GEFÖRDERT VOM

Bundesministerium
für Bildung
und Forschung

BETREUT VOM

Projektträger
Forschungszentrum
Karlsruhe (PTKA)

BMBF - Rahmenkonzept
„Forschung für die Produktion von morgen“
Ausschreibung „Werkzeugmaschine 2010“

Abschlussbericht

des Verbundforschungsprojekts

SimCAT

Integration von **CA**-**T**echniken zur ganzheitlichen **Sim**ulation und Optimierung von Fertigungseinrichtungen vom CAD bis hin zur Hardware-in-the-Loop-Simulation

INDEX INTES
HELLER
wbk FE Design
SIEMENS
dynardo tao ISW
Rexroth Bosch Group IPEK

SimCAT

Abschlussbericht des
Verbundforschungsprojekts

Integration von CA-Techniken zur ganzheitlichen Simulation und Optimierung von Fertigungseinrichtungen vom CAD bis hin zur Hardware-in-the-Loop-Simulation (SimCAT)

Tagungsband zum Abschlusskolloquium
Karlsruhe, 14.11.2006

Dieses Forschungs- und Entwicklungsprojekt wurde mit Mitteln des Bundesministeriums für Bildung und Forschung (BMBF) innerhalb des Rahmenkonzeptes „Forschung für die Produktion von morgen“ gefördert und vom Projektträger Forschungszentrum Karlsruhe, Bereich Produktion und Fertigungstechnologien (PTKA-PFT), betreut.

Impressum

Abschlussbericht des Verbundforschungsprojekts „SimCAT“.

Tagungsband zum Abschlusskolloquium, Karlsruhe, 14.11.2006

© 2006. Alle Rechte vorbehalten.

Herausgeber: wbk Institut für Produktionstechnik
Universität Karlsruhe (TH)
Kaiserstr. 12
76128 Karlsruhe

Das Werk wurde mit größter Sorgfalt hergestellt. Trotzdem können die Autoren nicht zusichern, dass die in dem Bericht gegebenen Informationen frei von Fehlern sind. Der Leser muss sich dieser Tatsache bewusst sein, wenn er die in dem Bericht enthaltenen Aussagen, Daten, Formeln, Tabellen, Bilder und Arbeitshinweise verwendet.

Die Wiedergabe von Gebrauchsnamen, Handelsnamen, Warenbezeichnungen usw. in diesem Bericht berechtigt nicht zu der Annahme, dass solche Namen im Sinne der Warenzeichen- und Markenschutz-Gesetzgebung als frei zu betrachten wären und daher von jedermann benutzt werden dürfen.

Inhaltsverzeichnis

Geleitwort des Förderträgers 5
Geleitwort des Projektkoordinators 7

1 Ganzheitliche Simulation in der Produktentwicklung 9

Themenfeld „Simulation im Frequenzbereich“

2 Finite-Elemente-Methode mit Regelungselementen 13
3 Prozeßdynamik – Simulation & Wirklichkeit, ein aktueller Stand 19
4 Experimentelle Bestimmung der dynamischen Kennwerte von Profilschienenführungen 35

Themenfeld „Simulation im Zeitbereich und in Echtzeit“

5 Gekoppelte „Offline-Simulation“ mit bidirektionaler Anbindung einer NC-Steuerung (VNCK) 41
6 Simulation großer Verfahrwege in der FEM 47
7 Echtzeitfähige Achsdynamik-Modelle für die Hardware-in-the-Loop-Simulation mit realen Steuerungssystemen 51

Themenfeld „Optimierungsmethoden”

8 Topology Optimization for Static and Dynamic Properties in Machine Tools Designing 63
9 Einsatz von Methoden der Parameteroptimierung in der Produktentwicklung von Werkzeugmaschinen 75
10 Kopplung von Mehrkörpersimulation und Topologieoptimierung 85

Themenfeld „Anwenderberichte“

11 Einsatz der Simulationsmethoden bei HELLER 95
12 Anwenderbericht INDEX Werke GmbH & Co. KG 103

Anhang

13 Darstellung der beteiligten Projektpartner 115
14 Veröffentlichungen der Projektpartner 127

Geleitwort des Förderträgers

Wer die Entwicklungs- und Produktionsprozesse von Werkzeugmaschinen für die Produktion von morgen besser versteht und umfassender beherrscht hat mit diesem Schlüsselelement der Produktion großen Einfluss auf die produzierende Industrie.

