

REGELUNGSKONZEPTE FÜR MASCHINEN MIT VERKOPPELTEN ACHSEN

Prof. Dr. Ing. habil. R. Neugebauer, Dr.-Ing. W.-G. Drossel, K. Pagel

1. Einleitung

Ein großer Teil mehrachsiger, elektromechanisch angetriebener Maschinen mit kinematisch verkoppelten Achsen sind aus heutiger Sicht hinsichtlich der erreichbaren Dynamik und Steifigkeit, mitunter stark begrenzt. Als Beispiele sind an dieser Stelle neben Portalmaschinen und Parallelkinematiken vor allem auch elektromechanische Spindelpressen zu nennen. In konventionellen Architekturen, die in der Regel aus Steuerung und Einzelachsreglern bestehen, wird dem Einfluss der Verkopplung bisher in keiner Weise Rechnung getragen. Die meisten am Markt etablierten Firmen bieten Mehrachslösungen an, welche einerseits auf serielle und damit vollständig entkoppelte Kinematiken zugeschnitten sind und andererseits in ihrer regelungstechnischen Struktur fest stehen. Eine steuer- bzw. regelungstechnische Verminderung oder gar Aufhebung der Achsverkopplung ist mit diesen Mitteln nur bedingt möglich. Die Forderung der Produktionstechnik nach stetig steigender Dynamik bei gleichzeitig hoher Flexibilität führt dazu, dass bewährte Konzepte ständig hinterfragt und neuartige Lösungsansätze entwickelt und untersucht werden müssen. Im Folgenden werden vier Konzepte zur Aufhebung der Achsverkopplung erläutert und miteinander verglichen. Die Ansätze beruhen zum einen auf der Modifikationen der konventionellen Architektur und zum anderen aber auch auf die vollständige Loslösung von dieser. Besondere Beachtung soll hierbei der praktischen Umsetzbarkeit unter Verwendung industrieller Hardware geschenkt werden.

2. Stand der Technik

Bei einer Vielzahl von elektromechanisch angetriebenen Maschinen treten die Aktoren je nach Aufbau mehr oder weniger stark in Wechselwirkung. Diese Verkopplung führt im Allgemeinen einerseits zu Ungenauigkeiten bei Verfahrbewegungen an denen mehrere Achsen beteiligt sind und andererseits zu einer Begrenzung der erreichbaren Reglerparameter im Antrieb. Dadurch kann das prinzipiell mögliche Potential solcher Anordnungen nur unzureichend genutzt werden. Im Folgenden sollen zwei Maschinentypen bei denen dieses Problem besonders stark in Erscheinung tritt kurz vorgestellt werden.

2.1. Portalmaschinen

Bei Fräsmaschinen mit serieller Kinematik stehen die translatorischen Achsen in einem Winkel von 90° aufeinander. Sie sind also in ihrer aktorischen Wirkung vollständig voneinander entkoppelt. Die Antriebe beeinflussen sich untereinander nicht. Bei Maschinen in denen mehrere Antriebe pro Achse eingesetzt werden, ist dies jedoch nicht der Fall. Bei Portalmaschinen beispielsweise deren x-Achse prinzipbedingt auf zwei Seiten mit einem oder mehreren Antrieben bewegt wird, haben beide Antriebe dieselbe Wirkrichtung. Aufgrund der sich ständig ändernden Position des z-Schiebers ändert sich auch permanent die an den Antrieben angreifende Last [Zi07].

In konventionellen Steuerungsarchitekturen werden die Antriebe der x-Achse als Gantryanordnung ausgeführt. Das heißt, dass diese die gleichen Sollwerte von der Steuerung erhalten und aufgrund identischer Reglerparametrierung, bei gleichzeitiger Änderung der angreifenden Last kein identisches dynamisches Verhalten aufweisen. Hierdurch tritt eine mitunter starke Beeinflussung

der Antriebe untereinander auf. An realen Maschinen zeigt sich dieser Effekt einerseits durch die Verschlechterung der Positioniergenauigkeit und andererseits dadurch, dass mit derartigen Anordnungen nicht die Dynamik von vergleichbaren Einzelachsenanordnungen erreicht werden kann. Das hohe dynamische Potential dieses Maschinenprinzips kann hierdurch nicht optimal ausgenutzt werden.

2.2. Parallelkinematiken

Bei parallelkinematisch aufgebauten Maschinen stehen die Antriebsachsen in einem bestimmten Winkel α zueinander, der von den bei seriellen Kinematiken üblichen 90° abweicht. Dieser Winkel ändert sich in Abhängigkeit vom mechanischen Aufbau der Maschine und der Position des *Tool Center Point* (TCP) im Arbeitsraum und verursacht eine gegenseitige Beeinflussung der Aktoren untereinander. Je größer der Winkel zwischen den Achsen, desto größer wird diese Beeinflussung. Als Ergebnis der Kreuzkopplung führt jede Bewegung eines Aktors zu einer Störkraft auf die anderen Aktoren [Ne05, PIL06].

