimale Regler: Gute Eigenschaften des geregelten Systems aber aufwendige nummerische Berechnungen. Obwohl zuverlässige und leistungsfähige Werkeuge wie bei der nichtlinearen optimalen Regelung [22] zur Zeit für die Homotopiesteuerung noch nicht zur Verfügung stehen, ist der nummerische Aufwand für den Entwurf der Homotopiesteuerung nicht notwendigerweise höher als beim nichtlinearen optimalen Regler. Daher ist die Homotopiesteuerung ein vielversprechendes Konzept und ein lohnendes Gebiet für zukünftige Forschungsaktivitäten.

Literatur

- [1] E.L. Allgower, K. Georg, *Numerical Continuation Methods*, Springer-Verlag, Berlin, 1990.
- [2] B.D.O. Anderson, J.B. Moore, *Linear Optimal Control*, Prentice-Hall, Englewood Cliffs, New Jersey, 1971.
- [3] M.H. Breitner, Construction of the optimal feedback controller for constrained optimal control problems with unknown disturbances, in *Computational Optimal Control*, R. Bulirsch, D. Kraft, eds., S. 147–162, Birkhäuser, Basel, 1994.
- [4] A.E. Bryson, Y.C. Ho, *Applied Optimal Control*, Ginn and Company, Waltham, 1969.
- [5] A.E. Byrnes, A. Isidori, Asymptotic stabilisation of minimum phase nonlinear systems. *IEEE Trans. Autom. Contr.*, Bd. AC-36, S. 1122–1136, 1991.

- [6] R.Y. Chiang, M.G. Safonov, *Robust Control Toolbox User's Guide*, The Mathworks, Natick, 1992.
- [7] P. Deuflhard, A stepsize control for continuation methods and its special application to multiple shooting techniques, *Numer. Math.*, Bd. 33, S. 115–146, 1979.
- [8] P. Deuflhard, A. Hohmann, *Numerische Mathematik I*, de Gruyter, Berlin, 1993.
- [9] N. DeVilliers und D. Glasser, A continuation method for nonlinear regression, SIAM J. Numer. Anal., Bd. 18, S. 1139–1154, 1981.
- [10] J. Dieudonne, Foundations of Modern Analysis, Academic Press, New York, 1969.
- [11] V.V. Dikoussar, Continuation methods in Boundary Value Problems, in *Computational Optimal Control*, R. Bulirsch, D. Kraft, eds., Birkhäuser, Basel, 1994.
- [12] J. Dunyak, J.L. Junkins, und L.T. Watson, Robust nonlinear least squares estimation using the Chow-Yorke homotopy method, AIAA Journal of Guidance, Control and Dynamics, Bd. 7, S. 752–755, 1984.
- [13] D. Enns, D. Bugajski, R. Hendrick und G. Stein, Dynamic inversion: an evolving methodology for flight control design, *Int. J. Control*, Bd. 59, S. 71–91, 1994.
- [14] W.H. Fleming, R.W. Rishel, *Deterministic and Stochastic Optimal Control*, Springer-Verlag, Berlin, 1975.
- [15] E.D. Goldstein, Classical Mechanics, Addison-Wesley, Reading, 1980.
- [16] Isidori, A. Nonlinear Control Systems, Springer-Verlag, Berlin, 1989.
- [17] A.H. Jazwinski, Stochastic Processes and Filtering Theory, Academic Press, New York, 1972.
- [18] J.L. Junkins und Y. Kim, Minimum sensitivity design method for output feedback controllers, in *Mechanics and Control of Large Flexible Structures*, J.L. Junkins, ed., AIAA, Washington, 1990.

- [19] P.T. Kabamba, R.W. Longman und S. Jian-Guo, A homotopy approach to the feedback stabilisation of linear systems, *AIAA Journal of Guidance, Control and Dynamics*, Bd. 10, S. 422–432, 1987.
- [20] E.W. Kamen, P.P. Khargonekar, und A. Tannenbaum, Control of slowly-varying linear systems, *IEEE Trans. Autom. Contr.*, Bd. 34, S. 1283–1285, 1989.
- [21] L.D. Landau, E.M. Lifschitz, Lehrbuch der Theoretischen Physik, Band 1: Mechanik, Akademie-Verlag, Berlin, 1973.
- [22] H.J. Oberle, BOUNDSCO Rechenprogramm, Institut für Angewandte Mathematik, Universität Hamburg, 1992.
- [23] H.J. Pesch, Real-time computation of feedback controls for constrained optimal control problems, part 1: neighbouring extremals, part 2: a correction method based on multiple shooting, *Optim. Control Appl. Methods*, Bd. 10, 1989.
- [24] K. Reif, K. Weinzierl, A. Zell und R. Unbehauen, A homotopy approach for nonlinear control synthesis, *IEEE Trans. Autom. Contr.*, Bd. AC-43, S. 1311–1318, 1998.
- [25] K. Reif, K. Weinzierl, A. Zell und R. Unbehauen, Nonlinear feedback stabilisation by tangential linearisation, *Int. J. Control*, Bd. 68, S. 673–687, 1997.
- [26] S.L. Richter, R.A. DeCarlo, Continuation methods: theory and applications, *IEEE Trans. Circuits Syst.*, Bd. CAS-30, S. 347–352, 1983.
- [27] D.E. Salane, A continuation approach for solving large-residual nonlinear least-squares problems, SIAM J. Sci. Stat. Comput., Bd. 8, S. 655–671, 1987.
- [28] S.M. Sharuz, und S. Behtash, Design of controllers for linear parameter-varying systems by the gain scheduling technique, *J. Math. Anal. Appl.*, Bd. 168, S. 195–217, 1992.
- [29] E.D. Sontag, Mathematical Control Theory, Springer-Verlag, New York, 1990
- [30] H.J. Sussmann, P.V. Kokotovic, The peaking phenomenon and the global stabilisation of nonlinear systems, *IEEE Trans. Autom. Contr.*, Bd. AC-36, S. 424–439, 1991.

- [31] J.S. Stoer, R. Bulirsch, *Introduction to Numerical Analysis*, SpringerVerlag, New York, 1993.
- [32] J.D. Turner, J.L. Junkins, Optimal large-angle single-axis rotations maneuvers of flexible spacecraft, *AIAA Journal of Guidance, Control and Dynamics*, Bd. 3, S. 578-585, 1980.

Dr.-Ing. Konrad Reif BMW Group 80788 München Deutschland

Email: konrad@reif.as

Internet: http://www.come.to/konrad.reif

Superimposing Controller Norm and Noise Rejection upon Robust Linear Quadratic Controllers

Alexander Weinmann, Senior Member IEEE

Abstract- Assessment of the actuating signal and influence of noise are superimposed upon linear quadratic control in continuous-time and discrete-time systems. Arising bounds and problems are made evident. Constraining is considered more important than following the exact pole location of the LQ design.

Index Terms - LQ controller, norm constraint, noise rejection

1 Introduction

In the literature, many papers are devoted to controllers yielding prescribed closed-loop behaviour subject to constraints of some other transfer matrix [4,5,9]. Constraints were investigated in the structure [7,12], concerning the control law or the minimum control effort necessary for pole allocation [6]. Minimizing or reducing the norm is carried out as equality or inequality condition [2,3,10,15]. Sometimes pole placement is only required as an approximate solution [8] or as a partial pole placement [14].

Usually, the resulting controller K in state space is not included in the design limits as far as the magnitude of its matrix elements is concerned. In this paper, linear quadratic

control design is augmented by controllers being subject to a specific norm of K or to the norm of noise/disturbance transfer function at given frequency. For noise of given frequency band, which is not located near the \sup_{ω} , the results in this paper are more reconciled to the given data than the general H_{∞} norm constraint [11,13].

Limitation of state controller norm $\|\mathbf{K}\|_F$ takes noise contamination (actuating variable amplitudes) into consideration. This is an approximation assuming high-frequency noise. Deterioration of x_j by noise is also realistic and considered as an approximation in case of replacing x_j by \hat{x}_j , which is observed with low-cost computational facilities. Although $\mathbf{K}\mathbf{x}$ determines the actuating signal \mathbf{u} , if contamination of x_j with noise is supposed given by a certain percentage, K_{ij} itself determines the deterioration of the actuating variable u_i by noise. Frobenius norm yields a consistent and an easily evolvable solution even though it is only an upper bound for the spectral norm.

In the following sections, continuous-time linear quadratic control is carried out by constraints in controller norm (Section 2), in the norm of noise/disturbance transfer function (Section 3) and as a robust solution for unidirectional uncertainty (Section 4). Finally a discrete-time problem is solved (Section 5). Four short examples are included for illustration.

2 Linear Quadratic Control with Superimposed Controller Norm

Consider an linear time-invarying system with $\mathbf{A} \in \mathcal{R}^{n \times n}$ and $\mathbf{B} \in \mathcal{R}^{n \times m}$ controllable. The norm $k_F = \|\mathbf{K}\|_F$ is considered as a measure for noise influence on actuating variable.

The ISE performance index on the states and actuating variable for given initials is determined by the weighting matrices $\mathbf{Q} \in \mathcal{R}^{n \times n}$ and $\mathbf{R} \in \mathcal{R}^{m \times m}$ or the matrix $\mathbf{P}_c \in \mathcal{R}^{n \times n}$

$$I = \int_0^\infty (\mathbf{x}^T \mathbf{Q} \mathbf{x} + \mathbf{u}^T \mathbf{R} \mathbf{u}) dt = \mathbf{x}^T(0) \mathbf{P}_c \mathbf{x}(0) . \tag{1}$$

For given symmetric weighting matrices \mathbf{Q} and \mathbf{R} , the Riccati equation is solved with respect to \mathbf{P}_c

$$\mathbf{A}^T \mathbf{P}_c + \mathbf{P}_c \mathbf{A} - \mathbf{P}_c \mathbf{B} \mathbf{R}^{-1} \mathbf{B}^T \mathbf{P}_c + \mathbf{Q} = \mathbf{0} . \tag{2}$$

Superimposing the condition of a fixed norm of the state controller $\mathbf{K} \in \mathcal{R}^{m \times n}$, find a new matrix $\mathbf{P} \in \mathcal{R}^{n \times n}$ such that $\mathbf{P}_c - \mathbf{P}$ is as small as possible in the norm sense and the Frobenius norm of $\mathbf{K} = -\mathbf{R}^{-1}\mathbf{B}^T\mathbf{P}$ minus \mathbf{K}_0 is subject to a fixed value k_F . Then, the combined criterium

$$\|\mathbf{P}_c - \mathbf{P}\|_F^2 + \mu \|\mathbf{K} - \mathbf{K}_0\|_F^2 \to \min_{\mathbf{P}}$$
 (3)

has to be minimized. For symmetric R,

tr
$$\{(\mathbf{P}_c - \mathbf{P})^T(\mathbf{P}_c - \mathbf{P})\} + \mu \text{ tr } \{(\mathbf{R}^{-1}\mathbf{B}^T\mathbf{P} - \mathbf{K}_0)^T(\mathbf{R}^{-1}\mathbf{B}^T\mathbf{P} - \mathbf{K}_0)\} \to \min_{\mathbf{P}}$$
 (4)

Differentiating with respect to **P** and using $\frac{\partial}{\partial \mathbf{M}}$ tr $\mathbf{MCM}^T \mathbf{A} = \mathbf{A}^T \mathbf{MC}^T + \mathbf{AMC}$ [1],

$$\mathbf{P} = (\mathbf{I} + \mu \mathbf{B} \mathbf{R}^{-2} \mathbf{B}^{T})^{-1} (\mathbf{P}_{c} - \mu \mathbf{B} \mathbf{R}^{-1} \mathbf{K}_{0}) . \tag{5}$$

From $\mathbf{K} = -\mathbf{R}^{-1}\mathbf{B}^T\mathbf{P}$ and $\|\mathbf{K}\|_F = k_F$ the Lagrange multiplier μ results.

In general, the new matrix \mathbf{P} is not symmetric, and a matrix \mathbf{Q} , resulting from the rewritten Riccati equation is neither symmetric nor positiv definite for μ big. The result \mathbf{K} is only a near-optimal linear quadratic controller, but close to it as far as it is admissible regarding the norm constraint of \mathbf{K} . In spite of these deviation from original LQ theory, good results are obtained for moderate μ even though classical assumptions are not achieved.

Separate performance and stability check is advisable as usual. Apart from classical methods, additional methods for checking stability are: (i) Reconsider the Riccati equation (for \mathbf{P}_c replaced by \mathbf{P}) and check the resulting \mathbf{Q} for positive definiteness $\mathbf{Q}>0$. (ii) From $\det(\mathbf{I} + \mu_G \mathbf{B} \mathbf{R}^{-2} \mathbf{B}^T) = 0$, there results $\mathbf{P} \to \infty$, hence stability is affected at $\mu_{Gi} = -1/\lambda_i [\mathbf{B} \mathbf{R}^{-2} \mathbf{B}^T]$.

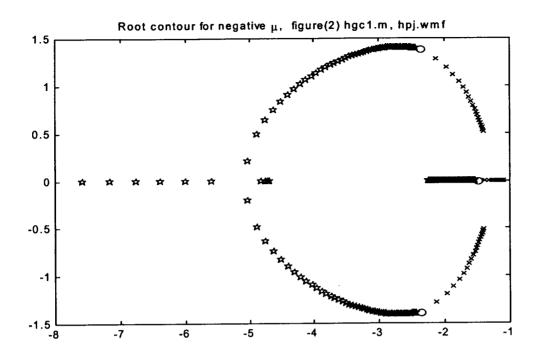


Figure 1: Root contour for the stable plant [4.7 > μ > 0 ('x'); 0 > μ > -0.73 ('*')]

Example 1. Stable plant: The coefficient matrix A possesses a triple pole at -1

$$\mathbf{A} = \begin{pmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ -1 & -3 & -3 \end{pmatrix}, \ \mathbf{B} = \begin{pmatrix} 0 & 0.5 \\ 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{pmatrix}, \mathbf{Q} = 3\mathbf{I}_3, \quad \mathbf{R} = \mathbf{I}_2, \ \mathbf{K}_0 = -0.2 \ \mathbf{B}^T.$$
 (6)

In Fig. 1, a root contour is presented for positive and negative μ when the closed-loop system is forced to the equality condition $\|\mathbf{K}\|_F = k_F$. In Fig. 1, for decreasing μ (increasing $\|\mathbf{K}\|_F$), the conjugate complex roots tend to the left. The original Riccati controller is represented by small circles at $\lambda[\mathbf{A} + \mathbf{B}\mathbf{K}] = -1.5$; $-2.39 \pm j1.4$. Stability is affected at $\mu_{G,i} = -0.8$; -1. (For $\mu < -6$ the root contour is entirely back in the left half of the s-plane.)

Example 2. Unstable plant: Example 2 is derived from Example 1 by changing the triple eigenvalues of A from -1 to +1. In Fig. 2 the root contour is presented for positive and negative μ using 'x' and 'pentagram', respectively. For $\mu > 2$, i.e. forcing the controller norm to $\|\mathbf{K}\|_F < 0.6$, the root contour enters the right half of the s-plane,

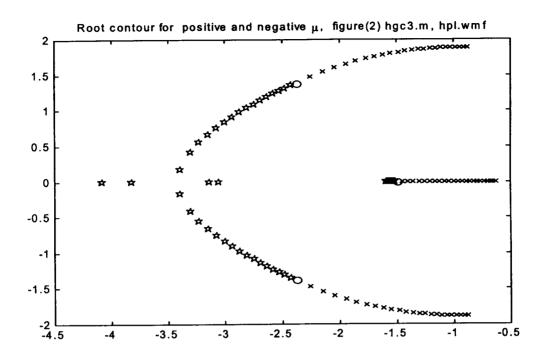


Figure 2: Root contour for the unstable plant $[0.69 > \mu > 0 \text{ ('x')}; 0 > \mu > -0.18 \text{ ('*')}]$ see Fig. 3.

3 Constraining the Noise Transfer Function

Replacing noise by an oscillation \mathbf{n}_r of given frequency ω_r , the actuating variable \mathbf{u}_r caused by additive contamination of \mathbf{x} by \mathbf{n}_r is

$$\mathbf{u}_{r} = \mathbf{T}_{un_{r}} \mathbf{n}_{r} \stackrel{\triangle}{=} \mathbf{K} [(j\omega_{r}\mathbf{I} - \mathbf{A} - \mathbf{B}\mathbf{K})^{-1}\mathbf{B}\mathbf{K} + \mathbf{I}]\mathbf{n}_{r} , \qquad \mathbf{T}_{un_{r}} \in \mathcal{C}^{m \times n} . \tag{7}$$

For $\omega_r \to \infty$, $\mathbf{T}_{un_r} \to \mathbf{K}$ results. Using Eq.(7) yields

Theorem 1: Minimizing

$$\|\mathbf{P}_c - \mathbf{P}\|_F^2 + \mu \|\mathbf{T}_{un_r}\|_F^2 \to \min_{\mathbf{P}}$$
 (8)

is achieved by P (see Appendix B) resulting from

$$\mathbf{P} - \mathbf{P}_c + \mu \mathbf{B} \mathbf{R}^{-1} \Re e \left\{ \mathbf{R}^{-1} \mathbf{B}^T \mathbf{P} [-(j\omega_r \mathbf{I} - \mathbf{A} + \mathbf{B} \mathbf{R}^{-1} \mathbf{B}^T \mathbf{P})^{-1} \mathbf{B} \mathbf{R}^{-1} \mathbf{B}^T \mathbf{P} + \mathbf{I} \right]$$

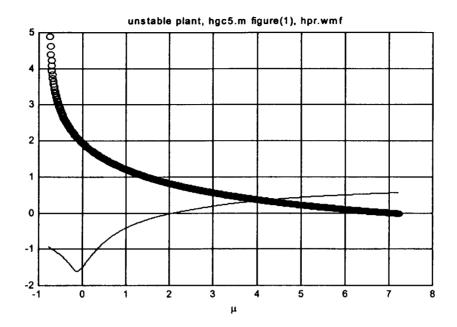


Figure 3: $\max_i \Re e \{\lambda_i[\mathbf{A} + \mathbf{B}\mathbf{K}]\}\$ and $\|\mathbf{K}\|_F$ ('o') versus μ for Example 2

+
$$[\mathbf{I} - \mathbf{B}^T (j\omega_r \mathbf{I} - \mathbf{A} + \mathbf{B}\mathbf{R}^{-1}\mathbf{B}^T\mathbf{P})^{-H}\mathbf{P}\mathbf{B}\mathbf{R}^{-1}]\mathbf{R}^{-1}\mathbf{B}^T\mathbf{P}$$

× $[(j\omega_r \mathbf{I} - \mathbf{A} + \mathbf{B}\mathbf{R}^{-1}\mathbf{B}^T\mathbf{P})^{-1}\mathbf{B}\mathbf{R}^{-1}\mathbf{B}^T\mathbf{P} - \mathbf{I}]$
× $\mathbf{P}\mathbf{B}\mathbf{R}^{-1}\mathbf{B}^T (j\omega_r \mathbf{I} - \mathbf{A} + \mathbf{B}\mathbf{R}^{-1}\mathbf{B}^T\mathbf{P})^{-H} \} = \mathbf{0}$. (9)

4 Robustness for Unidirectional Uncertainty

Presupposing that accessory checks point out that stability is not affected, consider $\mathbf{E} = \varepsilon \mathbf{E}_o$ as an additive-type uncertainty of \mathbf{A} and define an index of performance I_R corresponding to the mean of norms of the solutions \mathbf{P} for all ε . The index of performance is assumed

$$I_R \stackrel{\triangle}{=} \int_{-\varepsilon_0}^{\varepsilon_1} \|\mathbf{P}(\varepsilon) - \mathbf{P}(\varepsilon_L)\|_F^2 \ d\varepsilon + \mu \|\mathbf{K}_L(\varepsilon_L)\|_F^2 \ \to \ \min_{\varepsilon_L} \ . \tag{10}$$

Optimality in the sense of robustness is obtained by minimizing this index of performance. The uncertainty parameter ε_L is selected such that it is the basis for the best controller \mathbf{K}_L with reference to Eq.(10).