Mit den vorliegenden Ergebnissen des Verbundprojektes **Integration von CA-Techniken zur ganzheitlichen Simulation und Optimierung von Fertigungseinrichtungen vom CAD bis hin zu Hardware-in-the-Loop-Simulation – SimCAT –** wurde durch die Integration bisher isoliert eingesetzter Simulationsverfahren in eine durchgängige Simulationsumgebung ein industriell verwertbares Ergebnis erzielt.

Die Hersteller von Werkzeugmaschinen sind zunehmend gefordert, als Systemanbieter komplette Fertigungsanlagen zu projektieren und zu liefern. Hierzu leisten die entwickelten und prototypisch erprobten integrierten Simulationslösungen einen wichtigen Beitrag. Wir würden uns freuen, wenn die Ergebnisse dieser Arbeiten in der deutschen Werkzeugmaschinenindustrie breite Anwendung finden.

Wir danken allen am Verbundprojekt **SimCAT** beteiligten aus Industrie und Wissenschaft für Ihren Einsatz und die gute Zusammenarbeit. Besondere Anerkennung gebührt Herrn Dipl.-Ing. Ernst-Ulrich Schmitz von den Index-Werken in Esslingen und Herrn Dipl.-Ing. Alexander Broos vom Institut für Produktionstechnik (wbk) an der Universität Karlsruhe (TH). Ihrem Einsatz und Engagement ist es zu verdanken, dass dieses umfangreiche Verbundprojekt reibungslos ablief, eine Vielzahl von Maßnahmen zum Ergebnistransfer ergriffen wurden und die Dokumentation der Ergebnisse in der vorliegenden Form zur Verfügung steht.

Unser Dank richtet sich auch an das BMBF, vertreten durch Frau Dipl.-oec. Susanne Clobes, Herrn Dr. Gerd Rache und Herrn Dr. Arne Simon, ohne deren Unterstützung das Projekt in dieser Form nicht hätte durchgeführt werden können.

Weitere Informationen zum Verbundprojekt **SimCAT** und zum Rahmenkonzept **Forschung für die Produktion** von morgen sind im Internet unter www.simcat.org und www.produktionsforschung.de verfügbar.

Karlsruhe, im November 2006

Dipl.-Ing. Edwin Steinebrunner

Projektträger Forschungszentrum Karlsruhe (PTKA)

Bereich Produktion und Fertigungstechnologien (PFT)

Geleitwort des Projektkoordinators

Die Forderung nach früher Absicherung von Risiken, Verkürzung der Time-to-market und nach Steigerung der Leistungsfähigkeit von industriellen Anlagen betreffen alle Bereiche des Maschinenbaus. In der Produktentwicklung kann durch den Einsatz der Simulation ein wesentlicher Beitrag zur Erfüllung dieser Forderungen geleistet werden.

Auf Basis bekannter Simulationsverfahren wurde im Projekt SIMCAT eine durchgängige Simulationsumgebung definiert und prototypisch realisiert, in der viele bisher isoliert verwendete Simulationsverfahren in einer geschlossenen Struktur mit erklärten Schnittstellen und Übergängen eingesetzt werden können. Dabei wird mit einem ganzheitlichen mechatronischen Ansatz gearbeitet, der sowohl Regler, Aktoren und Sensoren einschließt als auch die Prozessstabilität des Systems betrachtet. Dadurch wird ein wesentlicher Beitrag geleistet, die Simulation auf eine breitere Basis zu stellen und für die Industrie durchgängig anwendbar zu machen.