Darüber hinaus besteht je nach Aufbau bei Parallelkinematiken auch das Problem der unsymmetrischen Lastverteilung auf die Antriebe [KW00]. Das hohe dynamische Potential von Parallelkinematiken konnte hierdurch in der Vergangenheit nicht optimal ausgenutzt werden.

2.3. Elektromechanische Spindelpressen

Ein weiterer Maschinentyp, bei dem der Achsverkopplung sich nachteilig auswirkt sind elektromechanische Spindelpressen. Bei diesen sind zwei oder mehr elektromechanische Vorschubantriebe mit Kugelgewindtrieb parallel angeordnet und treiben gemeinsam die Presse. Das Problem hierbei ist nicht unbedingt die unsymmetrische Lastverteilung sondern die sich genauigkeitsbedingt ergebende Verspannung der Antriebsachse untereinander. Dies wirkt sich in erster Linie auf die erreichbaren Reglerparameter und somit auch direkt auf die Dynamik derartiger Maschinen aus.

2.4. Bisherige Lösungsansätze

In [KW00] wird ein Ansatz beschrieben, um das Problem der unsymmetrischen Lastverteilung bei parallelkinematischen Maschinen zu lösen. Es wird ein Verfahren hergeleitet, nach dem die Einstellung des Geschwindigkeitsregelkreises der Achsen im Arbeitsraum je nach Stellung der Kinematik variiert wird. Hierdurch konnte das dynamische Verhalten der Maschine im Arbeitsraum egalisiert werden, was sich wiederum vorteilhaft auf die erreichbare Lageregelverstärkung auswirkt.

Ein weiterer Ansatz beschreibt zwei weitere Verfahren um die Störübertragung von verkoppelten Antriebsachsen zu minimieren. Die als vollständig kartesische Geschwindigkeitsregelung beschriebene Methode erreicht dieses Ziel. Die Begrenzung der Reglereinstellungen kann aufgehoben werden. Das als Alternative untersuchte Konzept der gezielten Störgrößenaufschaltung zeigt ebenfalls deutliches Potential [BO06].

Der in [KM06] beschriebene Ansatz basiert auf der Ansteuerung der Antriebe einer Parallelkinematik mittels eines inversen dynamischen Modells. Hierdurch ist nicht nur die Auflösung der Achsverkopplung möglich sondern auch die Kompensation elastischer Verformungen in der Struktur.

Die beschriebenen Ansätze konnten ausschließlich simulativ untersucht und nicht praktisch umgesetzt werden, da die notwendigen Eingriffe in die Maschinensteuerung bzw. -regelung bisher nicht möglich waren.

Zwei weitere Ansätze, welche auf einer offenen Regelungsarchitektur realisiert wurden, sind in [BKA06] beschrieben. Die getestete P-PI-Mehrgrößenregelung blieb hierbei in den Ergebnissen hinter der adaptiven Regelung, in Form des generalisierten Prädiktivreglers GPC zurück. Trotz positiver Ergebnisse hat der Ansatz des generalisierten Prädiktivreglers GPC sich bisher jedoch nicht in der Praxis durchgesetzt.

Der einzige bekannte Ansatz, welcher auf industrietauglicher Hardware umgesetzt wurde, ist in [Zi07] beschrieben. Dieser basiert auf einer genannten Kraftvorsteuerung, welche zu einer Regelung erweitert wurde in dem zusätzlich Korrekturbeschleunigungen modellbasiert aus dem Schleppfehler ermittelt werden. Mit dem CTC genannten Verfahren können die aus der Achsverkopplung resultierenden Positionierfehler deutlich reduziert werden. Dieser Effekt sinkt allerdings stark mit steigender Steifigkeit der angekoppelten Maschinenstruktur. Darüber hinaus muss zur Umsetzung des Ansatzes immer ein Mehrkörper – Modell der Struktur erstellt werden.

2.5. Vorarbeiten am IWU

Am Fraunhofer IWU wird derzeit ein Versuchsstand zur Untersuchung der Kopplung von Antriebsachsen in Betrieb genommen mit dem sowohl Portalmaschinen als auch verschiedene parallelkinematische Aufbauprinzipien und andere Maschinenprinzipien nachgebildet werden können. In Zukunft werden hiermit alternative Regelungskonzepte für kinematisch verkoppelte Antriebsachsen untersucht.

Der Versuchsstand besteht im Wesentlichen aus zwei Linearantriebsmodulen, da diese systembedingt eine geringere Störsteifigkeit aufweisen als elektromechanische Vorschubantriebe. Die Steifigkeit wird aufgrund des Fehlens der mechanischen Übertragungsglieder hauptsächlich durch die Parameter des Lage- und Geschwindigkeitsreglers bestimmt [GHW00]. Die Kreuzkopplung wirkt sich also bei Lineardirektantrieben besonders stark aus. Die Antriebe können auf Spannfeldern verschiedenartig angeordnet werden, um die Maschinenprinzipien zu realisieren. Die Steuerung und Regelung erfolgt durch ein System der Firma Bachmann

Für erste Voruntersuchungen wurde der Versuchsstand als Portalanordnung in Matlab/Simulink modelliert. *Abbildung 1* zeigt das Blockschaltbild des Modells.