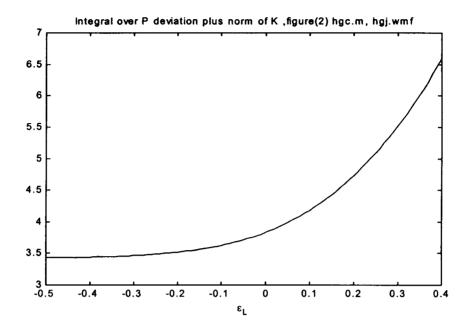


Figure 4: Integral I_R versus ε_L

Example 3. Robust controller: For the data of Example 1 and the uncertainty

$$\mathbf{E}_o = \begin{pmatrix} 2 & 1 & -0.2 \\ -3 & 1 & 0.1 \\ 1.35 & -1 & -0.1 \end{pmatrix} , \tag{11}$$

the result of Eq.(10) versus ε_L in the range $\varepsilon_L = -0.5...0.4$ and for $\mu = 1.05$ are depicted in Fig. 4, indicating that the optimum controller is based on $\varepsilon_L = -0.47$. It heavily differs from the mean value of the uncertainty parameter $\varepsilon_{mean} = -0.05$.

The root contours for $\mathbf{A} + \varepsilon \mathbf{E}_o + \mathbf{B} \mathbf{K}$ and $\mathbf{A} + \varepsilon \mathbf{E}_o + \mathbf{B} \mathbf{K}_L$ are parameterized with ε and presented in Figs. 5 and 6. Comparison shows that \mathbf{K}_L is by far the better solution.

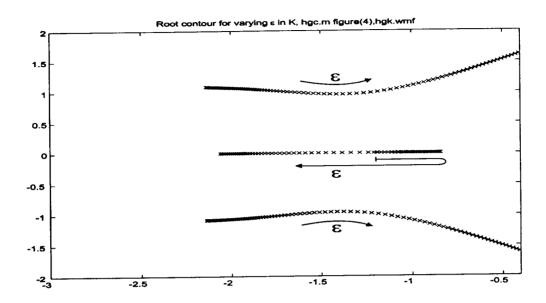


Figure 5: Root contour of $\mathbf{A} + \varepsilon \mathbf{E}_o + \mathbf{B} \mathbf{K}$ parametrized with ε

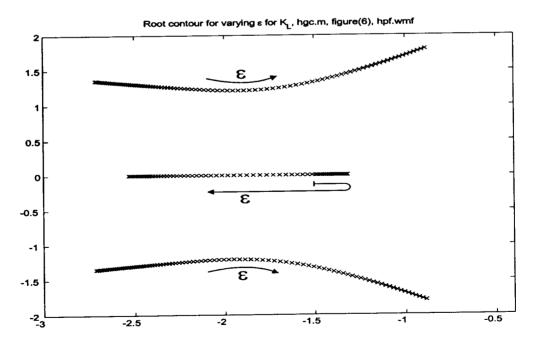


Figure 6: Root contour of $\mathbf{A} + \varepsilon \mathbf{E}_o + \mathbf{B} \mathbf{K}_L$ parametrized with ε

5 Discrete-time Systems

Using Φ , \mathbf{W}_2 , \mathbf{P} , \mathbf{Q} , $\frac{\partial f}{\partial \mathbf{P}} \in \mathcal{R}^{n \times n}$; $\Psi \in \mathcal{R}^{n \times m}$; \mathbf{R} , $\mathbf{W}_1 \in \mathcal{R}^{m \times m}$, the system, the index of performance I and the appropriate algebraic equation for \mathbf{P}_c are [11]

$$\mathbf{x}(k+1) = \mathbf{\Phi}(T)\mathbf{x}(k) + \mathbf{\Psi}\mathbf{u}(k) \qquad \mathbf{u}(k) = \mathbf{K}_c\mathbf{x}(k)$$
 (12)

$$\mathbf{K}_c = -(\mathbf{\Psi}^T \mathbf{P}_c \mathbf{\Psi} + \mathbf{R})^{-1} \mathbf{\Psi}^T \mathbf{P}_c \mathbf{\Phi} \in \mathcal{R}^{m \times n}$$
 (13)

yielding
$$\min_{\mathbf{K}_c} I = \sum_{0}^{\infty} \mathbf{x}^{T}(k) \mathbf{Q} \mathbf{x}(k) + \mathbf{u}^{T}(k) \mathbf{R} \mathbf{u}(k)$$
 for \mathbf{P}_c of (14)

$$\mathbf{P}_c - \mathbf{\Phi}^T \mathbf{P}_c \mathbf{\Phi} - \mathbf{\Phi}^T \mathbf{P}_c \mathbf{\Psi} (\mathbf{\Psi}^T \mathbf{P}_c \mathbf{\Psi} + \mathbf{R})^{-1} \mathbf{\Psi}^T \mathbf{P}_c \mathbf{\Phi} - \mathbf{Q} = \mathbf{0} . \tag{15}$$

The deviation \mathbf{P} from \mathbf{P}_c should be minimized with respect to \mathbf{P} subject to the equality condition Eq.(17) for the norm of \mathbf{K} weighted by appropriate matrices \mathbf{W}_1 and \mathbf{W}_2

$$I_P \stackrel{\triangle}{=} \|\mathbf{P}_c - \mathbf{P}\|_F^2 + \mu \|\mathbf{W}_1 \mathbf{K} \mathbf{W}_2\|_F^2 \to \min_{\mathbf{P}}$$
 (16)

$$f \stackrel{\triangle}{=} \|\mathbf{W}_1 \mathbf{K} \mathbf{W}_2\|_F^2 = \|\mathbf{W}_1 (\mathbf{\Psi}^T \mathbf{P} \mathbf{\Psi} + \mathbf{R})^{-1} \mathbf{\Psi}^T \mathbf{P} \mathbf{\Phi} \mathbf{W}_2\|_F^2 . \tag{17}$$

Theorem 2: Solving Eq.(16) (see Appendix A), the result in **P** is given by $f(\mathbf{P}) = k_P$ and

$$2(\mathbf{P} - \mathbf{P}_c) + \mu \frac{\partial f}{\partial \mathbf{P}} = 2(\mathbf{P} - \mathbf{P}_c) + \mu 2\Psi (\Psi^T \mathbf{P} \Psi + \mathbf{R})^{-1} \mathbf{W}_1^T \mathbf{W}_1$$
$$\times (\Psi^T \mathbf{P} \Psi + \mathbf{R})^{-1} \Psi^T \mathbf{P} \Phi \mathbf{W}_2 \mathbf{W}_2^T \Phi [\mathbf{I} - \Psi (\Psi^T \mathbf{P} \Psi + \mathbf{R})^{-1} \Psi^T \mathbf{P}]^T = \mathbf{0} . \tag{18}$$

Example 3. Discrete-time multivariable System: Use the data A, B of Example 1 and $\mathbf{Q}=2\mathbf{I}_3,\ \mathbf{R}=0.4\mathbf{I}_2,\ T=0.01,\ \mathbf{W}_1=\mathrm{diag}\{0,5\},\ \mathbf{W}_2=\mathbf{I}_3,\ \Phi=e^{\mathbf{A}T}, \Psi=\mathbf{A}^{-1}(\Phi-\mathbf{I}_3)\mathbf{B}$. Then the results are

$$\mathbf{K}_{c} = \begin{pmatrix} -0.8 & -1.6 & 0.1 \\ -4.4 & 2.7 & 0.7 \end{pmatrix}, \qquad \|\mathbf{W}_{1}\mathbf{K}_{c}\mathbf{W}_{2}\|_{F} = 26.02, \qquad (19)$$

$$\mathbf{K} = \begin{pmatrix} -0.85 & -1.56 & 0.1 \\ 0.36 & 0.23 & 0.06 \end{pmatrix}, \qquad \|\mathbf{W}_1 \mathbf{K} \mathbf{W}_2\|_F = 2.17$$
 (20)

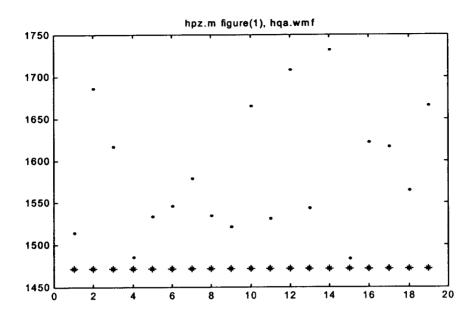


Figure 7: Minimum performance I_P (' \star ') and I_P for perturbed K ('dots')

and $I_P=1472$, presenting the desired norm restriction. If the second actuating variable u_2 happens to be very sensitive versus disturbances, the second row in K is concerned. To obtain 2.17 for the weighted norm of K, $\mu=598$ is required.

The result min I_P resulting for the above K is depicted in Fig. 7. In addition, K is nineteen times randomly perturbed and the appropriate results are included in Fig. 7 to demonstrate the optimum.

Example 4. Sensitivity versus noise in Example 3: Additive noise on x_2 has less influence on u_2 , if $W'_1 = I_2$ and $W'_2 = \text{diag}\{1, 4, 1\}$ are chosen, yielding

$$\mathbf{K}' = \begin{pmatrix} -0.08 & -0.01 & 0.007 \\ -0.36 & 0.01 & 0.06 \end{pmatrix}, \qquad \|\mathbf{W}_1 \mathbf{K}' \mathbf{W}_2'\|_F^2 = 1.9 \text{ and } I_P' = 1337. \quad (21)$$

The results are given in Fig. 8, including random perturbation of \mathbf{K}' .

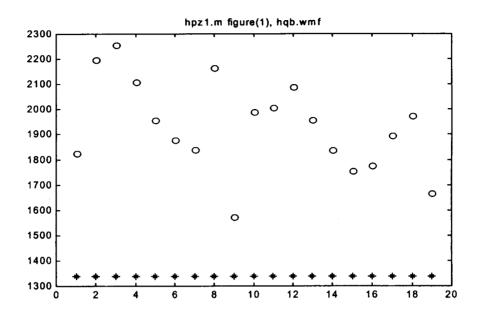


Figure 8: I_P' resulting for \mathbf{W}_2'

6 Additional Opportunities

Approximating contraints of signal amplitudes as such can be obtained by including $\|\mathbf{K}\mathbf{x}\|_F$ or $\|\mathbf{F}_{un_r}\mathbf{n}_r\|_F$ which only is a matter of scaling. Frobenius norm does not only render the problem solvable but is an upper bound on spectral norm which substantiates the practical importance.

Stability and the influence of uncertainties, particularly unidirectional ones, are checked via root locus method. Stabilizing conditions can be additionally superimposed on the problem; this is the topic of separate papers in preparation.

Symmetrizing \mathbf{P} can be forced by valuating the difference between \mathbf{P}_c and the symmetric part $\mathbf{P} + \mathbf{P}^T$. The results \mathbf{P} can be utilized for redesigning the settings in \mathbf{Q} or \mathbf{R} in order to state the original and exact LQ problem with better approximation of the norm constraints. For nonsymmetric weighting matrices see Appendix C.

For each μ , a controller **K** and an accompanying \mathbf{K}_r is derived where \mathbf{K}_r results from symmetrized **Q**. The norm values $\|\mathbf{K}\|_F$ and $\|\mathbf{K}_r\|_F$ are depicted and compared in Fig. 9.

Checking positive definiteness of Q demands checking positiveness of all (three) suc-

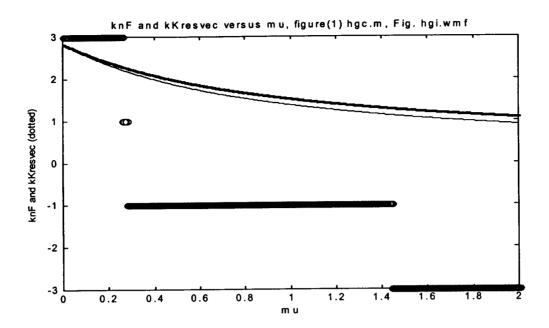


Figure 9: Frobenius norm of controllers K, K_r ('thin') and auxiliary checking variable c_v ('o') checking positive definiteness

cessive main subdeterminants q_i . The signs of these subdeterminants $sign\{q_i\}$ are added, resulting in an auxiliary checking variable c_v in Fig. 9. Only for values equal to three, positive definiteness holds.

7 Conclusion

Controllers were derived from linear quadratic controllers, which are subject to conditions on the norm of noise transfer function at a specified frequency. The high-frequency-based result for the state controller norm is an approximation or initial condition for the numerical evaluation. The presented controllers operate well even beyond the vicinity of classical LQ solutions.

To check stability, several possibilities are offered.

The methods presented are appropriate for redesigning the weighting matrix settings in order to adequately include the norm constraints or signal amplitude constraint approximations.

Continuous-time and discrete-time characteristic cases were investigated and illustrated by four examples. Numerical implementation requires only standard Riccati equation and matrix equation solver.

Appendix

A Norm Derivative

Consider scalar functions f and g from applying the trace, and consider $\Delta \mathbf{P}$ small in the norm sense, then $f(\mathbf{P} + \Delta \mathbf{P}) - f(\mathbf{P})$ is reduced to $g(\Delta \mathbf{P})$ by using $\text{tr}\{\mathbf{AB}\} = \text{tr}\{\mathbf{BA}\}$,

$$(\mathbf{P} + \Delta \mathbf{P})^{-1} \doteq \mathbf{P}^{-1} - \mathbf{P}^{-1} \cdot \Delta \mathbf{P} \cdot \mathbf{P}^{-1} \quad \text{and} \quad \frac{\partial}{\partial \mathbf{M}} \operatorname{tr} \{ \mathbf{G} \mathbf{M}^T \} = \mathbf{G} .$$
 (22)

By separating G, finally one has $\frac{\partial f(\mathbf{P})}{\partial \mathbf{P}} = \mathbf{G}$, resulting from

$$f(\mathbf{P} + \Delta \mathbf{P}) - f(\mathbf{P}) \stackrel{\triangle}{=} g(\Delta \mathbf{P}) \stackrel{\triangle}{=} \operatorname{tr} \left\{ \mathbf{G} \cdot \Delta \mathbf{P}^T \right\} \quad \leadsto \quad \frac{\partial f(\mathbf{P})}{\partial \mathbf{P}} = \mathbf{G} .$$
 (23)

B Derivative of T_{un_r} with Respect to P

$$\mathbf{T}_{un_r}$$
 as a function of $(\mathbf{P} + \Delta \mathbf{P}) = \mathbf{R}^{-1} \mathbf{B}^T (\mathbf{P} + \Delta \mathbf{P}) \times$

$$\times [(j\omega_r \mathbf{I}_n - \mathbf{A} + \mathbf{B} \mathbf{R}^{-1} \mathbf{B}^T \mathbf{P} + \mathbf{B} \mathbf{R}^{-1} \mathbf{B}^T \Delta \mathbf{P})^{-1} \mathbf{B} \mathbf{K} + \mathbf{I}_n]$$
(24)

$$\stackrel{\triangle}{=} \mathbf{N}_1 \Delta \mathbf{P} \mathbf{N}_2 + \mathbf{N}_3 \Delta \mathbf{P} \mathbf{N}_4 + \mathbf{N}_5 + \Re(\Delta \mathbf{P}^2) \tag{25}$$

where $\mathbf{M} \in \mathcal{R}^{n \times n}$; \mathbf{N}_1 , \mathbf{N}_3 , $\mathbf{N}_5 \in \mathcal{C}^{m \times n}$; $\mathbf{\Phi}$, \mathbf{N}_2 , $\mathbf{N}_4 \in \mathcal{C}^{n \times n}$

$$\mathbf{N}_1 = (\mathbf{I}_m - \mathbf{R}^{-1} \mathbf{B}^T \mathbf{P} \mathbf{\Phi} \mathbf{B}) \mathbf{R}^{-1} \mathbf{B}^T, \quad \mathbf{N}_2 = \mathbf{\Phi} \mathbf{B} \mathbf{K}, \qquad (26)$$

$$\mathbf{N}_3 = \mathbf{R}^{-1} \mathbf{B}^T, \quad \mathbf{N}_4 = \mathbf{I}_n \tag{27}$$

$$\mathbf{N}_5 = \mathbf{R}^{-1} \mathbf{B}^T \mathbf{P} (\mathbf{\Phi} \mathbf{B} \mathbf{K} + \mathbf{I}_n) , \quad \mathbf{\Phi} = (j\omega_r \mathbf{I} - \mathbf{A} + \mathbf{B} \mathbf{R}^{-1} \mathbf{B}^T \mathbf{P})^{-1} . \tag{28}$$

Using H for Hermite (conjugate transpose)

$$\frac{\partial}{\partial \mathbf{M}} \quad \|\mathbf{N}_{1}\mathbf{M}\mathbf{N}_{2} + \mathbf{N}_{3}\mathbf{M}\mathbf{N}_{4} + \mathbf{N}_{5}\|_{F}^{2} = 2\Re e \left\{\mathbf{N}_{3}^{H}(\mathbf{N}_{1}\mathbf{M}\mathbf{N}_{2} + \mathbf{N}_{3}\mathbf{M}\mathbf{N}_{4} + \mathbf{N}_{5})\mathbf{N}_{4}^{H} + \mathbf{N}_{1}^{H}(\mathbf{N}_{1}\mathbf{M}\mathbf{N}_{2} + \mathbf{N}_{3}\mathbf{M}\mathbf{N}_{4} + \mathbf{N}_{5})\mathbf{N}_{2}^{H}\right\}, \tag{29}$$

the derivative results as

$$\frac{\partial \|\mathbf{T}_{un_{r}}\|_{F}^{2}}{\partial \mathbf{P}} = \frac{\partial \|\mathbf{T}_{un_{r}}\|_{F}^{2}}{\partial \Delta \mathbf{P}} = 2\Re e \left\{ \mathbf{N}_{3}^{H} (\mathbf{N}_{1} \Delta \mathbf{P} \ \mathbf{N}_{2} + \mathbf{N}_{3} \Delta \mathbf{P} \ \mathbf{N}_{4} + \mathbf{N}_{5}) + \mathbf{N}_{1}^{H} (\mathbf{N}_{1} \Delta \mathbf{P} \ \mathbf{N}_{2} + \mathbf{N}_{3} \Delta \mathbf{P} \ \mathbf{N}_{4} + \mathbf{N}_{5}) \mathbf{N}_{2}^{H} \right\}_{\Delta \mathbf{P} = \mathbf{0}}$$
(30)

$$=2\Re e \left\{ \mathbf{N}_{3}^{H}\mathbf{N}_{5}\mathbf{N}_{4}^{H}+\mathbf{N}_{1}^{H}\mathbf{N}_{5}\mathbf{N}_{2}^{H}\right\} . \tag{31}$$

C Nonsymmetric Weighting Matrices

Nonsymmetric matrices \mathbf{Q} and \mathbf{R} are not wrong. But since the nondiagonal elements yield $(Q_{ij} + Q_{ji})x_ix_j$ $(i \neq j)$ in the performance expressions, symmetry is selected for the settings usually. If \mathbf{Q} should have been supposed nonsymmetric, the appropriate Riccati equation is determined by the symmetric part (or arithmetic mean value) $0.5(\mathbf{Q} + \mathbf{Q}^T)$ and $0.5(\mathbf{R} + \mathbf{R}^T)$.