Der Dank des Konsortiums geht an das Bundesministerium für Bildung und Forschung, welches das Projekt großzügig gefördert hat sowie an den Projektträger Karlsruhe, PFT, für die gute Zusammenarbeit und die Bereitschaft, auf neue Entwicklungen im Projekt schnell und kooperativ zu reagieren.

Esslingen, im November 2006

Dipl.-Ing. Ernst-Ulrich Schmitz

Leiter Konstruktion KB0

Index-Werke GmbH & Co. KG Hahn & Tessky

1 Ganzheitliche Simulation in der Produktentwicklung

Dr. Andreas Melchinger, INDEX-Werke GmbH & Co. KG
Ernst-Ulrich Schmitz, INDEX-Werke GmbH & Co. KG

1.1 Zusammenfassung

In der Produktentwicklung spielt die Simulation eine zentrale Rolle, wenn Entwicklungszeiten verkürzt und Erprobungsaufwände reduziert werden müssen. Entwicklungsprozesse müssen so definiert werden, dass die Simulation mit den verschiedenen Aufgabenstellungen so eingebunden ist, dass die Ergebnisse nahtlos in den Entwicklungsfortschritt einfließen können. Die verschiedenen Simulationsaufgaben erfordern es, unterschiedliche Simulationsverfahren und –modelle einzusetzen, um in angemessenen Zeitaufwänden Ergebnisse zu erzielen. Um die verschiedenen Verfahren effizient einsetzen zu können, müssen die Übergänge exakt definiert sein und mit funktionierenden Schnittstellen ausgestattet werden. Schließlich ist es erforderlich, die Prognosefähigkeit aller Simulationsverfahren vor dem Einsatz im echten Entwicklungsprojekt abzusichern, damit durch die Simulation keine zusätzlichen Entwicklungsrisiken aufgebaut werden.

1.2 Simulation in der Produktentwicklung

1.2.1 Entwicklungsprozeß

Simulation im Entwicklungsprozeß dient dazu, Eigenschaften neuer Produkte schon in der Konzeptphase - bevor ein Prototyp aus Stahl und Eisen existiert – zu prognostizieren. Im weiteren Prozessverlauf, während der Entwurfs- und Konstruktionsphase, steht dann die Topologie wesentlicher, funktionsbestimmender Bauteile und die technische Leistungsfähigkeit der Baugruppen im Vordergrund. Der Sinn der Simulation besteht darin, so früh wie möglich umfassendes Wissen über technische Systeme und deren Eigenschaften zu erwerben ohne auf die Realisierung angewiesen zu sein. Dadurch wird ein Beitrag geleistet, den Entwicklungsprozeß zu straffen und zu beschleunigen und nach der Realisierung kurze Erprobungsphasen zu erreichen.