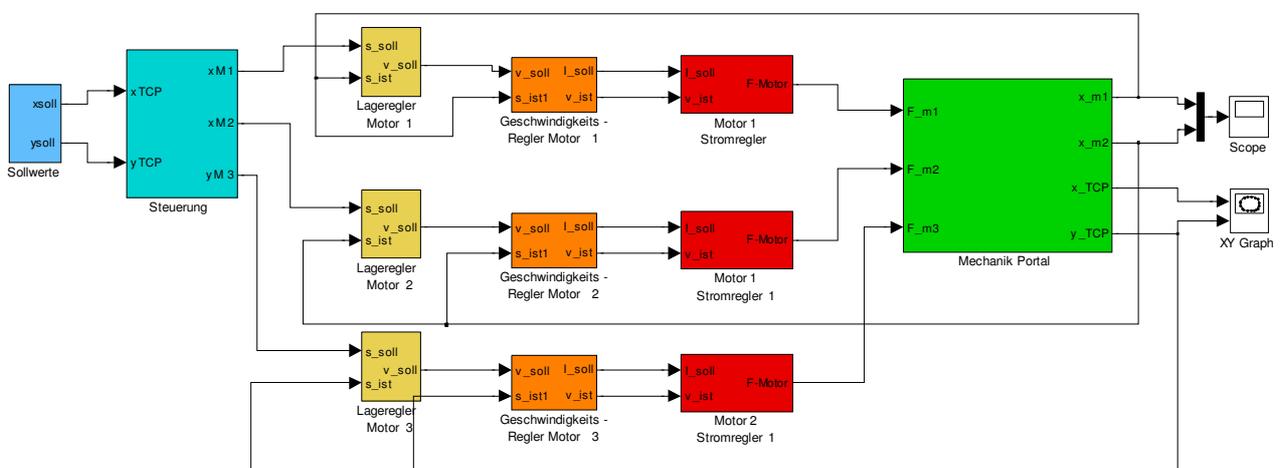


Abbildung 1: Blockschaltbild des Portal - Modells

Dieses besteht aus den beiden Linearantrieben mit konventionellen Kaskadenreglern, welche mit einem MKS-Modell der Strukturmechanik des Portals verbunden sind. Die veränderliche Position des Z- Schiebers ist hierbei als verschiebbare Masse realisiert.

Zur Verifikation des Modells wurden vorerst Untersuchungen an den Einzelachsen durchgeführt und mit den Ergebnissen der Simulation verglichen. *Abbildung 2* zeigt diese Gegenüberstellung.

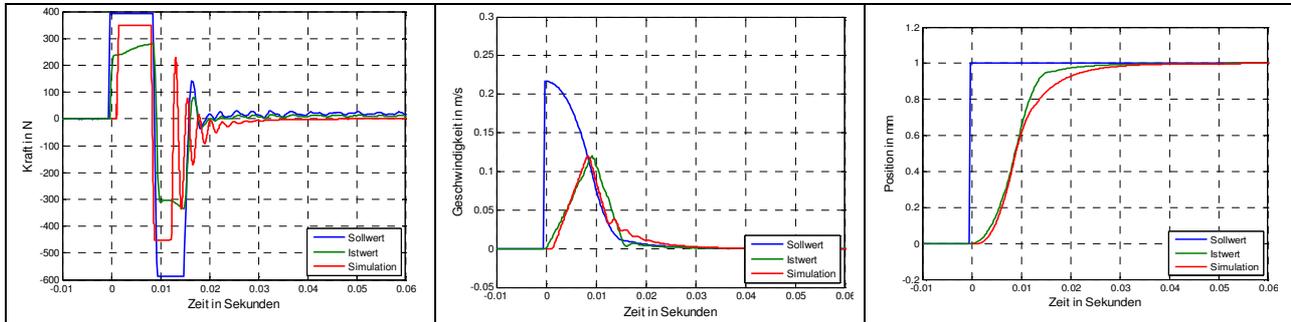


Abbildung 2: Gegenüberstellung von Simulation und Messwerten

Es ist gut erkennbar, dass Simulation und Realität relativ nahe beieinander liegen.

Die Auswirkungen der Verkopplung sind vergleichsweise einfach zu veranschaulichen. Hierzu werden die identisch parametrisierten Antriebe mit demselben Sollwert beaufschlagt und die Positionsdifferenz zwischen den beiden Antrieben für jeweils veränderliche y-Positionen des z-Schiebers aufgezeichnet. *Abbildung 3* zeigt diesen Zusammenhang.