References

- [1] J.W. Brewer, "Kronecker products and matrix calculus in system theory," *IEEE-Trans.*, vol. CAS-25, pp. 772-781, 1978.
- [2] H. Bühler, "Minimierung der Norm des Rückführvektors bei der Polvorgabe," Automatisierungstechnik, vol. 34, pp. 152-155, 1986.

- [3] R.G. Cameron, "New pole assignment algorithm with reduced norm feedback matrix," IEEE Proceedings, Part D: Control Theory and Applications, vol. 135, pp. 111-118, 1988.
- [4] J.C. Doyle, K. Glover, P.P. Khargonekar and B.A. Francis, "State-space solutions to standard H_2 and H_{∞} control problems", IEEE Trans. on Automatic Control 34, pp. 831-847, 1989.
- [5] K. Glover and J.C. Doyle, "State-space formulae for all stabilizing controllers that satisfy an H_{∞} -norm bound and relations to risk sensitivity", Systems & Control Letters, pp.167-172, 1988.
- [6] M. Ibbini and M. Amin, "State feedback controller with control effort," Control -Theory and Advanced Technology, vol. 9, pp. 1003-1013, 1993.
- [7] S.S. Keerthi and M.S.Phatak, "Regional pole placement of multivariable systems under control structure constraints," *IEEE Trans. on Automatic Control*, vol. AC-40, pp. 272-276, 1995.
- [8] M. Lilja and K.H. Aström, "Approximate pole placement approach," J. of Guidance, Control, and Dynamics, vol. 15, pp.1082-1086, 1992.
- [9] B. V Lintereur and L.K. McGovern, "Constraint H₂ design via convex optimization applied to precision pointing attitude control", Proc. IEEE Conference on Decision and Control 2, pp. 1389-1394, 1997.
- [10] D. Mehdi, M. Zasadzinski and O. Guinard, "Pole assignment with inequality constraints on the control law", *IEEE Conf. on Control Applications*, vol. 1, pp. 207-208, 1994.
- [11] E. Nobuyama and P.P. Khargonekar, "New results on H_2 suboptimal state feedback control with an H_{∞} constraint", Proc. ACC Part 2, pp. 2236-2240, 1994.
- [12] A. Piazzi, "Pole placement under structural constraints", IEEE-Trans. on Automatic Control, vol. AC-35, pp. 759-761, 1990.

- [13] M.A. Rotea and T. Iwasaki, "Generalized H_2H_{∞} control: general formulas", Proc. IEEE Conference on Decision and Control 3, pp. 3158-3163, 1995.
- [14] K. Sugimoto, "Partial pole placement by LQ regulators: an inverse problem approach," IEEE Trans. on Automatic Control, vol. AC-43, pp. 706-708, 1998.
- [15] A. Weinmann, "Optimum system matrix assignment subject to limited controller effort", IEEE Conference on Decision and Control, Phoenix, vol. WeA04, pp. 1421-1426, 1999.
- [16] D.A.Wilson, M.A. Nekoui and G.D. Halikias, "An LQR weight selection approach to the discrete generalized H₂ control problem", Int. J. Control 71, pp. 93-101, 1998.
 - O. Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Alexander Weinmann
 Head of the Institute of Control Engineering
 Vienna University of Technology

Gußhausstraße 27, A-1040 Vienna, Tel. +43 1 58801*37500, Fax +43 1 58801*37599 email: weinmann@iert.tuwien.ac.at

Zeitoptimale Bahngeschwindigkeitsplanung für Konturregelungen

W. Prechelmacher, R. Noisser Institut für Elektrische Regelungstechnik, TU Wien, Österreich

Kurzfassung

Für eine biaxiale kartesische Konturregelung auf Servomotor-Basis wird ein Verfahren zur Gewinnung einer zeitoptimalen Bahngeschwindigkeit sowie der dazugehörenden Momentbzw. Kräfte- und Sollwertverläufe vorgestellt, bei dem in Erweiterung diesbezüglicher bekannter Verfahren sowohl zulässige Maximalwerte für Momente, Motordrehzahlen und Bahngeschwindigkeit als auch die Reibung durch Einbezug eines Reibungsmodells mit coloumb'schen und viskosen Reibungskoeffizienten berücksichtigt werden. Neben einer analytischen Behandlung wird für dieses Verfahren eine sehr anschauliche graphische Interpretation angegeben. Anschließend wird die Anwendung und Brauchbarkeit dieses Verfahrens an Hand eines realen Modellantriebssystems in Simulation und Echtzeit dargelegt.

1 Einleitung

In Produktionsprozessen tritt eine Vielzahl von Positionsregelkreisen auf, sei es bei Bestückungsautomaten oder bei Werkzeugmaschinen wie Fräsautomaten oder Strahlbearbeitungsmaschinen. Im allgemein muß dabei entweder eine Folge von festen Positionen im Raum angefahren werden (point-to-point-Regelung), oder der Werkzeugkopf beziehungsweise der Manipulator muß entlang einer vorgegebenen Kurve bewegt werden (Kontur-Regelung). Dabei wird zwecks Steigerung der Produktivität eine möglichst hohe Bearbeitungsgeschwindigkeit bei hoher Genauigkeit angestrebt. Unabhängig davon stellt sich die prinzipielle Frage, wie schnell ein Bearbeitungsvorgang unter Berücksichtigung von technologischen Grenzwerten des Fertigungsprozesses (maximale Geschwindigkeiten, max. Antriebskräfte bzw. -momente) im optimalen Fall durchgeführt werden kann.

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit zweiachsigen Konturregelungen. Es wird dazu für reibungsbehaftete Antriebssysteme ein Verfahren vorgestellt, das unter Berücksichtigung der erwähnten technologischen Grenzwerte nicht nur die minimale Zeit ermittelt, in der ein vorgegebener Bewegungsablauf abgewickelt werden kann, sondern vor allem auch die zugehörigen zeitoptimalen Momente bzw. Kräfte liefert, die zum Erzielen des vorgegebenen Bewegungsablaufes vom Antriebssystem aufzubringen sind.

Zur Ermittlung dieser zeitoptimalen Kräfte kann die Variationsrechnung in ihrer klassischen Form nicht herangezogen werden, da sie einen begrenzten Bereich der Steuergrößen (in diesem Fall der Kräfte) nicht berücksichtigt (Pfeiffer, F., Reithmeier, E., 1987). Im allgemeinen wird zur Lösung dieser Form von zeitoptimalen Steuerungsproblemen auf das Pontrjagin'sche Maximum-Prinzip (Pontrjagin, L. S., 1964) verwiesen. Es handelt sich dabei um eine Generalisierung von notwendigen Optimalitätsbedingungen aus der Variationsrechnung wie beispielsweise von Troch (Troch, I., 1995) ausgeführt wird, wobei unter anderem auch Beschränkungen der Steuergrößen zugelassen werden (Pfeiffer, F.,

Reithmeier, E., 1987). Die Anwendung des Maximumprinzips führt dabei auf ein nichtlineares Randwertproblem, das mit Ausnahme einiger einfacher Fälle geschlossen nicht lösbar ist und dessen Lösung auch bei Zuhilfenahme von numerischen Verfahren problematisch sein kann (Shin, K. G., McKay, N. D., 1985).

Für die Positionssteuerung von starren mechanischen Systemen entlang einer vorgegebenen Kontur läßt sich die Gewinnung von zeitoptimalen Antriebskräften aber auch auf einen Verfahrensweg zurückführen, der mehr vom physikalisch-kinematischen Verständnis geprägt ist. Generell werden dabei aus den axialen Beschränkungen der Antriebskräfte und Achsgeschwindigkeiten Begrenzungen der tangentialen Bahngeschwindigkeit und Bahnbeschleunigung ermittelt. Im weiteren wird durch numerische Integration entlang der vorgegebenen Kontur eine Abfolge von Teiltrajektorien mit maximaler bzw. minimaler Bahnbeschleunigung sowie maximaler Bahngeschwindigkeit berechnet, deren Kombination eine zeitoptimale Gesamttrajektorie ergibt. Hackstein (Hackstein, D., 1980) entwirft in seiner kartesisches Positioniersystem zweiachsiges ein starres für Dissertation Berücksichtigung von Reibungskräften ein derartiges Verfahren, das aber den Punkt der Umschaltung zwischen Trajektorien mit minimaler und maximaler Bahnbeschleunigung in manchen Fällen falsch ermittelt (siehe Abschnitt 7). Pfeifer et al. (Johanni, R., Pfeiffer, F., 1987) entwickeln ein ähnliches (korrektes) Verfahren für mehrachsige Roboter, ebenfalls ohne Berücksichtigung von Reibungskräften. Shin et al. (Shin, K.G., McKay, N.D., 1985) präsentieren in ihrer Arbeit einen vergleichbaren Algorithmus für mehrachsige Roboter, der zwar geschwindigkeitsproportionale Reibung, dafür aber keine Begrenzungen der axialen Geschwindigkeiten vorsieht.

Die vorliegende Arbeit baut teilweise auf den genannten Arbeiten auf und beschreibt ein Verfahren zur Gewinnung von zeitoptimalen Antriebskräften für ein zweiachsiges kartesisches Antriebssystem mit statischer und geschwindigkeitsproportionaler Reibung unter Berücksichtigung von Begrenzungen der axialen Antriebskräfte und der axialen Geschwindigkeiten. Im Rahmen der Beschreibung des Verfahrens wird eine erweiterte, übersichtlichere graphische Darstellung der Ermittlung der maximal möglichen Bahngeschwindigkeiten vorgestellt. Dieses Verfahren liefert weiters neben den erforderlichen zeitoptimalen Antriebskräften auch die zugehörenden Sollwertverläufe für die beiden Achsen. Diese Sollwertverläufe benötigt man, da für das Nachfahren von Konturen stets Positionsregelungen mit Vorsteuerungen erforderlich sind, wie im folgenden Abschnitt näher erläutert wird.

Hauptsächlich an Hand eines realen Modellantriebssystems wird das hier vorgestellte Verfahren zur Ermittlung einer zeitoptimalen Bahngeschwindigkeit erläutert und verdeutlicht sowie der Vorteil einer derartigen Wahl der Bahngeschwindigkeit gegenüber einer klassischen Wahl der Bahngeschwindigkeit aufgezeigt.

2 Beschreibung des Antriebssystems

Ausgangspunkt der Betrachtungen ist ein zweiachsiges, ungekoppeltes kartesisches Antriebssystem mit Gleichstrom-Servomotoren, wie in Abb. 1 dargestellt.

Für die auf die beiden Schlitten wirkenden axialen Antriebskräfte $F_{x,A}$ bzw. $F_{y,A}$ gilt für den Fall eines starren, reibungsbehafteten Systems

$$F_{x,A} = m_x \ddot{x} + F_{x,R}$$
 , $F_{y,A} = m_y \ddot{y} + F_{y,R}$ (1)

mit den zu bewegenden Massen m_x und m_y (inklusive der auf eine Translationsbewegung umgerechneten Rotationsträgheitsmomente), den translatorischen Beschleunigungen \ddot{x} und \ddot{y} sowie den wirksamen axialen Reibungskräften $F_{x,R}$ bzw. $F_{y,R}$.

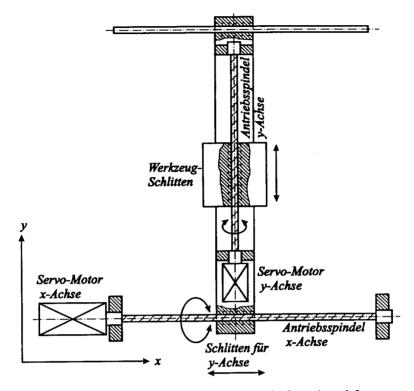


Abb. 1: Mechanisches Schema eines kartesischen Antriebssystems

Für Gleichstrom-Servomotoren gilt bekanntermaßen der Zusammenhang zwischen Ankerstrom I_A und Antriebsdrehmoment M_A unter Vernachlässigung von Eisen- und Reibungsverlusten

$$M_{A} = \frac{c}{2\pi} \Phi I_{A} , \qquad (2)$$

wobei Φ den magnetischen Gesamtfluß der Maschine und c die Maschinenkonstante angibt (Fischer, R., 1986). Über die Antriebsspindeln werden in beiden Achsen die Antriebsmomente in proportionale Antriebskräfte umgewandelt, sodaß in beiden Achsen eine direkte Proportionalität zwischen Ankerstrom und Antriebskraft

$$F_{x,A} = k_x I_{x,A}, \quad F_{y,A} = k_y I_{y,A}$$
 (3)

angenommen werden kann. Die axialen Beschleunigungen aus (1) ergeben sich dann zu

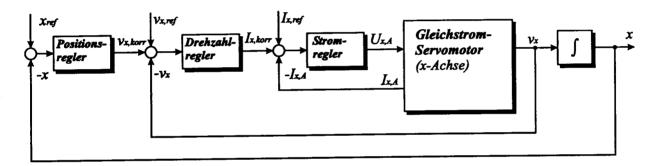
$$\ddot{x} = \frac{k_x I_{x,A} - F_{x,R}}{m_x} \quad , \quad \ddot{y} = \frac{k_y I_{y,A} - F_{y,R}}{m_y} \,. \tag{4}$$

Ziel des hier vorgestellten Verfahrens zur Planung einer optimalen Bahngeschwindigkeit ist es , den zeitlichen Verlauf der Antriebskräfte $F_{x,A}$ (t) und $F_{y,A}$ (t) (und damit den zeitlichen Ankerstromverlauf $I_{x,A}$ (t) und $I_{y,A}$ (t) der Servo-Motoren in Abb. 1) so zu ermitteln, daß das Antriebssystem mit dem Werkzeugschlitten einer vorgegebenen Kontur in der xy-Ebene unter Einhaltung von Ankerstrom- und Geschwindigkeitsbegrenzungen in beiden Achsen

$$\begin{aligned} \left| I_{x,A} \right| &\leq \hat{I}_{x,A} \quad , \quad \left| I_{y,A} \right| \leq \hat{I}_{y,A} \\ \left| \dot{x} \right| &\leq \hat{v}_{x} \quad , \quad \left| \dot{y} \right| \leq \hat{v}_{y} \end{aligned} \tag{5}$$

theoretisch exakt und so rasch als möglich, das heißt zeitoptimal, folgen kann. Weiters folgen aus dem Verfahren noch die zeitoptimalen Positionsverläufe für die beiden Achsen, die als Sollwerte für diesbezügliche Positionsregelungen erforderlich sind.

Solche Positionsregelungen zur Positionierung des Werkzeugschlittens sind stets zur Erreichung einer hohen Konturgenauigkeit erforderlich, da die Reibungskräfte und die zu bewegenden Massen nicht exakt bekannt und die Stellglieder nicht dynamikfrei sind. Die reine Vorgabe der ermittelten zeitoptimalen Ströme als Sollwerte für diesbezügliche Stromregler – und damit ein Betrieb ohne Regelung – ergibt daher keine ausreichende Genauigkeit. Im Allgemeinen werden dafür kaskadierte Regelungen entsprechend Abb. 2 mit Vorsteuerung eingesetzt. (In Abb. 2 bezeichnet der Index "ref" Sollwerte, der Index "korr" die Stellgrößen-Korrektur-Ausgangssignale der entsprechenden Regler; $x, y \dots$ Achspositionen, v_x , v_y ... Achsgeschwindigkeiten, $I_{x,A}$, $I_{y,A}$... Ankerströme, $U_{x,A}$, $U_{y,A}$... Ankerspannungen).



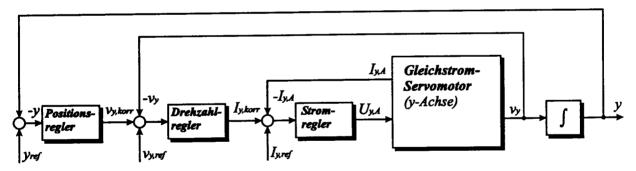


Abb. 2: Kaskadierte Positionsregelung für ein entkoppeltes Positioniersystem

Grundsätzlich könnten die in Abb. 2 dargestellten Positionsregelungen auch ohne Geschwindigkeits- und/oder Stromvorsteuerung arbeiten, diese Vorsteuerungen ergeben aber eine wesentliche Erhöhung der Genauigkeit. Eine Erhöhung der Konturgenauigkeit von solchen Positionsregelungen läßt sich weiters noch durch die Verwendung von Vorfiltern zur Vorformung der Sollwerte (Rajkovic, I., 1999; Tomizuka, M., 1993) oder durch die Verwendung von kreuzgekoppelten Positionsreglern (Srinivasan, K., 1990, Koren, Y., 1991) erreichen.

3 Graphische Ermittlung der tangentialen Beschleunigungs- und Geschwindigkeitsgrenzen ohne Berücksichtigung der Reibung

In einem ersten Schritt wird nur die Begrenzung der beiden Ankerströme $I_{x,A}$ und $I_{y,A}$ entsprechend (5) berücksichtigt, wodurch sich nach (3) auch eine Beschränkung der axialen Antriebskräfte zu

$$\left|F_{x,A}\right| \le \hat{F}_x$$
 , $\left|F_{y,A}\right| \le \hat{F}_y$ (6)

ergibt.

Weiters befinde sich das Werkzeug auf der gegebenen Kontur $\mathcal C$ aktuell im Punkt $\mathcal P$ (siehe Abb. 3).