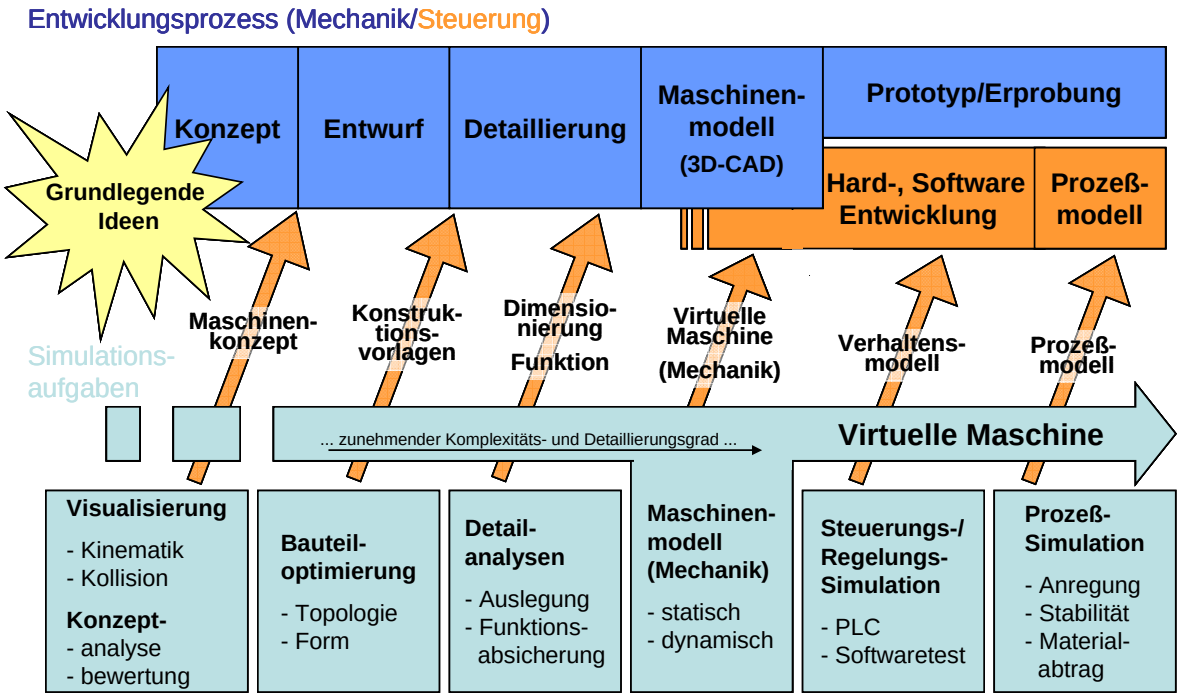


Abbildung 1-1: Simulationsgestützter Entwicklungsprozeß

1.2.2 Simulation im Entwicklungsprozeß

Durch die Simulation neuer Produkte wird erreicht, dass schon in der Konzeptphase eine Prognose über die technischen Eigenschaften zu stellen. In den verschiedenen Phasen des Entwicklungsprozesses muss eine Vielzahl von Fragestellungen mit unterschiedlichen Simulationsverfahren behandelt und beantwortet werden.

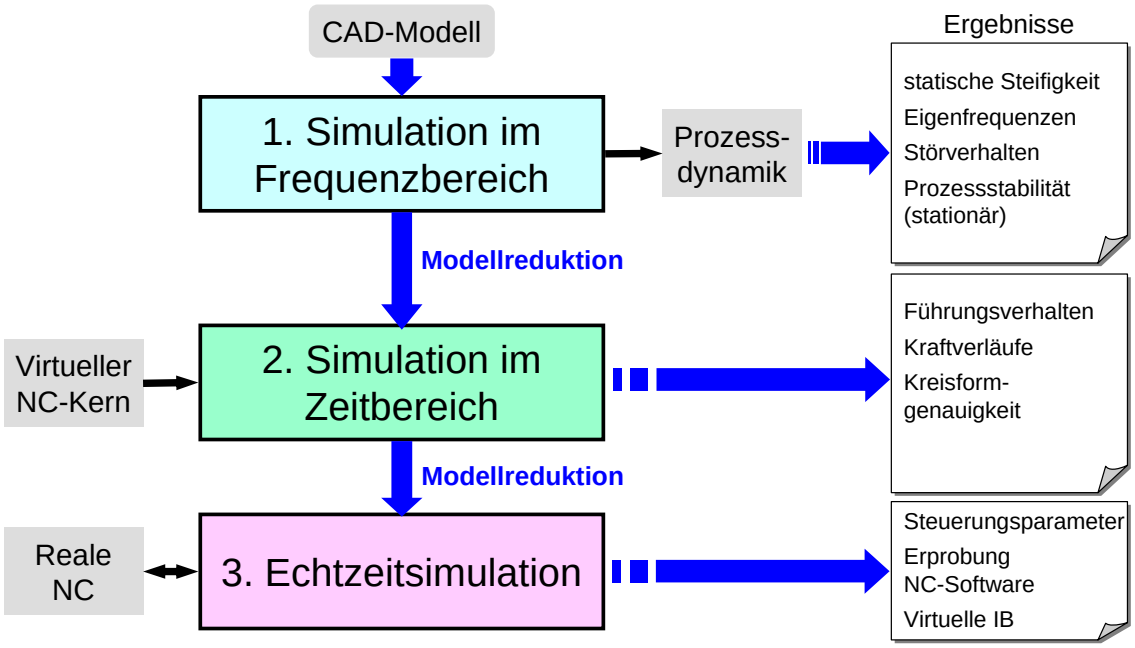


Abbildung 1-2: Ebenenmodell der Simulationsverfahren

Die grundlegenden Untersuchungen von Maschinenkonzepten erfolgen im Frequenzbereich, d.h. die Simulation findet in einem oder mehreren typischen Arbeitspunkten statt, die Achsregelung wird berücksichtigt, damit die Wirkung der Regelkreise auf die stehenden Maschinenachsen sichtbar wird.