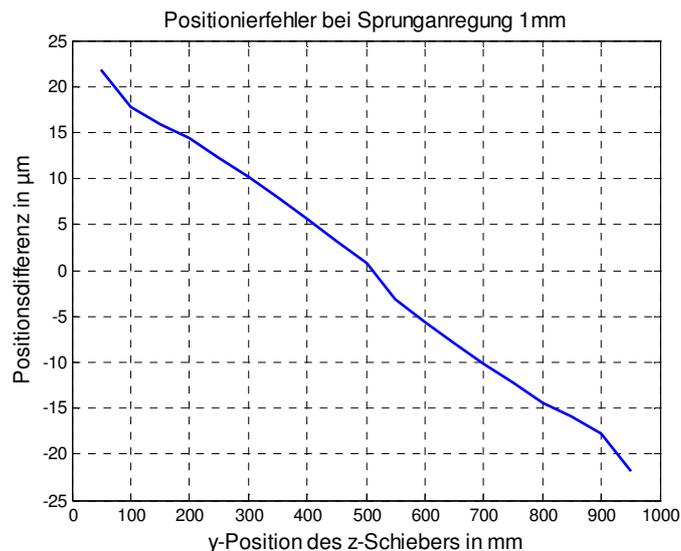


Abbildung 3: Auswirkungen der Achsverkopplung

Es ist deutlich erkennbar, dass die Abweichung zwischen den Positionswerten der Antriebe mit symmetrischer Masseverteilung stark abnimmt. Dies wirkt sich wiederum auch auf die erreichbaren Reglerparameter in den Antrieben aus. Praktische Messungen an einer parallelkinematisch aufgebauten Werkzeugmaschine haben diesen Effekt bestätigt.

3. Regelungskonzepte

Im Folgenden sollen vier regelungstechnische Lösungsansätze zur Verringerung des Einflusses der Kreuzkopplung und damit zur Verbesserung des Regelungsverhaltens von verkoppelten Achsen erläutert werden. Des Weiteren wird auf die technische Umsetzbarkeit und mögliche Anwendungen eingegangen.

3.1. Adaptive Regelung

3.1.1. Ansatz

Sind die möglichen Veränderungen der Regelstrecke so groß, dass sie von keinem Regler mit festen Parametern toleriert werden können, so müssen die Reglerparameter dem aktuellen Verhalten der Regelstrecke angepasst werden. Man spricht dann von einem adaptiven Regler. Ein wichtiges Grundprinzip der adaptiven Regelung beruht darauf, dass der Regler eine Komponente zur Identifikation der Regelstrecke und eine Komponente zur Festlegung der Reglerparameter enthält. Die Identifikation gibt Auskunft über das gegenwärtige dynamische Verhalten der Strecke, d.h. sie führt das Modell den zeitlich veränderlichen Streckeneigenschaften nach. [Lu96]

Auf den vorliegenden Fall bezogen, bedeutet dies, dass die zur Verbesserung des Regelungsverhaltens ausschlaggebenden Parameter (Regler- und ggf. Filterparameter) in Abhängigkeit der kinematischen Gegebenheiten angepasst werden müssen.

3.1.2. Potential/Anwendung

Um eine gleichbleibende Dynamik der Antriebsachsen an den verschiedenen Positionen zu gewährleisten, muss das Übertragungsverhalten des Geschwindigkeitsregelkreises egalisiert werden. Dieses ist definiert durch:

$$G_{VRK} = \frac{v_{ist}(j\omega)}{v_{soll}(j\omega)} = const. \quad (1)$$

Das Übertragungsverhalten kann entsprechend des vereinfachten Geschwindigkeitsregelkreises aus [GHW00] folgendermaßen ausgedrückt werden:

$$G_{VRK}(j\omega) = \frac{v_{ist}(j\omega)}{v_{soll}(j\omega)} = \frac{K_{Pv} \cdot \left(1 + \frac{1}{T_{nv} \cdot j\omega}\right) \cdot G_{IRK} \cdot K_F \cdot \frac{1}{m(y)} \cdot \frac{1}{s}}{1 + K_{Pv} \cdot \left(1 + \frac{1}{T_{nv} \cdot j\omega}\right) \cdot G_{IRK} \cdot K_F \cdot \frac{1}{m(y)} \cdot \frac{1}{s}} = const. \quad (2)$$

(K_F : Kraftverstärkung; K_{Pv} : P-Anteil Geschwindigkeitsregelkreis; T_{nv} : Nachstellzeit des Geschwindigkeitsregelkreises; G_{IRK} : Übertragungsverhalten des Stromregelkreises)

Daraus folgt:

$$\frac{K_{Pv}}{m(y)} = const. \quad (3)$$

Die Verstärkung des Geschwindigkeitsregelkreises K_{Pv} hängt linear von der zu treibenden Masse $m(y)$ ab. Wird diese rechnerisch aus den Daten des Portals berechnet, so lässt sich die optimale Verstärkung des Geschwindigkeitsregelkreises nach Gleichung 3 berechnen.

In Abbildung 4 sind erste Ergebnisse aus der Simulation dargestellt. Der Positionierfehler aufgrund unsymmetrischer Masseverteilung lässt sich durch die Adaption von K_{Pv} halbieren.