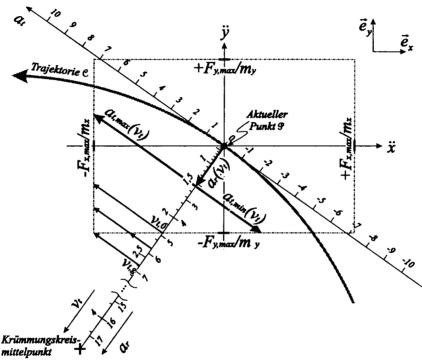


Abb. 3: Grafische Ermittlung der tangentialen Beschleunigungs- und Geschwindigkeitsgrenzen ohne Berücksichtigung der Reibung

Der Beschleunigungsvektor des Werkzeugsschlittens muß dann, um (6) nicht zu verletzen, innerhalb des Rechtecks

$$\vec{a}_{gr} = \vec{e}_x \left(F_{x,R} \pm \hat{F}_x \right)_{\frac{1}{m_x}} + \vec{e}_y \left(F_{y,R} \pm \hat{F}_y \right)_{\frac{1}{m_y}}$$
 (7)

liegen. In Abb. 3 wurden dazu die Reibungskräfte $F_{x,R}$ und $F_{y,R}$ zunächst mit 0 angenommen. Statt in eine x- und y-Komponente kann die Beschleunigung auch in eine zur Kontur \mathfrak{C} tangentiale Komponente a_t und eine zu \mathfrak{C} normale Komponente a_r zerlegt werden, wobei sich die normale Komponente als Zentripedalbeschleunigung in jedem Punkt der Trajektorie \mathfrak{C} zu

$$a_r(v_t) = \frac{v_t^2}{R} \tag{8}$$

ergibt (v_t ... tangentiale Geschwindigkeit = Bahngeschwindigkeit, R ... Krümmungskreisradius im aktuellen Trajektorienpunkt). In Abb. 3 wurde dazu zur Erläuterung R = 1 angenommen. Durch Addition einer vorerst in ihrer Größe frei wählbaren Tangentialbeschleunigung

(Beschleunigung längs der Trajektorie = Bahnbeschleunigung) zur Radialbeschleunigung wird nun der resultierende Beschleunigungsvektor gebildet. Es läßt sich klar erkennen, daß die unter Ausnutzung der axialen Antriebskraftbegrenzungen (6) maximale bzw. minimale tangentiale Bahnbeschleunigung $(a_{t,max}(v_t), a_{t,min}(v_t))$ in Abb. 3) dann erreicht wird, wenn die Spitze des resultierenden Beschleunigungsvektors gerade auf einer der Bereichsgrenzen (7) zu liegen kommt.

Aus Abb. 3 läßt sich also zu jedem möglichen (positiven) Wert der Tangentialgeschwindigkeit v_t die zugehörige maximale bzw. minimale tangentiale Bahnbeschleunigung $a_{t,max}$ bzw. $a_{t,min}$ entlang der Trajektorie ermitteln, welche die axialen Antriebskraftbegrenzungen (6) gerade nicht verletzen.

Bei weiterer Betrachtung dieses Zusammenhangs erkennt man, daß im vorliegenden Fall ab einer gewissen Tangentialgeschwindigkeit $v_t \ge v_{t,0} \approx 2,2$ die minimal mögliche tangentiale Bahnbeschleunigung $a_{t,min}$ nicht kleiner als Null sein kann; das bedeutet, daß im Punkt \mathcal{P} ab dieser Tangentialgeschwindigkeit $v_{t,0}$ kein Bremsen entlang der Trajektorie mehr möglich ist, ohne entweder die Kontur zu verlassen oder die Bereichsgrenzen (6) bzw. (7) zu verletzen. Dies läßt sich daraus erklären, daß mit zunehmender Tangentialgeschwindigkeit entsprechend (8) ein immer größer werdender Anteil des resultierenden Beschleunigungsvektors $\bar{a} = \bar{a}_{x,A} + \bar{a}_{y,A} = \bar{a}_t + \bar{a}_r$ für die Zentripedalbeschleunigung a_r gebraucht wird, während für die tangentiale Bahnbeschleunigung a_t nur noch ein immer kleiner werdender Anteil verbleibt. Ebenso wie im betrachteten Fall ab einer gewissen Tangentialgeschwindigkeit das Bremsvermögen verschwindet $(a_{t,min} > 0)$, kann in anderen Punkten der Kontur natürlich auch das Beschleunigungsvermögen ab einer gewissen Tangentialgeschwindigkeit verloren gehen $(a_{t,max} < 0)$.

Wird der betrachtete Konturpunkt \mathcal{P} mit einer noch höheren Tangentialgeschwindigkeit durchfahren, zeigt sich schließlich, daß bei einer bestimmten Tangentialgeschwindigkeit (im betrachteten Fall bei $v_t = v_{t,g} \approx 2,6$) die maximale und minimale tangentiale Bahnbeschleunigung zu einem Wert zusammenfallen. Das bedeutet, daß im Punkt \mathcal{P} bei der tangentialen Grenzgeschwindigkeit $v_t = v_{t,g}$ nur noch ein einziger Wert $a_t = a_{t,min} = a_{t,max}$ zulässig ist, um unter Einhaltung der Antriebskraft-Begrenzungen (6) auf der Kontur zu bleiben.

Für Tangentialgeschwindigkeiten $v_t > v_{t,g}$ existiert schließlich keine tangentiale Bahnbeschleunigung mehr, die ein Einhalten der Antriebskraftbegrenzungen (6) ermöglichen würde. Die Geschwindigkeit $v_{t,g}$ ist also eine obere Grenze für die Tangentialgeschwindigkeit. Zu beachten ist, daß sich die hier beschriebenen Beziehungen bei einer Bewegung entlang der Trajektorie \mathcal{C} verändern: Sowohl die tangentiale Grenzgeschwindigkeit $v_{t,g}$ als auch die Beziehungen $a_{t,max}(v_t)$ bzw. $a_{t,min}(v_t)$ sind vom Krümmmungsradius der Kontur als auch von der Steigung der Tangente abhängig und verändern sich somit während der Bewegung längs der Kontur.

In den folgenden Abschnitten werden die voranstehenden graphischen Überlegungen mathematisch untermauert und ausgebaut.

4 Berechnung der Grenzen für die tangentiale Bahnbeschleunigung

Ausgangspunkt für alle weitere Überlegungen ist eine bogenlängenparametrische Darstellung der Trajektorie Ein der Form

$$\vec{\mathcal{C}} = \begin{pmatrix} x(s) \\ y(s) \end{pmatrix}, \tag{9}$$

wobei s die Bogenlänge der Trajektorie $\mathcal C$ im aktuellen Punkt $\mathcal G$ - gemessen von einem Anfangspunkt $\mathcal G_0$ - beschreibt. Im allgemeinen ist es nicht für jede Kurve möglich, eine geschlossene parametrische Darstellung der Form (9) zu finden. Es empfiehlt sich dann beispielsweise auf eine bogenlängen-parametrische Spline-Approximation der darzustellenden Kurve auszuweichen, wie es etwa in Fauser (Fauser, M., 1997) beschrieben wird.

Im weiteren werden die Abkürzungen

$$\dot{f}(t) \triangleq \frac{df(t)}{dt}, \quad \ddot{f}(t) \triangleq \frac{d^2 f(t)}{dt^2}, \quad usw.$$
 (10)

für die zeitlichen Ableitungen einer Funktion f(t) sowie

$$g'(s) \triangleq \frac{dg(s)}{ds}, \quad g''(s) \triangleq \frac{d^2g(s)}{dg^2}, \quad usw.$$
 (11)

für die Ableitungen einer Funktion g(s) nach der Bogenlänge s verwendet.

Zunächst wird eine Darstellung der axialen Geschwindigkeiten und Beschleunigungen in Abhängigkeit der lokalen Geometriedaten der Kurve und der tangentialen Geschwindigkeitsund Beschleunigungswerte v_t und a_t angegeben:

$$v_{r} = \dot{x} = x'v_{t}, \quad v_{y} = \dot{y} = y'v_{t}$$
 (12)

$$a_x = \ddot{x} = x'' v_t^2 + x' a_t$$
, $a_y = y'' v_t^2 + y' a_t$. (13)

Daraus folgt entsprechend (1) für die axialen Antriebskräfte

$$F_{x,A} = m_x \left(x'' v_t^2 + x' a_t \right) + F_{x,R} , \quad F_{y,A} = m_y \left(y'' v_t^2 + y' a_t \right) + F_{y,R} . \tag{14}$$

Aus diesen beiden Gleichungen folgen die beiden nachstehenden Ausdrücke für die Tangentialbeschleunigung

$$a_{t} = \frac{\left(F_{x,A} - F_{x,R}\right)_{m_{x}}^{\perp} - x'' v_{t}^{2}}{x'}$$
 (15)

$$a_{t} = \frac{\left(F_{y,A} - F_{y,R}\right)_{\frac{1}{m_{y}}} - y'' v_{t}^{2}}{y'}.$$
 (16)

Die maximale bzw. minimale Tangentialbeschleunigung ergibt sich damit aufgrund der Grenzwerte für die axialen Antriebskräfte $F_{x,A}$ bzw. $F_{y,A}$. Betrachtet man nur die Begrenzungen der x-Antriebskraft nach (6), so ergibt sich für den Maximalwert bzw. den Minimalwert von a_t aus (15)

$$a_{t,\max}^{x} = \frac{\left(+\hat{F}_{x} sign(x') - F_{x,R}\right)_{\frac{1}{m_{x}}} - x'' v_{t}^{2}}{x'}$$
 (17)

$$a_{t,\min}^{x} = \frac{\left(-\hat{F}_{x} sign(x') - F_{x,R}\right)_{\frac{1}{m_{x}}} - x'' v_{t}^{2}}{x'}.$$
 (18)

Bei alleiniger Betrachtung der Begrenzungen der y-Antriebskraft hingegen folgt aus (16)

$$a_{t,\max}^{y} = \frac{\left(+\hat{F}_{y} sign(y') - F_{y,R}\right)_{\frac{1}{m_{y}}} - y'' v_{t}^{2}}{y'}$$
 (19)

$$a_{t,\min}^{y} = \frac{\left(-\hat{F}_{A} sign(y') - F_{y,R}\right)_{\frac{1}{m_{y}}} - y''v_{t}^{2}}{y'}.$$
 (20)

Da allerdings immer die beiden Bedingungen aus (6) gleichzeitig eingehalten werden müssen, ergibt sich letztlich für die Grenzen der tangentialen Bahnbeschleunigung

$$a_{t,\min} \leq \dot{v}_t \leq a_{t,\max} \quad mit$$

$$a_{t,\min} = \max(a_{t,\min}^x, a_{t,\min}^y) \quad a_{t,\max} = \min(a_{t,\max}^x, a_{t,\max}^y), \quad (21)$$

Die Beziehungen (17) bis (21) können unter der Annahme von $F_{x,R} = F_{y,R} = 0$ im übrigen auch aus Abb. 3 abgelesen werden und entsprechen den Bereichsgrenzen (7) (strichpunktiertes Rechteck in Abb. 3). In Abb. 4 sind die Zusammenhänge (17) bis (21) entsprechend Pfeiffer (*Pfeiffer*, F., 1987) in Abhängigkeit von v_t^2 graphisch dargestellt, wodurch sich eine Verdeutlichung dieser Zusammenhänge ergibt.

5 Berechnung der tangentialen Grenzgeschwindigkeit

Die in einem Punkt maximal zulässige Tangentialgeschwindigkeit ergibt sich formal aus dem Schnittpunkt von $a_{t,max}$ mit $a_{t,min}$ aus (21). Abhängig von der Art der Reibungsterme $F_{x,R}$ und $F_{y,R}$ können sich dafür eine oder mehrere Lösungen ergeben. Im weiteren Verlauf soll das Reibungsverhalten durch eine Kombination von coulomb'scher und viskoser Reibung

$$F_{x,R} = r_{x,c} \operatorname{sign}(\dot{x}) + r_{x,v} \dot{x}, \quad F_{y,R} = r_{y,c} \operatorname{sign}(\dot{y}) + r_{y,v} \dot{y}$$
 (22)

modelliert mit den coulomb'schen Reibungskoeffizienten $r_{x,c}$ und $r_{y,c}$ sowie den viskosen Reibungskoeffizienten $r_{x,v}$ und $r_{y,v}$ beschrieben werden.

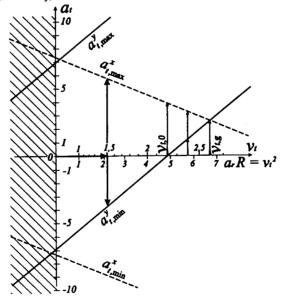


Abb. 4: Abhänigkeit der max/min. Bahnbeschleunigung von der Tangentialgeschwindigkeit

Für die Schnittpunkte von $a_{t,max}$ mit $a_{t,min}$ folgen aus (21) die Bedingungen $a_{t,max}^x = a_{t,min}^y$ sowie $a_{t,max}^y = a_{t,min}^x$. Mit den Reibungskräften nach (22) erhält man damit sowie mit den

Gln. (17) bis (20) aus der Lösung von je einer quadratischen Gleichung die folgenden zwei Ausdrücke für die theoretisch maximal zulässige Tangentialgeschwindigkeit $v_{t,z}$:

$$\text{für } a_{t,\text{max}}^{x} = a_{t,\text{min}}^{y} : v_{t,g} = \frac{1}{2} \frac{\frac{r_{x,v}}{m_{x}} - \frac{r_{y,v}}{m_{y}}}{\frac{y'}{y'} - \frac{x'}{x'}} \pm \sqrt{\left(\frac{1}{2} \frac{\frac{r_{x,v}}{m_{x}} - \frac{r_{y,v}}{m_{y}}}{\frac{y'}{y'} - \frac{x'}{x'}}\right)^{2} + \frac{\frac{\hat{F}_{y,A} - r_{c,y}}{m_{y}|y|} + \frac{\hat{F}_{x,A} + r_{c,x}}{m_{x}|x'|}}{\frac{y'}{y'} - \frac{x'}{x'}} } }$$

$$\text{für } a_{t,\text{max}}^{y} = a_{t,\text{min}}^{x} : v_{t,g} = \frac{1}{2} \frac{\frac{r_{x,v}}{m_{x}} - \frac{r_{y,v}}{m_{y}}}{\frac{y'}{y'} - \frac{x'}{x'}}} \pm \sqrt{\left(\frac{1}{2} \frac{\frac{r_{x,v}}{m_{x}} - \frac{r_{y,v}}{m_{y}}}{\frac{y'}{y'} - \frac{x'}{x'}}}\right)^{2} - \frac{\frac{\hat{F}_{y,A} + r_{c,y}}{m_{y}|y|} + \frac{\hat{F}_{x,A} - r_{c,x}}{m_{x}|x'|}}{\frac{y'}{y'} - \frac{x'}{x'}}}$$

Setzt man darin die Reibungsterme $r_{x,c}$, $r_{y,c}$, $r_{x,v}$, $r_{y,v}$ gleich Null, so kommt man auf die von Hackstein (*Hackstein*, D., 1980) angegebene Form für ein reibungsfreies Antriebssystem

$$v_{t,g} = \sqrt{\frac{x'\hat{y} + y'\hat{x}}{y''x' - x''y'}}.$$
 (24)

Im reibungsfreien Fall gibt es entsprechend (24) für positive v_t immer nur einen Schnittpunkt von $a_{t,max}$ mit $a_{t,min}$, wie auch aus Abb. 4 klar erkennbar ist. Im reibungsbehafteten Fall können dabei allerdings für positive v_t mehrere Schnittpunkte auftreten: Durch die viskosen Reibungsterme in (22) ist der Verlauf der maximalen bzw. minimalen tangentialen Bahnbeschleunigung in (17) bis (20) nicht mehr linear in v_t^2 , was zu einer "Verbiegung" der Geraden $a_{t,max}^x$, $a_{t,min}^y$, $a_{t,max}^y$ und $a_{t,min}^x$ führt, wie Abb. 5 für einen ausgewählten Punkt auf einer Kreiskontur ($x = sin(\varphi)$; $y = cos(\varphi)$; $\varphi = 65^\circ$; $m_x = m_y = 1$; $\hat{F}_x = \hat{F}_y = 0.22$) zeigt. Abb. 5.(a) zeigt die Verhältnisse im reibungsfreien Fall, während in Abb. 5.(b) für die x-Achse ein viskoser Reibungskoeffizient von $r_{x,v} = 1$ angenommen wurde (die restlichen Reibungskoeffizienten wurden mit Null angesetzt). Der zulässige Bereich für v_t und a_t entsprechend (21) ist dabei jeweils durch eine schraffierte Umrahmung gekennzeichnet. Die durch die viskose Reibung verursachte Verbiegung bewirkt eine Unterbrechung des zulässigen Bereichs für die tangentiale Bahngeschwindigkeit von 0 bis $v_{t,g1}$ durch ein Intervall zwischen $v_{t,g2}$ und $v_{t,g3}$, innerhalb dessen (21) verletzt wird und folglich keine zulässigen Bahngeschwindigkeitswerte liegen.

Ob bei der Berechnung tatsächlich zwei getrennte Geschwindigkeitsfenster entstehen, hängt entsprechend der Lösung der quadratischen Gleichungen (23) von mehreren Faktoren ab:

- 1. Die durch die viskose Reibung in den Achsen hervorgerufenen Verzögerungen $r_{x,v}/m_x$ und $r_{y,v}/m_y$ müssen unterschiedlich sein, andernfalls ergibt (23) nur 1 positive, 1 negative und 2 imaginäre Lösungen für $v_{t,g}$. Bei Antriebssystemen ohne viskose Reibung $(r_{x,v}=r_{y,v}=0)$ kann ein zweites Geschwindigkeitsfenster deswegen prinzipiell nicht auftreten.
- 2. Zusätzlich muß der Term vor der Wurzel in (23) positiv sein, andernfalls existieren wieder nur 1 positive sowie abhängig vom Vorzeichen der Diskreminante 3 negative (oder 1 negative und 2 konjungiert komplexe) Lösungen für den Schnittpunkt $v_{t,g}$.
- 3. Bei Einhaltung der ersten beiden zuvor genannten Bedingungen müssen zusätzlich die Diskreminanten in beiden Lösungen von (23) positiv sein. Nur dann treten 3 positive Lösungen (sowie 1 negative) Lösung auf, wobei die positiven Lösungen die beiden Fenster $[0;v_{t,g2}]$ sowie $[v_{t,g3};v_{t,g1}]$ bestimmen (Andernfalls treten wieder 1 positive, 1 negative und 2 konjungiert komplexe Lösungen auf).

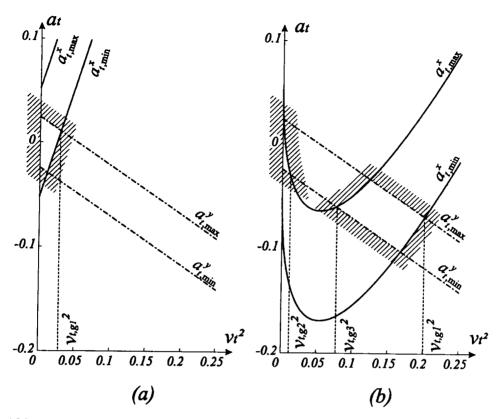


Abb. 5: Verbiegung der Bahnbeschleunigungsgrenzen durch viskose Reibung

Bis jetzt wurden bei der Ermittlung der Grenzgeschwindigkeit nur die Begrenzungen der axialen Antriebskräfte berücksichtigt. Existieren zusätzlich noch Begrenzungen in den axialen Geschwindigkeiten der Form

$$\left|\dot{x}\right| \le \hat{v}_x \quad \left|\dot{y}\right| \le \hat{v}_y \tag{25}$$

entsprechend (5), so muß die Formel zur Ermittlung der Grenzgeschwindigkeit noch modifiziert werden.