Sobald größere Bewegungen der Maschinenachsen in die Untersuchung eingehen müssen, wird die 2. Ebene, der Zeitbereich, notwendig. Hier werden Bewegungen der Achsen aufgrund einer Sollwertvorgabe in der Simulation abgebildet. Durch eine Zeitdiskretisierung, d.h. die Betrachtung von Zwischenzuständen in definierten, kurzen Zeitintervallen, werden beispielsweise Aussagen über das Maschinenverhalten während langer Verfahrwege möglich.

Wenn die Reaktion der Maschinenachsen auf Bewegungssätze der realen NC-Steuerung untersucht werden soll, ist eine Simulation in Echtzeit erforderlich. Hier kommen von der Steuerung die Lagesollwerte der einzelnen Achsen, die Simulation der Maschine muss die Reaktion auf diese Lagesollwerte detailliert abbilden.

1.2.3 Prognosefähigkeit

Alle Simulationsverfahren, die in der Entwicklung eingesetzt werden, müssen hinsichtlich der Gültigkeit ihrer Ergebnisse abgesichert sein. Die Prognosefähigkeit ist erst dann gegeben, wenn vor Anwendung der Verfahren bekannt ist, mit welchen Abweichungen die Simulationsergebnisse in der Praxis wiedergefunden werden. Diese Prognosefähigkeit ist nur erreichbar, indem intensive Abgleiche zwischen Simulationen und realisierten technischen Systemen durchgeführt werden, bei denen durch ständig wachsendes Systemverständnis das notwendige Wissen über die Modellbildung für realistische Simulationen wächst.

1.3 Struktur und Zielstellung des Projekts SIMCAT

Im Projekt SIMCAT hat ein Konsortium aus Forschungseinrichtungen, Komponenten- und Steuerungsanbietern sowie Maschinenherstellern eine integrierte Simulationsumgebung für die Behandlung aller Simulationsaufgaben definiert und prototypisch realisiert.

1.3.1 Integrierte Simulationsumgebung

Zur Realisierung der Simulationspfade innerhalb einer Ebene erforderte die Entwicklung von Schnittstellen, durch die verschiedene Simulationswerkzeuge miteinander gekoppelt werden, die vertikalen Übergänge zwischen den Simulationsebenen erforderten vor allem Verfahren zur Modellreduktion und zum Modellabgleich. Die Reduktion ist erforderlich, damit in höheren Ebenen mit vertretbarer Rechenzeit simuliert werden kann; der Modellabgleich stellt sicher, dass Simulationsmodelle verschiedener Verfahren, z.B. Finite-Element-Modelle und Mehrkörpermodelle, gültige und vergleichbare Ergebnisse erzielen.

1.3.2 Weiterführende Anforderungen der Simulation

Während der Projektlaufzeit mussten Ziele ergänzt oder erweitert werden müssen. Infolge der Erkenntnis, dass über die physikalischen Eigenschaften wesentlicher Maschinenelemente, z.B. Linear-Wälzführungen und Kugelgewindetriebe, zu wenig Wissen vorhanden ist, wurden

beispielhaft für zwei Baugrößen von Wälzführungen die Dämpfungswerte verschiedener Bauformen ermittelt und es wurde ein Prüfstand gebaut zur Ermittlung von Kennwerten von Kugelgewindetrieben.