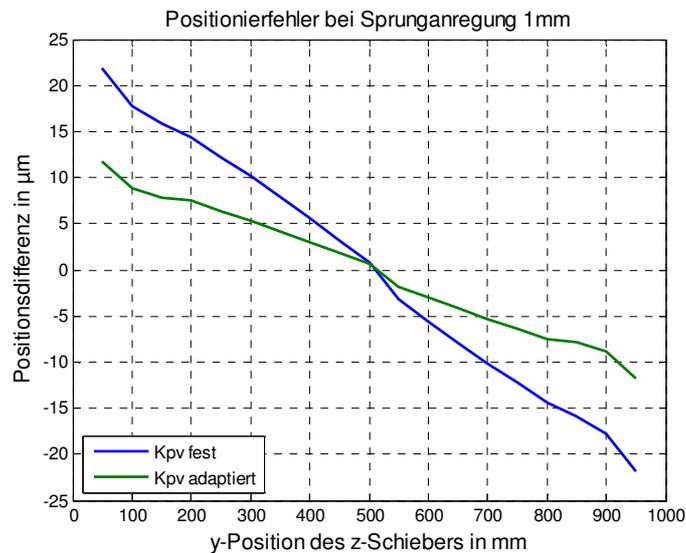


Abbildung 4: Verringerungen der Positionsdifferenz durch Adaption von K_{pv}

3.1.3. Umsetzung

Einige moderne Antriebsregler bieten die Möglichkeit bestimmte Reglerparameter online, also bei aktiver Regelung im Lage- bzw. Geschwindigkeitsregeltakt, zu verändern. Somit ist die Möglichkeit zur Umsetzung einer adaptiven Antriebsregelung prinzipiell gegeben. Am Versuchsstand wird dieses Konzept derzeit praktisch umgesetzt und untersucht.

3.2. Störgrößenaufschaltung

3.2.1. Ansatz

Eine andere Möglichkeit, die Verkopplung zwischen den Antrieben zu reduzieren, ist die Umsetzung einer Störgrößenaufschaltung. Dieser Ansatz ist ähnlich der adaptiven Regelung relativ einfach umzusetzen. Zurückzuführen ist dies in erster Linie auf die einfache Kopplung der beiden Antriebsregler wie in Abbildung 6 dargestellt [BO06].

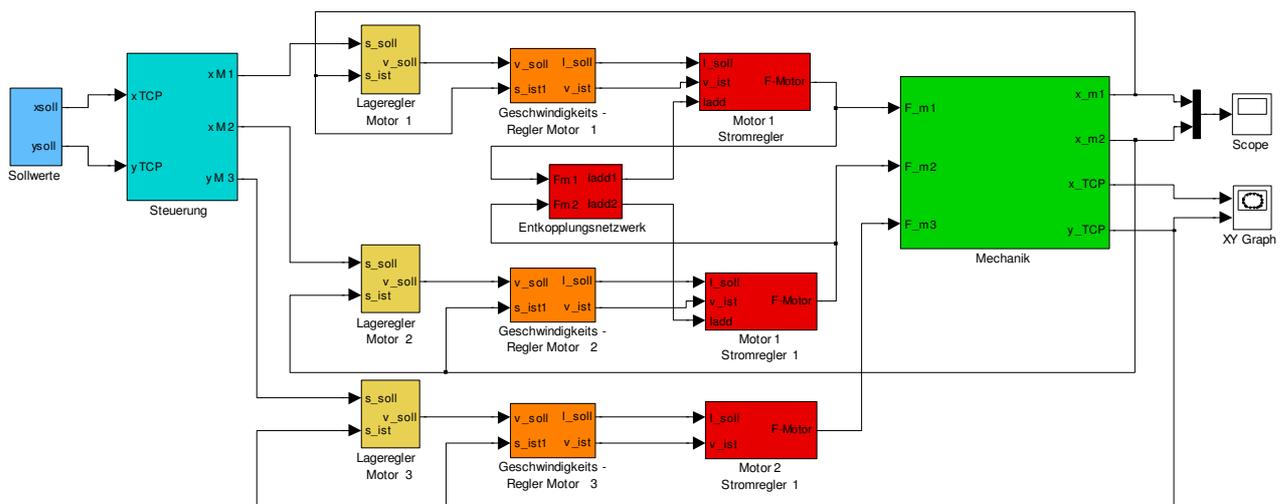


Abbildung 5: Blockschaltbild des Portal-Modells mit Störgrößenaufschaltung

3.2.2. Potential/Anwendung

Eine Störgrößenaufschaltung unterdrückt die Hauptstörung, bevor sie die Ausgangsvariable beeinflussen kann. Voraussetzung für die Anwendbarkeit einer Vorsteuerung ist, dass die Störgrößen gemessen oder mit mathematischen Modellen berechnet werden können [Fö92]. Beide Bedingungen werden im vorliegenden Fall erfüllt. Die Aufschaltung sollte, wie in Abbildung 5 dargestellt, direkt vor dem Stromregler erfolgen wobei mit gewissen Einschränkungen aber auch eine Vorsteuerung vor dem Geschwindigkeitsregler möglich wäre. Prinzipiell muss die Störübertragungsfunktion die bewegten Massen, ihre Positionen und den aktuellen Bewegungszustand berücksichtigen. Das heißt, dass für alle im Kraftfluss bewegten Teile diese Parameter berechnet werden müssen. Hierbei stehen Aufwand und zu erwartender Gewinn in einem deutlichen Missverhältnis. [BO06]. Aus diesem Grund muss eine Linearisierung der Übertragungsfunktion gefunden werden, die diese komplexe Berechnung vermeidet.