Aus (12) läßt sich die tangentiale Bahngeschwindigkeit einfach mit

$$v_t = \frac{\dot{x}}{x'} = \frac{\dot{y}}{y'} \tag{26}$$

ausdrücken. Die unter Berücksichtigung der axialen Geschwindgkeitsbegrenzungen (25) maximal mögliche tangentiale Bahngeschwindigkeit ergibt sich dann bei alleiniger Betrachtung der x-Achse zu

$$\hat{v}_{t}^{x} = \frac{\operatorname{sign}(x')}{x'} \hat{v}_{x} = \frac{\hat{v}_{x}}{|x'|} \tag{27}$$

und bei alleiniger Betrachtung der y-Achse zu

$$\hat{v}_t^y = \frac{\operatorname{sign}(y')}{y'} \hat{v}_y = \frac{\hat{v}_y}{|y'|}.$$
 (28)

Kombiniert man die beiden Obergrenzen, so ergibt sich

$$v_t \le \hat{v}_t^{x,y} = \min(\hat{v}_t^x, \hat{v}_t^y) \tag{29}$$

für die maximal mögliche tangentiale Bahngeschwindigkeit aufgrund der Begrenzungen der axialen Geschwindigkeiten. Setzt man weiters noch eine generelle Obergrenze für die tangentiale Bahngeschwindigkeit beispielsweise in Form einer maximalen Bearbeitungsgeschwindigkeit des Werkzeugschlittens

$$v_t \le \hat{v}_t^b \,, \tag{30}$$

so kann man den erlaubten Bereich für die tangentiale Bahngeschwindigkeit entsprechend (23), (29) und (30), falls (23) nur eine positive Lösung $v_{t,gl}$ ergibt, mit

$$v_{t} \in \left[0, v_{t,g1}\right] \cap \left[0, \min\left(\hat{v}_{t}^{x,y}, \hat{v}_{t}^{b}\right)\right] \tag{31}$$

und andernfalls, wenn (23) drei positive Lösungen $v_{t,g1}$ - $v_{t,g3}$ ergibt, mit

$$v_{t} \in \left(\left[0, v_{t,g2} \right] \cup \left[v_{t,g3}, v_{t,g1} \right] \right) \cap \left[0, \min \left(\hat{v}_{t}^{x,y}, \hat{v}_{t}^{b} \right) \right]$$

$$(32)$$

angeben.

6 Darstellung der tangentialen Grenzgeschwindigkeiten und der extremalen Tangentialbeschleunigungen entlang der Kontur

Anhand einer vorgegebenen Kontur und eines realen Antriebsystems sollen die im vorigen Abschnitt abgeleiteten Beziehungen für die extremalen tangentialen Beschleunigungen entsprechend (21) sowie für die tangentiale Grenzgeschwindigkeit entsprechend (31) bzw. (32) graphisch dargestellt diskutiert werden. Sehr anschaulich läßt sich daraus in weiterer Folge die Vorgehensweise zur Ermittlung des zeitoptimalen Bahngeschwindigkeitsverlaufs ableiten.

Das reale Antriebssystem wird durch einen Laboraufbau mit zwei Gleichstrom-Servomotoren dargestellt, die jeweils eine Schwungmasse antreiben (Abb. 6).

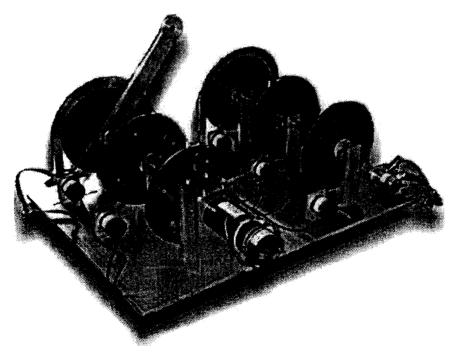


Abb. 6: Antriebssystems mit 2 Servomotoren und Schwungmassen

Die axialen Geschwindigkeitsgrenzen dieses Antriebssystems nach (5) betragen

$$\hat{v}_x = 40 \, rad \, / \, s \quad \hat{v}_y = 20 \, rad \, / \, s \,, \tag{33}$$

die auf Beschleunigungen umgerechneten Begrenzungen der Antriebskräfte nach (6) sind mit

$$\frac{\hat{F}_x}{m_x} = 60 \text{ rad/s}^2 \quad \frac{\hat{F}_y}{m_y} = 30 \text{ rad/s}^2$$
 (34)

angegeben. Die coloumb'schen und viskosen Reibungskoeffizienten des Antriebssystems aus (22) betragen (umgerechnet auf Beschleunigungswerte)

$$\frac{\Gamma_{x,c}}{m_x} = 3.58 \frac{rad}{s^2} \qquad \frac{r_{x,v}}{m_x} = 0 \frac{rad}{s^2} / \frac{rad}{s}$$

$$\frac{\Gamma_{y,c}}{m_y} = 3.23 \frac{rad}{s^2} \qquad \frac{r_{y,v}}{m_y} = 0.385 \frac{rad}{s^2} / \frac{rad}{s}$$
(35)

In Folge wird davon ausgegeangen, daß die Motordrehbewegung mit einer geeigneten mechanischen Übersetzung mit einem Verhältnis k=m/n (m Längeneinheiten pro n Umdrehungen) in eine translatorische Bewegung übersetzt wird. Im weiteren wird für alle Positionen und daraus abgeleiteten Geschwindigkeiten und Beschleunigungen aber auch künftig von der Einheit

1 Umdrehung [U] =
$$2\pi Radiant [rad]$$
 (36)

für die Position ausgegangen..

Ausgangspunkt für die folgenden Untersuchungen ist eine kreisförmige Kontur mit der Darstellung

$$x = R\sin(\phi)$$

$$y = R\cos(\phi)$$
mit $R = 12\pi \text{ rad} = 6Umdrehungen [U], \ \phi = 0...2\pi$
(37)

oder in einer bogenlängenparametrischen Darstellung nach (9) mit der Bogenlänge $s = \phi R$

$$\vec{\mathcal{C}} = \begin{pmatrix} R\sin(s/R) \\ R\cos(s/R) \end{pmatrix}. \tag{38}$$

Beim Betrieb des gegebenen Positioniersystems auf dieser Kreiskontur treten keine voneinander isolierten Bereiche der erlaubten tangentialen Bahngeschwindigkeit wie in Abb. 5.(b) auf. Weiters soll in diesem Beispiel keine generelle Obergrenze für die tangentiale Bahngeschwindigkeit in Form einer maximalen Bearbeitungsgeschwindigkeit nach (30) gegeben sein, so daß sich der Bereich für die tangentiale Bahngeschwindigkeit (31) vereinfach mit

$$0 \le v_t \le v_{t,\text{max}}$$

$$v_{t,\text{max}} = \min(v_{t,g}, \hat{v}_t^{x,y})$$
(39)

darstellen läßt, wobei $v_{t,g}$ die in diesem Fall einzige positive reellwertige Lösung aus (23) und $\hat{v}_t^{x,y}$ die sich aus den axialen Geschwindigkeitsgrenzen ergebende Obergrenze für die tangentiale Bahngeschwindigkeit nach (29) ist. Diese tangentialen Geschwindigkeitsgrenzen aus (39) sind in Abb. 7.(a) für die gegebene Kreiskontur über der Bogenlänge s dargestellt.

Ebenfalls in Abb. 7.(a) ist die lokale Steigung dv/ds der Bahngeschwindigkeit v_t , die bei maximaler bzw. minimaler Bahngeschleunigung auftritt, in Form von geöffneten Scheren (abhängig von v_t und s) folgendermaßen dargestellt: Die Steigung dv/ds bei maximal möglicher Bahnbeschleunigung

$$k_{\text{max}} = \frac{dv_t}{ds} \bigg| a_t = a_{t,\text{max}} = \frac{dv_t}{dt} \frac{1}{v_t} \bigg| a_t = a_{t,\text{max}} = \frac{a_{t,\text{max}}(s, v_t)}{v_t}$$

$$(40)$$

wird durch dünne, durchbrochene Pfeile, die Steigung bei dv/ds minimal möglicher Bahnbeschleunigung

$$k_{\min} = \frac{dv_t}{ds} \Big|_{a_t = a_{t,\min}} = \frac{dv}{dt} \frac{1}{v_t} \Big|_{a_t = a_{t,\min}} = \frac{a_{t,\min}(s, v_t)}{v_t}$$

$$\tag{41}$$

durch starke, durchgezogene Pfeile dargestellt. Aus dieser Darstellung folgt später in Abschnitt 7 bei der Ermittlung der zeitoptimalen Geschwindigkeitstrajektorie augenscheinlich, wie diese Trajektorie verlaufen muß.

Abb. 7.(b) zeigt den Bahnbeschleunigungsverlauf $d(v_{t,max})/dt$, wenn das Antriebssystem der Kontur mit einer tangentialen Bahngeschwindigkeit von $v_t = v_{t,max}$ nach (39) folgen würde sowie die bei dieser Bahngeschwindigkeit tatsächlich möglichen maximalen und minimalen Beschleunigungen $a_{t,max}(v_{t,max})$ bzw. $a_{t,min}(v_{t,max})$ nach (17) bis (21).

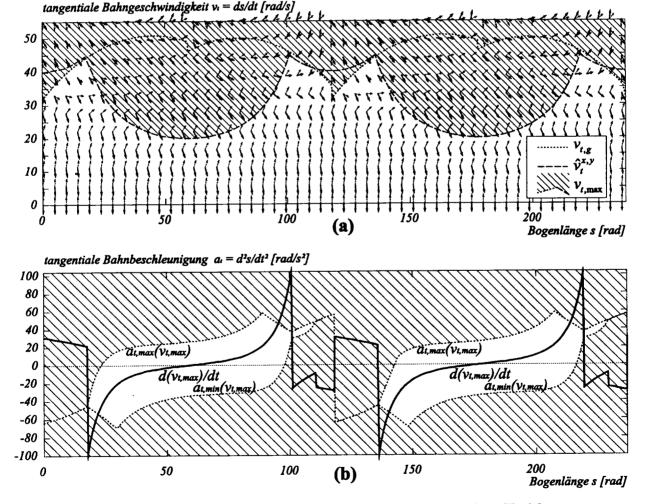


Abb. 7: Grenzgeschwindigkeiten und Beschleunigungen entlang einer Kreiskontur

7 Ermittlung der zeitoptimalen Geschwindigkeitstrajektorie

Formal gesehen kann die Forderung nach Zeitoptimalität (Minimierung der Durchlaufzeit T_e des Werkzeugschlittens längs der Kurve \mathcal{C}) als das Integral über \mathcal{C}

$$T_e = \int_e dt = \int_e \frac{1}{v_t(s)} ds \to \min$$
 (42)

beschrieben werden. Dieses globale Minimum von T_c wird sicher dann erreicht, wenn v_t in jedem Punkt von \mathcal{C} unter Einhaltung der Begrenzungen (5) und unter Berücksichtigung der kinematischen Grundgleichungen (1), (12) und (13) seinen maximal möglichen Wert annimmt.

Ausgehend vom Anfangswert $v_t(s=0)=0$ muß also v_t in jedem darauffolgenden Punkt maximiert werden, was zunächst dadurch erreicht wird, indem der Werkzeugschlitten mit maximal möglicher Beschleunigung $a_{t,max}$ nach (21) beschleunigt wird. In Abb. 7.(a) entspricht dies einer Bewegung aus dem Nullpunkt heraus entlang derjenigen Trajektorie, die durch die Steigung der $\frac{dv_t}{ds}|_{a_{t,max}}$ -Vektoren nach (40) gegeben ist (siehe auch Abb. 9.(a)).

Sobald die Bahngeschwindigkeit v_t die durch (39) gegebene Grenze $v_{t,max}$ erreicht hat, folgt die Trajektorie dieser maximalen Tangentialgeschwindigkeit, solange die Beschleunigung entlang der maximalen Geschwindigksgrenze die Beschleunigungsgrenzen

$$a_{t,\min} \le \frac{dv_{t,\max}}{dt} \le a_{t,\max} \tag{43}$$

nicht verletzt. In Abb. 7.(a) wird diese Bedingung dadurch ausgedrückt, daß die Tangente an die Geschwindigkeitsgrenze innerhalb der durch die Pfeile mit den Steigungen $\frac{dv_t}{ds}\Big|_{a_{t,\min}}$ und

 $\frac{dv_t}{ds}\Big|_{a_{t,max}}$ aufgespannten Schere liegt, in Abb. 7.(b) muß kann die Bedingung (43) direkt abgelesen werden.

Wird beim Fahren entlang der maximalen Tangentialgeschwindigkeit $v_{t,max}$ nach (39) die obere Beschleunigungsgrenze $a_{t,max}$ in einem Punkt \mathcal{P}_t verletzt, kann die zeitoptimale Trajektorie der Grenzgeschwindigkeitskurve nicht mehr folgen. Die zeitoptimale Trajektorie verläßt deswegen die Geschwindigkeitsgrenzkurve in diesem Punkt \mathcal{P}_t und folgt nun mit einer Tangentialbeschleunigung von $a_{t,max}$ (wieder parallel zu den $\frac{dv_t}{ds}|_{a_{t,max}}$ -Vektoren) der Kontur,

bis die Trajektorie die Geschwindigkeitsgrenze in einem späteren Punkt wieder trifft oder das Ende der nachzufahrenden Kontur erreicht wird.

Wird hingegen beim Fahren an der Geschwindigkeitsgrenze (39) die untere Beschleunigungsgrenze $a_{t,min}$ in einem Punkt \mathcal{P}_3 verletzt, bedeutet dies, daß die maximal mögliche Geschwindigkeit in diesem Punkt \mathcal{P}_3 schneller abfällt, als ihr der Werkzeugschlitten mit seinem momentanen Bremsvermögen $a_{t,min}$ folgen kann. Es ist also notwendig, die Geschwindigkeitsgrenze (39) bereits zu einem früheren Zeitpunkt mit einer Verzögerung von $a_{t,min}$ zu verlassen, bevor die Änderungsrate der Grenzgeschwindigkeit die untere Beschleunigungsgrenze $a_{t,min}$ unterschreitet. Die Ermittlung des spätmöglichsten Punkts \mathcal{P}_2 , ab dem der Grenzgeschwindigkeitsverlauf ohne spätere Verletzung von (43) verlassen werden kann, geschieht zunächst durch Aufsuchen des nächsten Punktes \mathcal{P}_4 rechts von \mathcal{P}_3 auf der Kontur, ab dem ein Fahren entlang der maximalen tangentialen Geschwindigkeit unter Einhaltung der Beschleunigungsgrenzen (43) zumindest kurzfristig (im

Extremfall: punktuell) wieder möglich ist. Von diesem Punkt \mathcal{G}_t wird durch Rückwärtsintegration mit maximaler Verzögerung $a_{t,min}$ (parallel zu den $\frac{dv_t}{ds}\Big|_{a_{t,min}}$ -Vektoren) eine Teiltrajektorie rück-

wärts berechnet, die sich mit der bisher ermittelten Vorwärtstrajektorie schneidet. Dieser Schnittpunkt ist dann der gesuchte Punkt \mathcal{G}_2 , ab dem die Bahngeschwindigkeit spätestens mit der maximalen Verzögerung $a_{t,min}$ verlassen werden muß, um den Bereich, in dem die Änderungsrate der maximalen Geschwindigkeit die untere Beschleunigungsgrenze $a_{t,min}$ verletzt, gerade zu vermeiden.

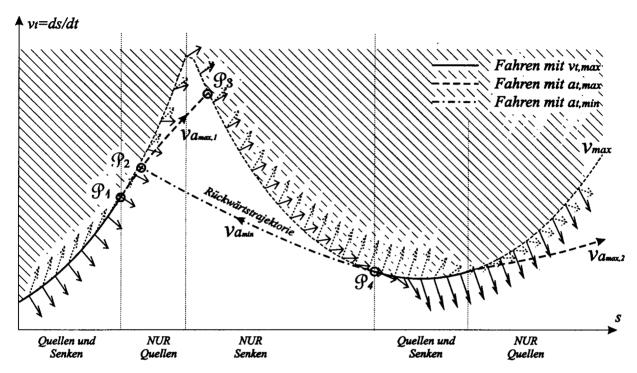


Abb. 8: Ermittlung des Schnittpunkts von Vorwärts- und Rückwärtstrajektorie

Diese Vorgangsweise des Schneidens von Vorwärts- und Rückwärtstrajektorien zur Ermittlung der zeitoptimalen Bahngeschwindigkeit ist in Abb. 8 zur Verdeutlichung des Voranstehenden ergänzend schematisch dargestellt: Die geöffneten Scheren entlang des $v_{t,max}$ -Verlaufs zeigen wie schon in Abb. 7 die maximale bzw. minimale Steigung an, mit denen Trajektorien mit $a_{t,max}$ bzw. $a_{t,min}$ in den $v_{t,max}$ -Verlauf einmünden bzw. aus ihm entspringen können. Solange zumindest der obere Arm der Schere eine höhere Steigung als der $v_{t,max}$ -Verlauf aufweist, können Trajektorien mit $a_{t,max}$ in den $v_{t,max}$ -Verlauf einmünden (es existieren Trajektoriensenken); solange der untere Arm der Schere eine geringere Steigung als der $v_{t,max}$ -Verlauf aufweist, können Trajektorien mit $a_{t,min}$ aus dem $v_{t,max}$ -Verlauf austreten (es existieren Trajektorienquellen).

Solange die Maximalgeschwindigkeit $v_{t,max}$ zwischen den geöffneten Armen der Scheren von $a_{t,min}$ und $a_{t,max}$ verläuft (Trajektorien können in $v_{t,max}$ einmünden \rightarrow Trajektoriensenken - und aus $v_{t,max}$ austreten \rightarrow Trajektorienquellen), kann die zeitoptimale Trajektorie dem $v_{t,max}$ -Verlauf folgen. Sobald der $v_{t,max}$ -Verlauf nur noch Trajektorienquellen aufweist, muß die zeitoptimale Trajektorie zwangsläufig den $v_{t,max}$ -Verlauf verlassen und führt mit $a_{t,max}$ weiter, bis sie erneut auf den $v_{t,max}$ -Verlauf stößt.

Im abgebildeten Fall kann die zeitoptimale Trajektorie ($v_{a,max,l}$ in Abb. 8) dem $v_{t,max}$ -Verlauf im Punkt \mathcal{P}_{s} nicht folgen ($v_{t,max}$ -Verlauf enthält nur Trajektoriensenken). Deswegen wird der

nächste Punkt, ab dem Trajektorien dem $v_{t,max}$ -Verlauf wieder folgen können, gesucht (es existieren wieder Trajektorienquellen - \mathcal{P}_{\bullet}). Von hier wird eine Rückwärtstrajektorie mit $a_{t,min}$ berechnet ($v_{a,min}$ in Abb. 8), mit der bisherigen Vorwärtstrajektorie ($v_{a,max,l}$) geschnitten (\mathcal{P}_{ϵ}) und die zeitoptimale Trajektorie anschließend wieder vom Punkt \mathcal{P}_{ϵ} in Bewegungsrichtung entlang des $v_{t,max}$ -Verlaufs fortgesetzt ($v_{a,max,2}$ in Abb. 8).

Wie an früherer Stelle erwähnt, nahm Hackstein (Hackstein, D., 1980) an, daß der Punkt \mathcal{G}_t immer ein relatives Minimum des Grenzgeschwindigkeitsverlaufes sein müßte. Wie die Ausführungen hier zeigen, kann dieser Punkt, ab dem die zeitoptimale Trajektorie dem $v_{t,max}$ -Verlauf wieder folgen kann, aber auch an anderen Stellen der tangentialen Geschwindigkeitsgrenzverlaufes liegen.

Zu zeigen ist nun, daß die Rückwärtstrajektorie aus \mathcal{P}_{\bullet} in jedem Fall die bisherige Vorwärtstrajektorie links von \mathcal{P}_{\circ} schneidet: Da im Bereich zwischen \mathcal{P}_{\circ} und \mathcal{P}_{\bullet} Trajektorien vereinbarungsgemäß nur in den maximalen Geschwindigkeitsverlauf einmünden können, kann auch die Rückwärtstrajektorie aus \mathcal{P}_{\bullet} heraus frühestens in \mathcal{P}_{\circ} oder links davon auf den Geschwindigkeitsgrenzverlauf treffen, auf oder unterhalb dessen die bisherige Vorwärtstrajektorie liegt. Die Vorwärtstrajektorie wird von der Rückwärtstrajektorie folglich auf jedenfall in \mathcal{P}_{\circ} oder links davon geschnitten.

Zu zeigen ist weiters, daß ein Verlassen der Grenzgeschwindigkeit durch eine Trajektorie v_t ' zu einem früheren Punkt links von \mathcal{G}_2 , dafür aber mit geringerer Verzögerung, kein optimales Ergebnis bringen kann. Um eine geringere Durchlaufzeit $T_{\mathcal{C}}(42)$ als die nach der oben beschriebenen Vorgangsweise ermittelte Rückwärtstrajektorie v_t zu erzielen, muß die Trajektorie v_t ' ab einem gewissen Zeitpunkt die Trajektorie v_t von unten schneiden. Somit befindet sich v_t ' aber in einem Bereich, der selbst mit maximaler Verzögerung von \mathcal{G}_t und allen rechts davon liegenden Punkten über eine Rückwärtstrajektorie nicht mehr erreicht werden kann. Alle in diesem Bereich liegenden Trajektorien münden folglich in den Geschwindigkeitsgrenzverlauf links von \mathcal{G}_t ein, dem sie vereinbarungsgemäß nicht folgen können, ohne die untere Beschleunigungsgrenze von (43) zu verletzen. Die Trajektorie v_t ' kann also nicht Teil einer zeitoptimalen Trajektorie im Sinne von (39)-(43) sein.

Schließlich muß noch gezeigt werden, daß ausgehend von einem Punkt eines Trajektorienabschnitts mit maximaler Bahnbeschleunigung v_t nicht eine Trajektorie mit anfangs geringerer
Bahnbeschleunigung v_t ' zu einer kürzeren Durchlaufzeit (42) führen kann: Da eine solche
Trajektorie v_t ' anfangs aufgrund der geringeren Bahnbeschleunigung unterhalb der Trajektorie v_t liegt, muß sie, um trotzdem eine geringere Durchlaufzeit als v_t zu erzielen, ab einem
gewissen Zeitpunkt die Trajektorie v_t ' von unten schneiden, um so das Integral (42)
gegenüber v_t zu verkleinern. Das ist aber nicht möglich, da die Trajektorie v_t nur von
Trajektorien mit einer höheren als der eigenen Bahnbeschleunigung, die aber
definitionsgemäß schon maximal ist, geschnitten werden kann. v_t ' kann also wie schon zuvor
nicht Teil einer zeitoptimalen Trajektorie im Sinne von (39)-(43) sein.

Hat die so ermittelte Trajektorie aus Abschnitten mit maximaler bzw. minimaler Bahnbeschleunigung und Abschnitten entlang der maximalen Tangentialgeschwindigkeit das Ende der Kontur erreicht, wird sie mit einer letzten Rückwärtstrajektorie mit maximaler Verzögerung ausgehend vom Endpunkt der Kontur $s=s_{end}$ und Tangentialgeschwindigkeit $v_t(s=s_{end})=0$ geschnitten und ergibt kombiniert mit dieser Rückwärtstrajektorie die endgültige zeitoptimale Trajektorie entlang der Kontur $\mathcal{C}(38)$, welche die Kritierien (21),(31) und (42) erfüllt.

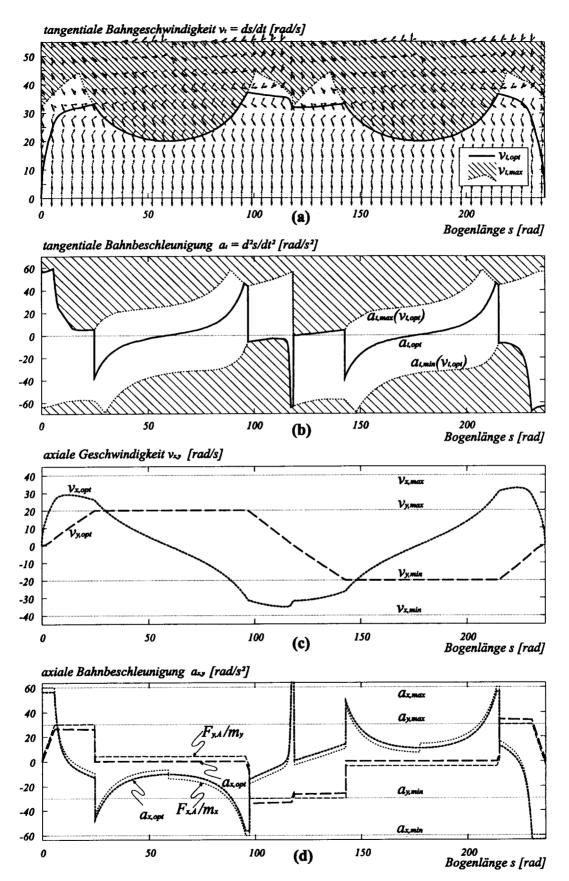


Abb. 9: Zeitoptimale Verläufe von Geschwindigkeiten und Beschleunigungen in tangentialer und axialer Richtung

Wird nach dem hier beschriebenen Verfahren die zeitoptimale Trajektorie für die durch (38) gegebene Kontur eines Kreises und das angegebene Antriebssystem ermittelt, so ergibt sich ein Verlauf der tangentialen Bahngeschwindigkeit $v_{t,opt}$ nach Abb. 9.(a) beziehungsweise der Verlauf der tangentialen Bahnbeschleunigung $a_{t,opt}$ nach Abb. 9.(b).

Berechnet man aus dem Verlauf der Bahngeschwindigkeit und Bahnbeschleunigung entsprechend (12) und (13) die axialen Geschwindigkeiten $v_{x,opt}$ und $v_{y,opt}$ sowie die Beschleunigungen $a_{x,opt}$ und $a_{y,opt}$, so ergeben sich Verläufe nach Abb. 9.(c)-(d). Zu beachten ist, daß die axialen Beschleunigungen noch um die Reibungsterme nach (14) zu ergänzen sind, um den tatsächlichen Antriebskraftbedarf $F_{x,A}$ und $F_{y,A}$ zu erhalten.

Wie man aus Abb. 9.(c)-(d) erkennen kann, befindet sich immer genau eine der axialen Größen v_x , v_y , F_x/m_x , F_y/m_y in ihrer oberen oder unteren Begrenzung, was ein typisches Merkmal für zeitoptimale Bewegungen ist.

Ergänzend soll nun noch der Fall, daß entlang der Kontur voneinander isolierte Bereiche der erlaubten Tangentialgeschwindigkeit entsprechend (32) auftreten, besprochen werden. Wie schon früher erwähnt, tritt dieser Fall nur bei signifikanten Unterschieden in den geschwindigkeitsabhängigen Reibungskoeffizienten $r_{x,v}$ und $r_{y,v}$ auf.

Geht man beispielsweise statt von den bisherigen Parametern des Antriebssystems (33)-(35) von anderen Parametern entsprechend

$$\hat{v}_{x} = 70 \ rad / s \quad \hat{v}_{y} = 70 \ rad / s, \tag{44}$$

$$\frac{\hat{F}_x}{m_x} = 20 \ rad \ / \ s^2 \quad \frac{\hat{F}_y}{m_y} = 7 \ rad \ / \ s^2$$
 (45)

$$\frac{\mathbf{r}_{x,c}}{m_x} = 0 \frac{rad}{s^2} \qquad \frac{r_{x,v}}{m_x} = 0 \frac{rad}{s^2} / \frac{rad}{s}$$

$$\frac{\mathbf{r}_{y,c}}{m_y} = 0 \frac{rad}{s^2} \qquad \frac{r_{y,v}}{m_y} = 4.1 \frac{rad}{s^2} / \frac{rad}{s}$$
(46)

aus, so erhält man die Bereiche der möglichen Tangentialgeschwindigkeiten entlang der Kreiskontur wie in Abb. 10. Es ergeben sich entlang der Kreisbahn Abschnitte, in denen der Bereich der möglichen Tangentialgeschwindigkeiten in 2 Unterbereiche zerfällt. Zwischen diesen Unterbereichen liegt eine Insel, deren Ränder durch Lösungen von (23) beschrieben werden. An den Rändern der Insel gilt also $a_{t,min}=a_{t,max}$, maximale und minimale tangentiale Bahnbeschleunigung fallen zusammen, während im Inneren der Insel $a_{t,min}>a_{t,max}$ gilt. Ein Fahren ohne Verletzung einer der axialen Beschleunigungsgrenzen ist im Inneren der Insel folglich nicht möglich.

Natürlich stellt sich die Frage, ob das Beschleunigungsvermögen ausreicht, um die zeitoptimale Geschwindigkeitstrajektorie oberhalb dieser Insel zu führen. Im gegebenen Fall sieht man anhand der extremalen Beschleunigungsscheren in der Umgebung der Insel, daß dies sicher nicht möglich ist, da alle möglichen Trajektorien in der Umgebung der Insel steil abfallen und ein Umfahren der Insel oberhalb derselben verhindern.

Ursache der abfallenden Trajektorien in der Umgebung der Insel ist die hohe viskose Reibung in der y-Achse, durch welche ein Auftreten der Inseln überhaupt erst ermöglicht wurde. Da die Insel allerdings im Bereich hoher Tangentialgeschwindigkeiten liegt, wirken hier auch hohe viskose Reibungskräfte, die in diesem Fall den steilen Abfall der Trajektorien bewirken.

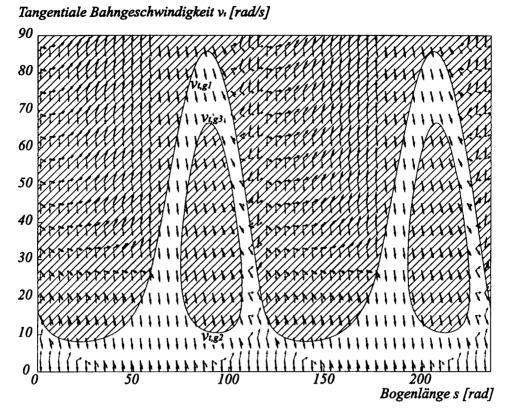


Abb. 10 : Grenzen der tangentialen Bahngeschwindigkeit im Fall von hohen Unterschieden der viskosen Reibungskoeffizienten

Es lassen sich zwar Fälle aufzeigen, wo unter bestimmten Umständen in der Umgebung oder selbst oberhalb der Insel abschnittsweise Trajektorien mit positiver Steigung (Tangentialbeschleunigung > 0) existieren (so beispielsweise im gegebenen Fall: $a_{i,max}(s=106 \text{ rad}, v_i=47 \text{ rad/s}) = +0.6892 \text{ rad/s}^2$), doch aufgrund des zu geringen Anstiegs der Trajektorien in solchen Punkten bzw. dem Fehlen solcher geschlossener Bereiche mit ansteigenden Trajektorien links der Insel ist ein Umfahren der Insel im gegebenen Fall nicht möglich. Ohne Beweis scheint es im weiteren zumindest plausibel, anzunehmen, daß auch bei anderen Parameterkombinationen bzw. anderen Konturen die Möglichkeit eines Umfahren solcher Inselbereiche nicht gegeben ist oder zumindest nur in sehr seltenen Fällen auftritt.

8 Konturregelung unter Verwendung von zeitoptimalen Stellgrößen

Die in Abb. 9.(c)-(d) dargestellten Sollwerte für die Axialgeschwindigkeiten $v_{x,opt}$ und $v_{y,opt}$ sowie die axialen Antriebskräfte (bzw. Ankerströme) $a_{x,opt}m_x = F_{x,A} = k_x I_{x,A}$ und $a_{y,opt}m_y = F_{y,A}$ = $k_y I_{y,A}$ können als Sollwertsignale $v_{x,ref}(t)$ und $v_{y,ref}(t)$ bzw. $I_{x,ref}(t)$ und $I_{y,ref}(t)$ direkt zur Einspeisung in einen kaskadierten Lageregelkreis entsprechend Abb. 2 verwendet werden.

Zur Ermittlung der axialen Positionssollwerte $x_{ref}(t)$ und $y_{ref}(t)$ kann man mittels

$$s_{opt}(t) = \int_{\tau=0}^{t} v_{t,opt} d\tau \tag{47}$$

jedem Zeitpunkt t der zeitoptimalen Geschwindigkeitstrajektorie einen durch den zeitoptimalen Bogenlängenverlauf $s_{opt}(t)$ gegebenen Punkt auf der Kontur C(s) zuordnen und

somit aus der bogenlängenparametrischen Darstellung (9) die Sollwertsigale $x_{ref}(t) = x(s_{opt}(t))$ und $y_{ref}(t) = y(s_{opt}(t))$ bestimmen.

Die Reglerparameter der verwendeten Kaskadenregelung in Abb. 2 wurden aus der Diplomarbeit von Gutenbrunner (Gutenbrunner, C., 2000) übernommen und betragen für beide Achsen für den Positionsregler

$$K_p(z) = K_p = 10$$
 (48)

und für den Drehzalregler bei einer Abtastzeit von $T_A=10$ ms

$$K_{\nu}(z) = \frac{10,5z-9,5}{z-1}$$
 (49)

Der Stromregler wurde in der Simulation als ideal angenommen. Bei der Regelung des realen Antriebs wurde ein Stromregler mit integrierter Pulsbreitenmodulation ($f_{puls}=20kHz$) verwendet, dessen Führungszeitkonstante deutlich kleiner als die des übergeordneten Geschwindigkeitsreglers war.

Vorteil der zeitoptimalen Ansteuerung

Um den Zeitgewinn des zeitoptimalen Geschwindigkeitsprofils zu veranschaulichen, wird die zeitoptimale Ansteuerung mit der Ansteuerung durch ein trapezförmiges Geschwindigkeitsprofil verglichen (Abb. 11).

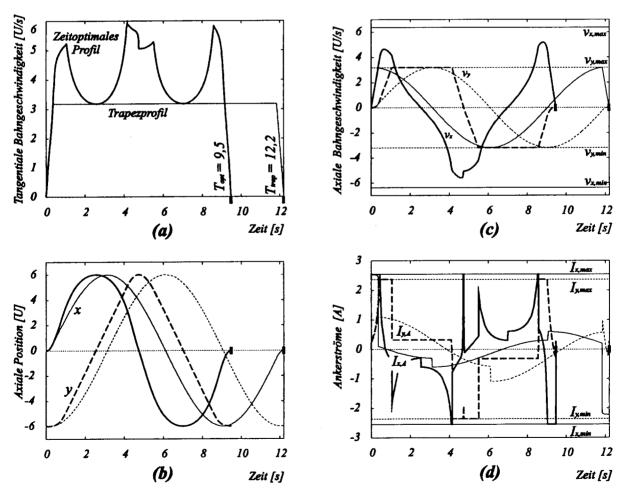


Abb. 11 : Vergleich von zeitoptimalen (starke Linien) und trapezförmigen (dünne Linien) Geschwindigkeitsprofil für eine Kreisbahn

Das trapezförmige Geschwindigkeitsprofil ist so gestaltet, daß eine Beschleunigungs- und Bremsphase mit jeweils konstanter Bahnbeschleunigung bzw. sowie betragsmäßig gleicher ebenfalls konstanter Bahnverzögerung eine Phase mit konstanter Bahngeschwindigkeit einschließen, wobei die konstante Bahnbeschleunigung, und Bahngeschwindigkeit jeweils maximiert werden, ohne die axialen Strom- und Geschwindigkeitsgrenzen zu verletzen.

Abb. 11.(a) zeigt den Verlauf der Bahngeschwindigkeit für beide Geschwindigkeitsprofile, Abb. 11.(b) den Verlauf der zugehörigen Axialpositionen, wobei die Kreiskontur mit dem trapezförmigen Geschwindigkeitsprofil in 12,2 s, mit dem zeitoptimalen Geschwindigkeitsprofil aber in nur 9,5 s vollständig durchfahren werden kann, was einem Zeitgewinn von 2,7 s oder bezogen auf die Durchlaufzeit des trapezförmigen Geschwindigkeitsprofils von etwa 22% entspricht. Bei komplexeren Konturen ist der zu erwartende Zeitgewinn noch wesentlich größer.

Abb. 11.(c)-(d) zeigen für die beiden Geschwindigkeitsprofile die axialen Geschwindigkeitsund Ankerstromverläufe und deren Begrenzungen. Man erkennt, daß zwar beide Geschwindigkeitsprofile die axialen Geschwindigkeits- und Strombegrenzungen berühren, jedoch nur das zeitoptimale Geschwindigkeitsprofil die Begrenzungen optimal ausnützt, d.h. sich immer in einer der vier Begrenzungen befindet, während das trapezförmige Geschwindigkeitsprofil die Begrenzungen nur punktuell berührt.