In der Simulation wurde vorerst ein Koppelfaktor in Abhängigkeit der Lastverteilung implementiert. An weiteren Algorithmen wird derzeit gearbeitet. In Abbildung 6 sind die Ergebnisse der Simulation dargestellt.

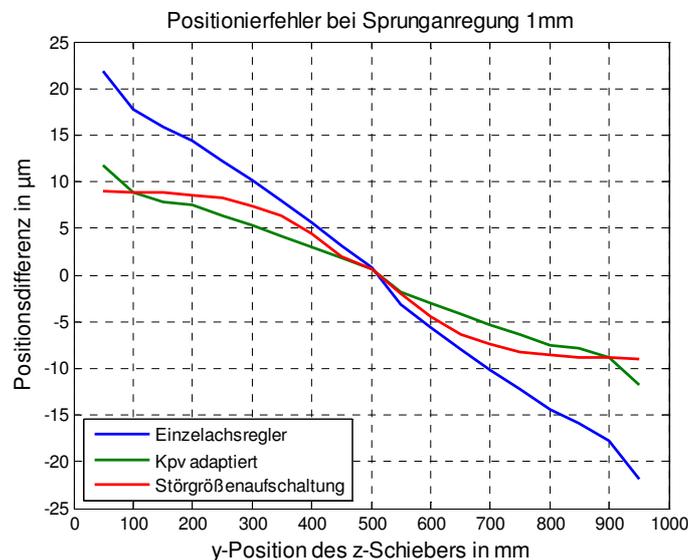


Abbildung 6: Verringerung der Positionsdivergenz durch Störgrößenaufschaltung

Als Ergebnis der Störgrößenaufschaltung können in den Regelkreisen höhere Verstärkungsparameter eingestellt werden, wodurch sich das dynamische Potential verkoppelter Anordnungen wesentlich besser ausnutzen lässt als bisher.

3.2.3. Umsetzung

Da bei konventionellen Antriebsreglern kein Eingriff in die Regelkreise möglich ist, konnte das an sich einfache Konzept der Störgrößenaufschaltung bisher nicht praktisch umgesetzt werden. In modernen Antriebsreglern verschiedener Hersteller besteht die Möglichkeit additive Kraftsollwerte vorzugeben. Hierdurch ergibt sich prinzipiell die Möglichkeit das Konzept der Störgrößenaufschaltung umzusetzen und damit die notwendige regelungstechnische Kopplung der Antriebsregler vorzunehmen.

3.3. Mehrgrößenregelung

3.3.1. Ansatz

In vielen technischen Anlagen ist mehr als eine einzige Größe einer oder mehrerer gegebenen Führungsgröße nachzuführen. Diese Größen können getrennt voneinander geregelt werden, wenn die dabei entstehenden Regelkreise dynamisch oder statisch schwach gekoppelt sind. Beeinflussen sich die Stell- und Regelgrößen jedoch untereinander stark, so müssen die Kopplungen beim Reglerentwurf berücksichtigt werden. Der Regler besitzt dann mehr als eine Regelgröße als Eingang und bildet mehr als eine Stellgröße als Ausgang [Lu96].

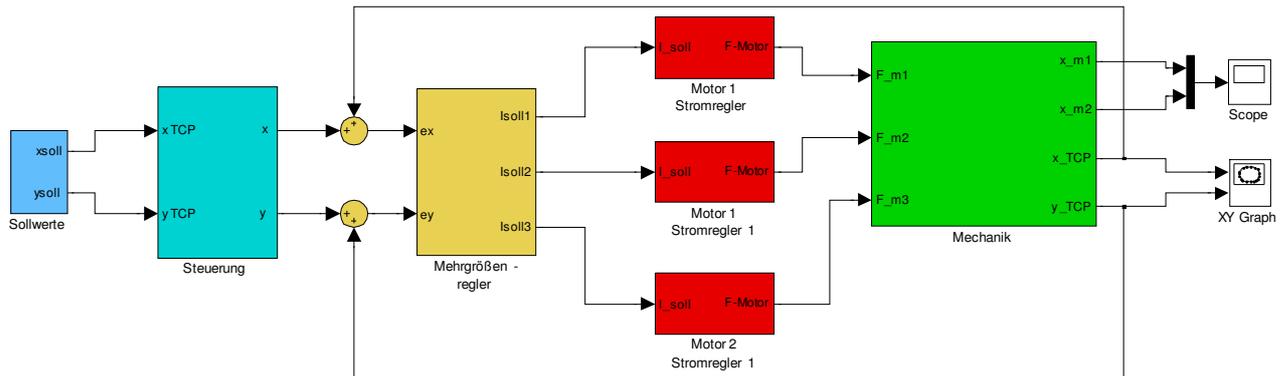


Abbildung 7: Blockschaltbild des Portal-Modells mit Mehrgrößenregelung

Abbildung 7 zeigt das Blockschaltbild des Portal-Versuchsstands unter Verwendung eines Mehrgrößenreglers. Auf die Methodik zum Entwurf von Mehrgrößenreglern soll an dieser Stelle nicht näher eingegangen werden.