Vorteil von Vorsteuerung und Reibungskompensation

Wie schon bei der Beschreibung der kaskadierten Positionsregelung erwähnt, bringt die Einführung einer Vorsteuerung für Ankerstrom und axiale Geschwindigkeit (Abb. 2) eine wesentliche Verbesserung der Genauigkeit mit sich. Aus der kleinen Abbildung in Abb. 12.(b) kann man den für die Kreisbahn definierten maximalen radialen Fehler

$$\hat{e}_{R} = \max_{t} \left(R_{soll}(t) - R_{ist}(t) \right) = \max_{t} \left(\sqrt{x_{ref}(t)^{2} + y(t)_{ref}^{2}} + \sqrt{x_{ist}(t)^{2} + y_{ist}(t)^{2}} \right)$$
 (50)

bei einer Positionsregelung ohne Vorsteuerung zu etwa 0,03 Umdrehungen (~11 Winkelgrad) ablesen, während eine Positionsregelung mit Vorsteuerung mit sonst der selben Regler-konfiguration den maximalen radialen Fehler um den Faktor 6 auf etwa 0,005 Umrehungen (1,8 Winkelgrad) reduziert (ebenfalls Abb. 12).

Noch bessere Ergebnisse lassen sich erzielen, wenn man bei Verwendung einer Vorsteuerung die Verstärkung des Positionsreglers erhöht: Da sich bei Verwendung einer Vorsteuerung ohne Änderung der Reglerparametern die Amplitude des eigentliche Reglereingriffs aufgrund der im vorhinein geringeren Regelabweichung deutlich reduziert, kann der Positionsregler wesentlich schneller ausgelegt werden (in den meisten Fällen gleichbedeutend mit höherer Reglerverstärkung), ohne daß sich die Amplitudenhöhe des Reglereingriffs wesentlich vergrößert. Dieser schnellere Regler wirkt sich in Form geringerer axialer und radialer Positionsfehler aus (Abb. 13).

Der Vorteil der Berücksichtigung der Reibung bei der Ermittlung der optimalen Bahnbeschleunigungs- und Geschwindigkeitsverläufe liegt nicht nur in einer Verringerung des radialen Fehlers, sondern auch in einem verbesserten Einhalten der axialen Ankerstrombegrenzungen. Deutlich erkennt man in Abb. 12, daß bei Verwendung einer Sollwertvorgabe mit Berücksichtigung der Reibung ein selteneres und geringeres Überschwingen der axialen Ankerströme über die jeweiligen Strombegrenzungen auftritt als bei einer Sollwertvorgabe ohne Berücksichtigung der Reibung, was aus der geringeren Eingriffsnotwendigkeit der Regelung im Fall der Reibungskompensation zu erklären ist.

Daß die Verringerung des radialen Fehlers bei der Regelung des realen Antriebssystems geringer ist als in der Simulation, läßt auf eine nicht exakte Kenntnis der statischen und geschwindigkeitsabhängigen Reibungskoeffizienten (35) schließen.

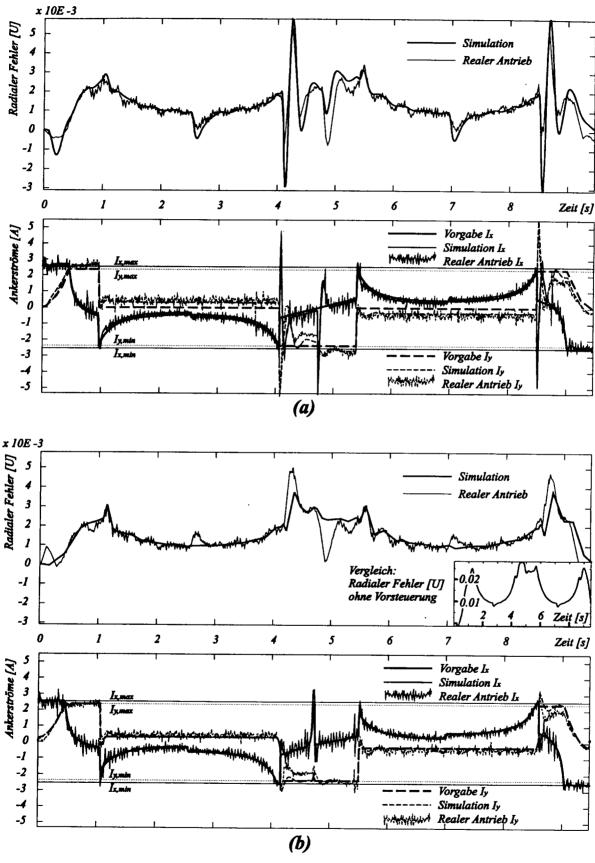


Abb. 12 : Regelung mit zeitoptimaler Sollwertvorgabe ohne (a) und mit (b) Berücksichtigung der Reibung

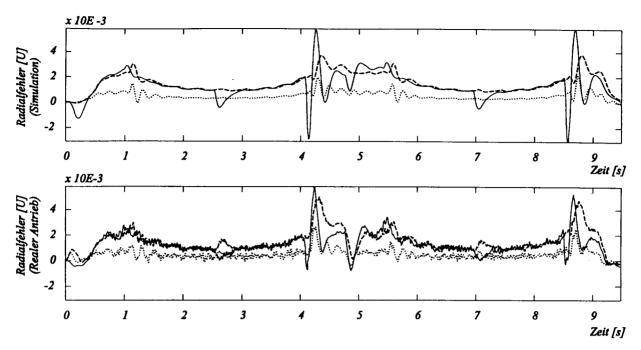


Abb. 13: Vergleich der Radialen Fehler in Simulation und am realen Antrieb für Positionsregelung mit Vorsteuerung

(—Sollwert ohne Berücksichtigung von Reibung; - - - Sollwert mit Berücksichtigung von Reibung; - - - Sollwert mit Berücksichtigung von Reibung und vergrößerter Positionsreglerverstärkung)

9 Zusammenfassung

In der vorliegenden Arbeit wird ein Verfahren zur Gewinnung von zeitoptimalen Antriebskräften – und damit von zugehörenden zeitoptimalen Positionssollwertverläufen - für die Konturregelung bei einem zweiachsigen kartesischen Antriebssystem vorgestellt. Während frühere bekannte Verfahren die Reibung nur unzureichend berücksichtigten oder keine Begrenzungen in den axialen Geschwindigkeiten vorsahen, sieht das vorgestellte Verfahren sowohl Begrenzungen in den axialen Geschwindigkeiten als auch in den axialen Ankerströmen vor und bezieht auch ein Reibungsmodell mit coloumb'scher und viskoser Reibung in den beiden Achsen ein.

Die grundlegende Idee des Verfahrens besteht darin, aus den axialen Begrenzungen in Geschwindigkeit und Ankerströmen (bzw. Beschleunigungen) Begrenzungen für Geschwindigkeit und Beschleunigung entlang der nachzufahrenden Kontur zu ermitteln und aus einer Abfolge von Teiltrajektorien mit maximaler bzw. minimaler Bahnbeschleunigung oder gegebenenfalls maximaler Bahngeschwindigkeit eine zeitoptimale Trajektorie $v_{t,opt}(t)$ zu gewinnen. Ein Beweis für die Zeitoptimalität des so ermittelten Geschwindigkeitsverlaufs wird in Folge erbracht.

Weiters wird das durch unterschiedliche viskose Reibungskoeffizienten verursachte Auftreten von Inseln im v_r -s-Diagramm erklärt und diskutiert, innerhalb der keine Trajektorie ohne Verletzung der axialen Ankerstrombegrenzungen verlaufen kann.

An Hand eines zweiachsigen Modellantriebes werden Anwendung und Brauchbarkeit des hier vorgestellten Verfahrens in Simulation und Echtzeitbetrieb gezeigt. Bei einer einfachen Kreiskontur ergibt sich danach im konkreten Fall bei einem zeitoptimalen Bahngeschwindigkeitsverlauf im Vergleich zu einem trapezförmigen Geschwindigkeitsverlauf ein Zeitgewinn von

etwa 22%. Dieser Zeitgewinn ist aber bei einem komplizierteren Konturverlauf sicher wesentlich größer.

Die diesbezüglichen Untersuchungen zeigen weiters, daß durch den Einsatz von Vorsteuergrößen für die Ströme und die Axialgeschwindigkeiten, die das vorgestellte Verfahren liefert, die maximale Abweichung von der Sollkontur gegenüber einer Positionsregelung ohne derartige Vorsteuerungen deutlich verringert werden kann.

Diese Untersuchungen zeigen außerdem, daß durch die Berücksichtigung der coloumb'schen und der viskosen Reibung bei der Ermittlung der zeitoptimalen Bahngeschwindigkeit das starke Überschwingen der Ankerstromverläufe über deren vorgegebene Grenzwerte deutlich verkleinert wird.

Zusammenfassend läßt sich sagen, daß das hier vorgestellte Verfahren ein leistungsfähiges Werkzeug zur Ermittlung zeitoptimaler Steuergrößen unter Berücksichtigung von technologischen Grenzwerten für zweiachsige Konturregelungen darstellt, dessen Brauchbarkeit sich nicht nur in der Simulation sondern auch im Echzeitbetrieb zeigt.

Literaturverzeichnis:

- Fauser, M.: Steuerungstechnische Maßnahmen für die Hochgeschwindigkeits-Bearbeitung: Geometriedatenverarbeitung auf Basis von Splines und bandbegrenzte Führungsgrößenerzeugung. Aachen, Technische Hochschule, Diss., 1997
- Fischer, R.: Elektrische Maschinen. München, Wien: Hanser, 1986
- Gutenbrunner, C.: Digitale Positionsregelung mit Einsatz von kreuzgekoppelten Reglern. Wien, Technische Universität, Diplomarbeit, 2000
- Hackstein, D.: Eine zeitoptimale Bahnsteuerung mit Digitalrechner. Darmstadt, Technische Hochschule, Diss., 1980
- Johanni, R.; Pfeiffer, F.: Optimale Bahnplanung für Industrieroboter. Robotersysteme 3 (1987), 29-36
- Koren, Y., Lo C. C.: Variable Gain Cross-Coupling Controller for Contouring, Annals of the CIRP 40 (1991), 371-374
- Srinivasan, K., Kulkarni, P. K.: Cross-Coupled Control of Biaxial Feed Drive Servomechanisms, ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control 112 (1990), 225-232
- Pfeifer, F.; Reithmeier E.: Roboterdynamik: Eine Einführung in die Grundlagen und technischen Anwendungen. Stuttgart: Teubner 1987
- Pontrjagin, L.S.: Mathematische Theorie optimaler Prozesse. Oldenbourg, München 1967
- Rajkovic, I., Noisser, R., Bammer, M.: Entwurfsverfahren für Führungsgrößenfilter von hochdynamischen Positionsregelungen. Tagungsband SPS/IPC/Drives Nürnberg '99, 474-483. Heidelberg: Hüthig, 1999.
- Shin, K. G., McKay, N. D.: Minimum-time control of robotic manipulators with geometric path constraints. IEEE Trans. Automatic Control 30 (1985), 531-541
- Tomizuka, M.: On the Design of Digital Tracking Controllers. ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control 115 (1993), 412-418
- Troch, I.: Modelling for optimal control of systems. A tutorial review. Survey on Mathematics for Industry 5 (1995), 203-29

31th International Symposium on Robotics – ISR 2000

14. – 17. Mai 2000 Montreal, Kanada

Diese jährliche Hauptveranstaltung der IFR (International Federation on Robotics) fand mit mehr als 700 Teilnehmern aus 34 Ländern – davon ungefähr 600 aus Kanada und USA - in Montreal, Kanada, statt. Ein Grund für diese relativ hohe Teilnehmerzahl war sicherlich, daß die ISR gemeinsam mit 4 anderen nationalen wissenschaftlichen Tagungen – AI 2000 (Artificial Intelligence), GI 2000 (Graphics Interface), VI 2000 (Vision Interface) und PRECARN-IRIS – abgehalten wurde.

In den Übersichtsvorträgen und technischen Papers wurde ein Querschnitt durch das gesamte Gebiet der Robotertechnik geboten.

In ihrem Vortrag "Mission STS-96 to the International Space Station – Building the Future" berichtete die kanadische Astronautin Julie Payette über ihren Aufenthalt in der Weltraumstation. Kanada war mit dem Bau des Roboterarmes zur Montage der Station an dieser Mission beteiligt.

Der Direktor des Institutes für Robotertechnik an der Carnegie Mellon University in Pittsburgh (USA), T. Kanade gab einen Überblick über abgeschlossene, laufende und zukünftige Arbeiten an seinem Institut. Ein an seinem Institut entwickeltes, intelligentes Fahrzeug durchquerte bereits 1997, auf normalen Straßen, fahrerlos den amerikanischen Kontinent (Pittsburgh – San Diego). Intelligente Roboter werden zum erforschen von Vulkankratern eingesetzt.

Die Sensorik und somit die künstliche Intelligenz beginnt sich auch in der industriellen Robotertechnik durchzusetzen, war die Quintessenz der Ausführungen des Präsidenten K. Ostby, eines namhaften Roboterherstellers. Intelligente Industrieroboter werden in zunehmendem Maße in der Medizin, der Pharmaindustrie, der Lebensmittelindustrie, der Paket- und Briefverteilung sowie in der Montage eingesetzt.

Den "Nano-Walker" – ein miniaturisiertes, mobiles Dreibein mit 12 Freiheitsgraden - stellte I. W. Hunter vom MIT vor. Er zeichnet sich durch extrem hohe Positioniergenauigkeit – 10 picometer über eine Distanz von 0,5m - aus und erreicht durch 10.000 Mikroschritte pro Sekunde eine hohe Geschwindigkeit. Jeder von ihnen kann für eine spezielle Aufgabe – manipulieren, messen, injizieren, extrahieren, überprüfen – konfiguriert werden.

Sehr interessant auch die Ausführungen des Präsidenten eines namhaften amerikanischen Roboterherstellers, Ch. Duncheon, über "e – commerce in der Robotik". Über das INTERNET kann man sich nicht nur "seinen" Roboter aussuchen, sondern ihn auch gleich durch Simulation "life" erleben.

Die Spannvorrichtungen beim Einsatz von Robotern in der Automobilindustrie – überwiegend bei Schweißaufgaben – sind noch immer sehr kostenintensiv. "Fixtureless Assembly" beschäftigt sich daher mit der Entwicklung von speziellen Greifvorrichtungen für Karosserieteile, welche diese zukünftig ersetzen sollen. Interessant dabei: der Roboter handhabt den Karosserieteil. Dieser Thematik war ein ganze Session gewidmet.

Mobile Roboter – in diesem Kreis vor 3 Jahren noch kein Thema – stellten einen weiteren Themenschwerpunkt dar. Es wurden bereits konkrete industrielle "outdoor" Anwendungen z.B. Bergbauindustrie, Suche von Landminen, vorgestellt. Überraschend weiters Arbeiten über Roboter in der Vergnügungs- und Freizeitindustrie (3 Roboter als Museumsführer im Museum für Kommunikation in Berlin, ein sprechender Ball mit Eigenleben für Kinder.....).

Eine interessante Anwendung von Mehragentensystemen ist die Reinigung eines Tank-Rohrsystems durch eine Anzahl von kugelförmigen Robotern (Durchmesser 11cm), die in der Lage sind untereinander zu kommunizieren.

Ergänzt wurde das Programm durch Bekanntes: Sensoren für Roboter, Regelung von flexiblen Robotern, Unterwasserrobotern sowie - bedingt durch den Veranstaltungsort - Roboter für Anwendungen im Weltraum.

Begleitend fand eine kleine, aber interessante Roboterausstellung, Posterpräsentationen von meist kanadischen Universitäten sowie die erste kanadische Roboterhockeymeisterschaft statt. Dieser Trend zur industriellen Anwendung moderner Robotertechnik wird sich sicher bei der ISR 2001 in Seoul fortsetzen.

Peter Kopacek

4th IFAC Symposium on Fault Detection Supervision and Safety for Technical Processes

SAFEPROCESS 2000

14.-16. Juni 2000 Budapest, Ungarn

Das 4th IFAC Symposium on Fault Detection Supervision and Safety for Technical Processes (SAFEPROCESS 2000) fand vom 14.-16.6.2000 im Agro Hotel Conference Center in Budapest statt. Das in diesen drei Tagen abgewickelte Programm umfasste 6 *Plenary Sessions* sowie 36 *Technical Sessions*, davon 9 *Invited Sessions*. Die gedruckt vorliegenden *Symposium Preprints* umfassten 2 Bände mit 217 Syposiumbeiträgen.

Das technische Programm dieses Symposiums spiegelt das schnelle Wachstum und das sehr große internationale Interesse auf dem Gebiet der Theorie und Anwendung sicherheitsrelevanter Systeme wieder. In den *Plenary Lectures* wurde von den Vortragenden ein sehr guter Überblick über die Entwicklung von FDI-Systemen in der Vergangenheit sowie deren momentanen Stand und möglichen Zukunftsperspektiven gegeben. Besonders die Beiträge von Isermann et al., *Fault Tolerant Drive-by-Wire Systems – Concepts and Realizatioms*, Frank et al, *Current developments in the Theory of FDI* und Manguabi & Edelmayer, *Model-Based Fault Detection: The Optimal Past, the Robust Present and a Few Thoughts on the Future*, boten für den Sysmposium-Teilnehmer wertvolle Einsichten und Anregungen.

Die 36 Technical Sessions waren an allen drei Tagen in 5 Parallelsitzungen organisiert, wobei ein gutes Verhältnis zwischen Theorie und Anwendungen gefunden werden konnte. Dem Berichterstatter ist es aber gerade deswegen nicht möglich eine umfassende Beurteilung des technischen Programms abzugeben. Hervorzuheben ist der Einsatz Künstlicher Neuronaler Netze (KNNs) (4 Sitzungen, davon eine Invited Session) und die Anwendung von Fuzzy Logic (1 Sitzung) und anderer AI-Methoden für FDI-Systeme. Weitere Schwerpunkte in den Sitzungen lagen auf den Gebieten der Observer-basierten FDI-Systeme, sowie auf der Anwendung von FDI-Konzepten für nichtlineare Systeme.

Zusammenfassend kann das IFAC-Symposium SAFEPROCESS 2000 vom Inhalt und der fachlichen Organisation her als erfolgreich bezeichnet werden. Den ungarischen Organisatoren kann diesbezüglich durchaus Beifall gespendet werden. Lediglich das von ihnen ausgewählte Agro Hotel entsprach nicht den üblichen Standards derartiger Veranstaltungen.

2000 American Control Conference

28.-30. Juni 2000 Chicago, USA

Die 2000 American Control Conference fand vom 28.-30. Juni 2000 im Hyatt Regency Hotel in Chicago statt. An diesen drei Tagen wurde das Kernprogramm des Kongresses abgewickelt. Es setzte sich aus je einem Plenarvortrag am Morgen, gefolgt von je 18 Parallelsessions am Vormittag, Mittag und Nachmittag zusammen. Fünf dieser Parallelsessions waren dabei jeweils Invited Sessions. Insgesamt ergaben sich damit etwa 970 Kongeßbeiträge.

An den beiden Tagen vor dem Kongreß und am Tag danach wurden Tutorial Workshops abgehalten. Themen dieser Workshops waren unter anderem eine Einführung in nichtlineare Systemtheorie, Genetische Optimierungsalgorithmen sowie aus der Biologie abgeleitete Lösungsansätze für Regelungsprobleme. Die Proceedings wurden als CD-Rom an die Teilnehmer ausgegeben.