3.3.2. Potential/Anwendung

Mit Verwendung eines Mehrgrößenreglers wird die Kraftkopplung vollständig aufgehoben, wodurch eine deutliche Verbesserung des Regelungsverhaltens und damit eine höhere Dynamik erreicht werden kann [Fö92].

3.3.3. Umsetzung

Wie aus Abbildung 8 hervorgeht, wird der Antriebsregler aus Gründen der nutzbaren Dynamik in diesem Ansatz idealerweise kraftgeregelt betrieben. Die niedrigen Abtastzeiten im Stromregelkreis ($62,5\mu\text{s}$) fordern daher einen entsprechend schnellen überlagerten Regler. Mit modernen Steuerungen sind diese Taktzeiten durchaus realisierbar, allerdings stellt der Reglerentwurf einen nicht zu unterschätzenden Mehraufwand dar.

3.4. Dynamische Modellierung

3.4.1. Ansatz

Zur Steuerung fast aller mehrachsigen Maschinen finden derzeit Konzepte Anwendung, bei denen die kinematische Struktur der Maschine als Modell Berücksichtigung findet. Dieses spiegelt in Form der inversen Kinematik für gewöhnlich jedoch nur das statische Verhalten der Maschine wider. Eine dynamische Modellierung, als inverse Dynamik, würde an dieser Stelle eine Reihe von ansonsten unberücksichtigten Effekten, wie z.B. der dynamischen Kraftkopplung zwischen den

Achsen oder Elastizitäten in der mechanischen Struktur mit berücksichtigen. Dies ermöglicht eine steuerungsseitige Kompensation dynamischer Fehler, ohne in die Regelung der einzelnen Achsen eingreifen zu müssen [KM06]. *Abbildung 8* zeigt eine mögliche Struktur.

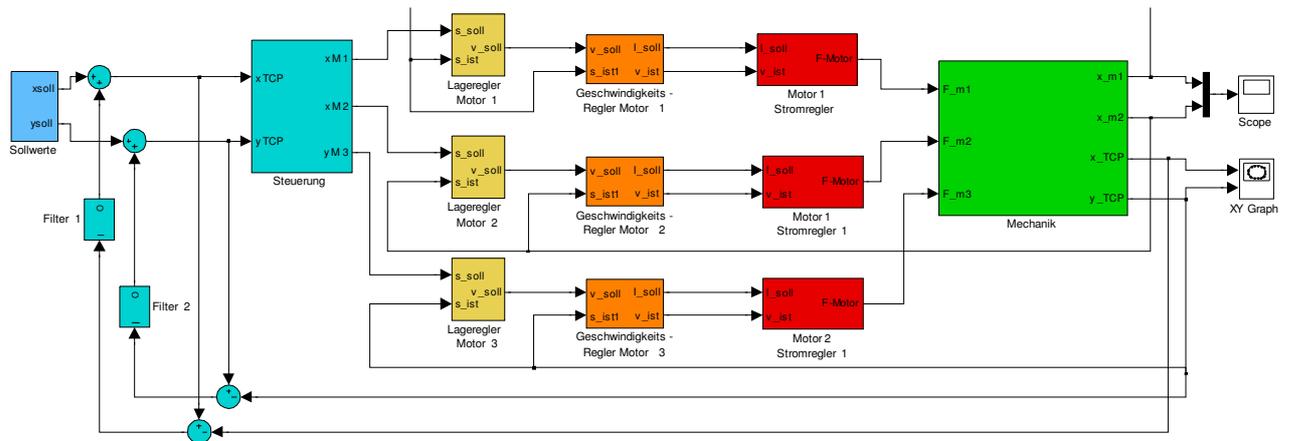


Abbildung 8: Blockschaltbild des Portal-Modells mit Dynamischer Modellierung

Die durch die inverse Dynamik berechneten kartesischen Positionen werden jeweils mit der Regelgröße verrechnet und dann erst dem Soll-Ist-Vergleich zugeführt. Ergebnis ist die dynamische Korrektur von Positionsabweichungen. Neben dieser Struktur werden in [KM06] noch weitere Möglichkeiten in diesem Zusammenhang vorgestellt, auf die hier nicht näher eingegangen werden soll. Auf Fragen der Modellierung und der Erzeugung der inversen Dynamik wird hier ebenfalls nicht weiter eingegangen.

3.4.2. Potential/Anwendung

Aufgrund der Komplexität dieses Ansatzes, lassen sich vorab nur sehr schwer Aussagen zur Wirksamkeit treffen. In [KM06] sind Simulationen an einer 6-achsigen Parallelkinematik beschrieben. Der Erfolg konnte allerdings bisher noch nicht quantifiziert werden.