Im Rahmen des Kongresses wurden in einer Ausstellungshalle von diversen Firmen aktuelles Laborequipment, wie zum Beispiel regelungstechnische Experimente und Roboter sowie neueste Software vorgeführt. Aufgrund der Vielfalt und Menge der dargebotenen Information ist es nicht annähernd möglich, eine umfassende Beurteilung des technischen Programms zu geben. Es fanden Sessions zu "`klassischen" Themen wie nichtlineare, robuste, adaptive, prädiktive und Fuzzy- Regelung sowie zu neuronalen Netzen und Identifikation statt. Daneben wurden aber auch Sessions wie z.B. "Remote Laboratory Facilities for Flexible Learning" abgehalten. Hier wurden primär Laborexperimente, welche über das WWW bedienbar sind, behandelt.

Auch industrielle Anwendungen sowie Anwendungen aus dem biomedizinischen Bereich kamen gebührend zur Geltung. Von Seiten des Verfassers wurde hier eine Session über "Vehicle Steering Control" als besonders interessant empfunden.

Der eigene Vortrag des Verfassers fand in der Session Adaptive Estimation and Fault Tolerance statt und behandelte die automatische Kompensation von Systemfehlern in nichtlinearen Systemen.

Weiters besuchte der Verfasser einen Tutorial-Workshop über genetische Algorithmen und genetische Programmierung. Diese Veranstaltung bot einen sehr praxisnahen Einstieg in die Anwendung von genetischen Algorithmen in der Regelungstechnik.

Die Organisation des Konferenzablaufs war sehr präzise, lediglich das Konferenzhotel bot - gemessen an den hohen Preisen - nicht den entsprechenden Standard. Insgesamt jedoch war die American Control Conference 2000 eine erfolgreiche Veranstaltung und ein wertvoller Beitrag für die regelungstechnische Forschung.

Stefan Jakubek

6th IFAC SYMPOSIUM ON ROBOT CONTROL - SYROCO'00

Technische Universität, Wien 21. – 23. September 2000

Nach Barcelona 1985, Karlsruhe 1988, Wien 1991, Capri 1994 und Nantes 1997 fand dieses 6. Symposium über Steuerungs- und Regelungsprobleme in der Robotertechnik wieder in Wien statt. Seit dem ersten Symposium in Barcelona hat sich das Erscheinungsbild des Roboters fast gänzlich verändert. Standen damals die klassischen stationären, unintelligenten Industrieroboter im Mittelpunkt des Interesses der Automatisierungstechniker, so sind dies heute mobile, intelligente Roboterplattformen. Die Beiträge dieses Symposiums behandelten die klassische Roboterregelung - wie Modellbildung und Identifikation, nichtlineare Regelung, robuste und hybride Regelung, Kraftregelung, Simulation sowie neuronale und Fuzzyalgorithmen. Der Großteil der Beiträge befasste sich aber mit der Regelung intelligenter mobiler Roboter sowie der Regelung von koordiniert zusammenarbeitenden Mehrrobotersystemen. Die letztgenannten Roboter standen daher auch im Mittelpunkt der anwendungsorientierten Papers. Im Mittelpunkt standen dabei Anwendungen im Servicebereich (Haushalt, Gastronomie, Bauwesen, Landwirtschaft, Lebensmittelindustrie u.ä.). Eine eigene Session war der Regelung von Robotern in der Vergnügungsindustrie sowie Freizeit und Hobby gewidmet.

In seinem Survey Paper behandelte P. Klüger (KUKA, Deutschland) das aktuelle Gebiet der Einbindung von Industrierobotern in Netzwerke. Er zeigte wie mit PC-üblichen Betriebssystemen und einfachen Mitteln weltweite Automatisierungsnetzwerke aufgebaut werden können. J. Sasiadek (University of Ottawa, Kanada) widmete sich der Einbindung von externen Sensorsignalen in Roboterregelungen. Die beiden restlichen Survey Papers, gehalten von C. E. Pereira (Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Brasilien) und G. Dimirovski (Cyril and Methodius University, Macedonia), gaben einen Überblick über neueste Forschungsergebnisse aus Brasilien bzw. Mazedonien.

In einer Panel Discussion wurde versucht die Entwicklungstrends in der Robotik und die damit verbundenen Konsequenzen für die Robotersteuerung und Regelung in den nächsten Jahren aufzuzeigen. Als Hauptergebnis kann festgehalten werden, dass auch im Zuge der mobilen Roboter modernste Regelalgorithmen nicht zuletzt aufgrund der Rechnerhardware angewandt werden können. Es fehlen allerdings – wie üblich in der Regelungstechnik – noch genaue Richtlinien, welche Algorithmen für welche Aufgaben mit welchen Parametern am effizientesten sind. Die ungefähr 140 Teilnehmer hatten Gelegenheit an der Präsentation von 122 Papers, welche in 37 Sessions angeordnet waren, teilzunehmen. Die Qualität der Beiträge wurde durch eine sehr strenge Auswahl sichergestellt. Jedes der 170 eingegangenen Abstracts wurde von mindestens drei Mitgliedern des Programmkomitees evaluiert. Von organisatorischer Seite kann als Neuheit angesehen werden, dass 90% der Organisation über e-mail und Internet abgewickelt wurde.

Das Rahmenprogramm bot ausreichend Gelegenheit zu einem Meinungsaustausch der Teilnehmer untereinander. Es bleibt abzuwarten inwieweit sich die Roboter Regelungs- und Steuerungsszene bis zum nächsten Symposium on "Robot Control" im Jahr 2003 verändern wird.

Sichere und fehlertolerante Steuerungen Entwicklung sicherheitsrelevanter Systeme

Sergio Montenegro

188 Seiten, CD-ROM ISBN 3-446-21235-3

1. Auflage, Carl Hanser Verlag München Wien, 1999

"Dieser Text hat z.B. eine gewisse Redundanz, ohne dass Sätze doppelt vorkommen." schreibt der Autor über sein Buch. Er arbeitet seit über 14 Jahren im Bereich sicherheitsrelevanter Steuerungen und Systeme. Daher kann er aus einem reichen Erfahrungsschatz berichten (konkrete Beispiele – lebhaft erzählt – sind in blau gedruckt).

Der Autor versucht das zu bringen, was der Entwickler oder Konstrukteur braucht: einfache Lösungen; und nicht, was ihm gerade noch fehlte: unnötige Verkomplizierungen der ohnehin schon komplexen Entwicklungsaufgabe. Diese Grundaussage des Buches setzt der Autor übrigens auch im Buch selbst um: "Die einfachste Lösung ist die beste (und sicherste)", da ein komplexes System nicht mehr überblickt werden kann. Der leicht verständliche Text wird durch 76 bunte Abbildungen bestens ergänzt.

Nach wenigen einführenden Worten werden im zweiten Kapitel des Buches die Begriffe Sicherheit, Verfügbarkeit und Zuverlässigkeit erklärt, sowie Gefahren und daraus resultierende Risiken aufgezeigt.

Das dritte Kapitel erörtert, dass die Sicherheit bei der Konzeption des Systems beginnt. Hauptsächlich wird erläutert, dass die Mensch-Maschine-Schnittstelle auch im Notfall einfach zu bedienen sein muss, damit im Unfallbericht nicht "wegen menschlichem Versagen…" steht.

Im vierten Kapitel werden einige Methoden und Techniken vorgestellt, die eine systematische Gefahrenerkennung ermöglichen. Unbekannte Gefahren liefern Überraschungen und diese sind die größte Gefahr. Schließlich werden Methoden gezeigt, um die Gefahren zu beherrschen: Die beste ist, sie zu eliminieren.

In Kapitel fünf beschäftigt sich der Autor mit Sicherheit und Fehlertoleranz während der Laufzeit, da hier das System alleine mit Störungen zurechtkommen muss – und das einzig Sichere ist, dass im Betrieb Anomalien auftreten werden.

In Kapitel sechs wird dargelegt, wie nun das sicherheitstechnisch hoffentlich optimal konzipierte System korrekt in die Realität umgesetzt wird, da Entwicklungsfehler ein offenes Problem darstellen.

Zum Abschluss bringt der Autor noch Beispiele, die belegen, dass ironischerweise auch Sicherheitsmaßnahmen selbst Grund für Unfälle sein können.

Und für alle Leser, die Informationen zu den im Buch behandelten Themen haben möchten, gibt es eine ausführliche Literaturliste.

Konrad Daichendt

Umweltverträgliche Produktgestaltung Planung, Werkzeuge, Umsetzung, Beispiele

F. Quella (Herausgeber)

Publicis MCD Verlag, 1998 213 Seiten, zahlreiche Abbildungen ISBN 3-89578-090-1

Das vorliegende Buch beschäftigt sich im wesentlichen mit dem IEC-Guide 109; einem internationalen Leitfaden zur umweltverträglichen Produktgestaltung. Die Autoren, alle Fachleute der Elektrotechnik und Elektronik eines großen Elektrokonzerns, versuchen hier den gesamten Produktlebenszyklus vom Marketing bis zur Verwertung darzustellen. Neu ist das umgesetzte Kreislaufwirtschaftsmodell in der betrieblichen Praxis. Dadurch unterscheidet sich dieses Buch wohltuend von herkömmlichen, in denen meist nur das Elektronikschrottrecycling – meist von der theoretischen Seite – beschrieben wird. Die in diesem Buch zusammengestellten Produktbeispiele zeigen deutlich, daß umweltverträgliche Produktgestaltung nicht nur zum Schutze der Umwelt beiträgt, sondern auch wirtschaftlich effizient sein kann, wenn sie konsequent für alle Phasen des Lebenszyklusses eines Produktes beachtet wird.

Das Buch kann daher allen, mit diesem Thema befaßten Managern, Produktionsverantwortlichen und Anwendern wärmstens empfohlen werden.

B. Kopacek

Encyclopedia of Computer Sciences Forth edition

Anthony Ralston, Edwin D. Reilly, David Hemmendinger (Hg.)

2034 Seiten ISBN 0-333-77879-0 4. Auflage, Nature Publishing Group London, 2000

Seit dem Erscheinen der ersten Auflage im Jahr 1976 ist die "Encyclopedia of Computer Sciences" die Referenz in der Computerwissenschaft, wenn klare und präzise Erklärungen aktueller Technologie und ihrer Anwendungen gefragt sind. 623 Artikel behandeln erschöpfend die neun Hauptfachgebiete Hardware, Software, Computersysteme, Information und Daten, Mathematik in der EDV, Methodik sowie Umfeld der Informatik.

Diese Enzyklopädie unterscheidet sich von anderen Nachschlagewerken durch ihren Umfang. Die Artikel umfassen mehr als nur Definitionen; sorgfältig ausgesuchte Spezialisten führen ihre Themen detailliert aus. Querverweise zu Beginn und Literaturangaben als Abschluss jedes Artikels machen auf weiterführende Informationen aufmerksam. Im Anhang finden sich Listen über Abkürzungen und Akronyme, ein Wörterverzeichnis der wichtigsten Fachvokabel in Englisch, Französisch, Deutsch, Spanisch und Russisch sowie eine Liste aller Journale aus dem Bereich der Computerwissenschaft und -forschung.

Mehr als 100 neue Artikel wurden in die vierte Auflage aufgenommen, die restlichen wurden überarbeitet oder herausgenommen. Dadurch ist auch die aktuelle Ausgabe des vorliegenden Werkes wieder eine Informationsquelle für Informatiker, Studierende und Dozenten, die keine Probleme mit leicht verständlichem Englisch haben.

Konrad Daichendt

10th International Workshop on ROBOTICS IN ALPE-ADRIA-DANUBE REGION – RAAD 2001

May 16 - 18, 2001 Vienna University of Technology Vienna, Austria

The purpose for this workshop is to provide a forum for presentation and discussion of the state- of-art of robotic research, education and collaboration advanced methodologies, technologies and applications.

Topics within the scope of the workshop will include:

- Kinematics of Robots
- Kinetics
- Mobile Robots Wheeled, Legged, Climbing, others
- Sensors and Actuators
- Grippers, Grasping and Intelligent Compliance
- Robot Control and Vision
- Modeling, Planning and Simulation in Robotics
- Human-machine Coordination and Human-centred Robotics
- Telepresence and Teleaction
- Virtual Robotics and Virtual Factories
- Robots in MAS (Networking)
- Architecture, Design and Performance Evaluation of Robotic Systems
- Industrial and Non-industrial Applications
- New Applications
 - o Servicerobots
 - o Entertainment
 - o Demining
 - o Environmental Issues
 - o Humanoid Robots
- Education in Robotics (Internet Technology)

English will be the official language throughout the workshop. No simultaneous translation will be provided.

For further information please visit the workshop homepage at http://www.ihrt.tuwien.ac.at/raad

or contact:

Prof. Dr. Dr.h.c.mult. Peter Kopacek
Institute for Handling Devices and Robotics (E318)
Vienna University of Technology
Favoritenstraße 9-11, A-1040 Vienna, AUSTRIA
Tel:+43-1-58801-31801, Fax:+43-1-58801-31899
E-mail: raad2001@ihrt.tuwien.ac.at

10th IFAC Symposium on INFORMATION AND CONTROL PROBLEMS IN MANUFACTURING - INCOM'01

September 20 - 22, 2001 Vienna University of Technology Vienna, Austria

The purpose of the 10th IFAC Symposium on *INFORMATION AND CONTROL PROBLEMS IN MANUFACURING* is to point up international researches and developments on advanced information technologies used to integrate Manufacturing Systems and referring to the **Product System**, the **Technical System**, the **Human System** and their relationships. Moreover, the particular objective of this symposium is to consider Industrial Engineering in general, to federate the different concepts, theories, methodologies, methods, models, languages and tools, usually separately applied to Process Systems, Discrete Object Systems, Intelligent Manufacturing Systems,

This symposium will mainly focus on topics about Integration in Manufacturing based on:

- Production Integrated System Engineering
- Advanced Automation Engineering
- Intelligent Manufacturing Systems and Equipments
- Information Technology for Integration in Manufacturing
- Industrial System Safety
- Education and Training in Industrial System Engineering
- Emerging Technologies for Advanced Manufacturing
- Technical Management for Enterprise Business Integration

English will be the official language throughout the symposium. No simultaneous translation will be provided.

For further information please visit the symposium homepage at http://www.ihrt.tuwien.ac.at/INCOM/

or contact:

Prof. Dr. Dr.h.c.mult. Peter Kopacek
Institute for Handling Devices and Robotics (E318)
Vienna University of Technology
Favoritenstraße 9-11, A-1040 Vienna, AUSTRIA
Tel:+43-1-58801-31801, Fax:+43-1-58801-31899
E-mail: kopacek@ihrt.tuwien.ac.at

IFAC Conference on SOCIAL STABILITY: THE CHALLENGE OF TECHNOLOGY DEVELOPMENT – SWIIS'01

September 27 - 29, 2001 Vienna University of Technology Vienna, Austria

Technological development has caused profound changes in social stability. Regions which had stable populations for centuries have experienced enormous population growth leading to the emergence of sometimes unmanageable megaplex cities as well as bringing about macroscopic environmental change. Computers and communications have brought formerly remote regions into the daily interactions of global politics and commerce. These rapid developments have disrupted long-established patterns of social stability. The scope of the IFAC/SWIIS Conference is to offer insights into mitigating unwanted side-effects of rapid development and to share methodologies for propriate ways of managing the introduction of technologies which will alter social stability.

Mainly topics of this conference will be:

- Social Aspects of Technology Transfer
- Anticipating Secondary and Tertiary Effects of Technological Development
- Managing the Introduction of Technological Change
- Ethical Aspects of Technological Proliferaton
- Modeling Social Change Likely to Follow a New Technology
- Case Studies of Technology Transfer and Social Change
- "Push" Introduction of Technology vs. "Demand Pull" for Technological Development
- Technology and Environmental Stability

English will be the official language throughout the conference. No simultaneous translation will be provided.

For further information please visit the symposium homepage at http://www.ihrt.tuwien.ac.at/SWIIS

or contact:

Prof. Dr. Dr.h.c.mult. Peter Kopacek
Institute for Handling Devices and Robotics (E318)
Vienna University of Technology
Favoritenstraße 9-11, A-1040 Vienna, AUSTRIA
Tel:+43-1-58801-31801, Fax:+43-1-58801-31899
E-mail: kopacek@ihrt.tuwien.ac.at

Datum	Veranstaltung	Ort	Weitere Informationen erhältlich bei:
2527.6.2001	American Control Conference - ACC01	Arling- ton, USA	Bruce H. Krogh Dept.of Electrical & Computer Engg. Carnegie Mellon University Pittsburgh, PA 15213, USA e-mail: krogh@ece.cmu.edu
2426.7.2001	Telematics Applica- tions in Automation and Robotics		Prof. Schilling/Prof. Roth University of Applied Sciences FH Ravensburg-Weingarten e-mail: ta2001@ars.fh-weingarten.de http://www.ars.fh-weingarten.de/ta2001
47.9.2001	European Control Conference - ECC2001		Prof. Martins de Cavalho, FEUP, DEEC e-mail: chairecc@fe.up.pt http://www.fe.up.pt/ecc2001/
68.9.2001	IFAC Symposium Modelling and Con- trol of Economic Systems	furt	Prof. R. Neck Dept. of Economics; Univ. of Klagenfurt e-mail: reinhard.neck@uni-klu.ac.at
2022.9.2001	IFAC(IFIP/IFORS/ IFR) Symposium In- formation Control Problems in Manu- facturing Technolo- gies - INCOM'2001	Austria	Ms Ilse Nemetz Inst. for Handling Devices and Robotics Favoritenstraße 9-11; A-1040 Vienna, Austria, Vienna University of Technology FAX: +43.1.58801 31899 e-mail: incom@ihrt.tuwien.ac.at http://www.ihrt.tuwien.ac.at/INCOM/
2729.9.2001	IFAC Conference Social Stability: The Challenge of Tech- nological Develop- ment – SWIIS'01	Austria	Prof. Dr. P. Kopacek Institute for Handling Devices and Robotics Favoritenstraße 9-11; A-1040 Vienna, Austria FAX: +43.1.58801 31899 e-mail: kopacek@ihrt.tuwien.ac.at http://www.ihrt.tuwien.ac.at/swiis01/
2426.4.2001	IFAC Workshop 6th Intelligent Manufac- turing Systems – IMS 2001		IMS 2001 Secretariat Dept. of Control, Robotics and Computer Science Poznan University of Technology ul. Piotrowo 3 A PL-60-965 Poznan, Poland FAX: +48/61/665 2563 e-mail: ims2001@put.poznan.pl http://www.put.poznan.pl/events/ims2001
21.–23.5.2001	IFAC Workshop Automatic Systems for Building Infra- structure in Develop- ing Countries	Ohrid Macedo	Prof. Georgi Dimirovski, Inst. f. Regelungstechnik Johannes Kepler University Linz Altenberger Str. 69, A-4040 Linz, Austria FAX:+43/732/2468-9734 e-mail:georgi@regpro.mechatronik.uni-linz.ac.at