3.4.3. Umsetzung

Wie aus *Abbildung 8* deutlich hervorgeht, bietet der Ansatz der dynamischen Modellierung den Vorteil, dass nicht in die Regelkreise der Achsregler eingegriffen werden muss, da lediglich deren Sollwerte korrigiert werden. Die praktische Umsetzung muss also steuerungsseitig erfolgen.

Am Versuchsstand des IWU werden zurzeit die notwendigen hard- und softwaretechnischen Voraussetzungen zur Realisierung des Konzepts geschaffen. Die Grundlage bildet eine weitgehend frei programmierbare Steuerungsumgebung nach industriellen Standards. Mit Hilfe der Matlab/Simulink Entwicklungsumgebung können dynamische Modelle erzeugt und in die Steuerung implementiert werden.

4. Zusammenfassung und Ausblick

In Tabelle 1 sind die beschriebenen Ansätze kurz zusammengefasst und hinsichtlich Umsetzbarkeit, Potential und Anwendungsmöglichkeiten gegenübergestellt.

Ansatz	Umsetzbarkeit/ Aufwand	Potential	Anwendung
1. Adaptive Regelung	Vergleichsweise geringer technischer Aufwand, da industrielle Hardware unverändert nutzbar; Minimalmodell bzw. Kennfeld notwendig	Erhöhung der Genauigkeit, Dynamik und Steifigkeit über den gesamten Arbeitsraum;	Portalmaschinen, Parallelkinematiken, elektromechanische Spindelpressen;
2. Störgrößen- aufschaltung	mittlerer technischer Aufwand, da industrielle Hardware unverändert nutzbar, aber Entkopplungsnetzwerk aufwändig; Signalkonditionierung im einfachsten Fall analog;	teilweise Aufhebung des Kopplungseinflusses, Verbesserung der Genauigkeit Dynamik und Steifigkeit im gesamten Arbeitsraum, höhere Reglerparameter einstellbar;	Portalmaschinen, Parallelkinematiken, elektromechanische Spindelpressen;
3. Mehrgrößen- regler	hoher Aufwand, da Mehrgrößenregler separat entworfen werden muss;	nahezu vollständige Aufhebung des negativen Einflusses der Kreuzkopplung möglich;	Portalmaschinen, Parallelkinematiken, elektromechanische Spindelpressen;
4. Dynamische Modellierung	Sehr hoher Aufwand, da Erstellen eines sehr genauen Modells notwendig und Steuerungsfunktionalität extern realisiert werden muss; Kopplung nur teilweise aufhebbar, da Sollwerte im Lageregeltakt;	Genauigkeitssteigerung durch Korrektur der Lagesollwerte, teilweise Aufhebung des Kopplungseinflusses, da Vorgabe von dynamisch korrigierten Lagesollwerten;	alle Arten von Maschinen, vor allem „weiche Kinematiken“ z.B. Leichtbau-Handlig-Module;

Tabelle 1: Gegenüberstellung der Regelungskonzepte

Ein Vergleich der Regelungskonzepte zeigt, dass vor allem die ersten beiden Ansätze Adaptive Regelung und Störgrößenaufschaltung ein hohes Potential zur praktischen Umsetzung aufweisen, da der Aufwand hierfür vergleichsweise gering ist. Eine Kombination der Verfahren mit automatisierten Inbetriebnahmealgorithmen könnte in der Zukunft in verschiedenen Maschinentypen angewendet werden ohne den Inbetriebnahmeaufwand deutlich zu steigern.

.Quellen:

- [BKA06] Berkemer J., Koch T., Altenburger R., Lehner, W.-D.:
Effektive Nutzung des Leistungspotenzials von Direktantrieben durch
Impulskopplung, Beschleunigungsregelung, achsübergreifende Regelung und
gekoppelte Simulation,
Abschlussbericht zum BMBF Verbundprojekt „EffeNDi 2005
- [BO06] Brecher C., Ostermann T., Friedrich D. A.:
Control Concept for PKM Considering the Mechanical Coupling between Actuators;
Tagungsband PKS 2006
- [GHW00] Groß H., Hamann J., Wiegärtner G.:
Elektrische Vorschubantriebe in der Automatisierungstechnik
Publicis MCD Verlag 2000
- [Fö92] Föllinger O.:
Regelungstechnik;
Hüthig Buch Verlag Heidelberg 1992
- [KM06] Krabbes M., Meißner C.:
Dynamic Modelling of a 6 DOF Parallel Kinematic by Means of Modelica,
Tagungsband PKS 2006
- [KW00] Krüger P., Weck M.:
Adaptive Regelung für Maschinen mit paralleler Kinematik;
Tagungsband PKS 2000
- [Lu96] Lunze J.:
Regelungstechnik 1,
Springer Verlag 1996
- [Ne05] Neugebauer R.:
Parallelkinematische Maschinen;
Springer Verlag 2005
- [PIL06] Poduarev J., Ihlenfeld S., Loginov A.:
Development of a Control Approach for PKMs with Scissor Kinematics
Tagungsband PKS 2006
- [Zi07] Zirn O.:
Machine Tool Analysis – Modelling, Simulation and Control of Machine Tool
Manipulators;
Habilitation ETH Zürich 2007