1.4 Wesentliche Ergebnisse

Im Frequenzbereich, heute das zentrale Arbeitsgebiet der Maschinenhersteller, ist zu erwähnen, dass eine Optimierungsschleife in Gang gesetzt werden konnte, die die Prozessfähigkeit der Struktur als Optimierungskriterium verwenden kann. Dazu war es notwendig, auf dynamische Eigenschaften hin zu optimieren, was durch neue Software möglich wurde. Für ein Softwaretool wurden die Grenzen der Prozessstabilitätsuntersuchungen ermittelt. Durch die erstmals erfolgte messtechnische Ermittlung der Dämpfung von Wälzführungen stehen hier neue, belastbare Zahlenwerte zur Verfügung. Durch ein neues Elemente im Software-Paket PERMAS wurde eine elegante Möglichkeit geschaffen, Regler in Finite-Element-Modelle einzubauen. Dieses neue Element CONTROL8 wurde erfolgreich auf Funktion geprüft.

Bei der Simulation im Zeitbereich gelang die Koppelung der VNCK – einer Simulation eines NC-Kerns einer Steuerung – an ein MKS-Modell einer Maschine. Darüber hinaus konnte in Parameterstudien herausgefunden werden, dass die Beeinflussung von Systemeigenschaften nur gelingt, wenn an den richtigen Stellen eingegriffen wird und es wurden Wege erprobt, wie diese zu finden sind. Durch ein Softwareunternehmen wurde darüber hinaus eine Lösung entwickelt, wie große Verfahrwege mit der Methode der Finiten Elemente nachgebildet werden können. Die Methode ist bereits prototypisch implementiert.

Die Echtzeitsimulation war zu Projektbeginn als singuläre Anwendung an einem akademischen Beispiel realisiert. Während der Projektlaufzeit wurden Verfahren entwickelt, mit denen die Modellierung echtzeitfähiger Systeme erleichtert wird. Es bestehen Kontakte zu einem interessierten Unternehmen, das auf Basis der SIMCAT-Ergebnisse ein kommerzielles Echtzeit-Simulationstool auf den Markt bringen wird.

2 FEM mit Regelungselementen

Dr. Bertold Kirchgäßner, INTES GmbH
Dr. Andreas Melchinger, INDEX GmbH & Co. KG
Karsten Keller, TAO Technologies GmbH

2.1 Zusammenfassung

Um innerhalb von FEM-Analysen gekoppelte Simulationen von Werkzeugmaschinen einschließlich Antriebsregelung durchzuführen, wurde ein typischer Kaskadenregler als Element innerhalb des FE-Programmsystems PERMAS implementiert. Dabei wurde eine lineare Reglerstruktur vorausgesetzt, um Analysen sowohl im Zeitbereich als auch im Frequenzbereich zu er möglichen. Weiter können Stabilitätsuntersuchungen über die Berechnung komplexer Eigenwerte durchgeführt werden, ebenso wie Optimierungen des Systems einschließlich der Reglerparameter. Zur leichteren Handhabung der Regelelemente existiert eine grafische Oberfläche. Die Funktionalität des Regelelementes wurde intensiv getestet, einige Ergebnisse davon werden hier dargestellt.

2.2 Problemstellung

Die Methode der Finiten Elemente (FEM) wird im Werkzeugmaschinenbau seit längerem für statische und dynamische Analysen eingesetzt. Dabei wird allerdings üblicherweise nur die Maschinenstruktur selbst untersucht, die Regelung bleibt dabei meist außer Betracht. Die Regelung wurde dann mit Hilfe von einfachen Ersatzmodellen untersucht. Diese Vorgehensweise konnte wesentlich verbessert werden, indem statt einfacher Ersatzmodelle Matrizenmodelle verwendet wurden, die durch Kondensation der FE-Modelle auf generalisierte Freiheitsgrade entstanden [1]. Allerdings werden dabei natürlich stets mehrere unterschiedliche Programmpakete benötigt mit allen daraus resultierenden Problemen. Deshalb erscheint es sinnvoll, die gesamte gekoppelte Analyse, d.h. Struktur und Regelung zusammen, in einem einzigen Programmsystem, d.h. hier im FEM-System zu behandeln. Entsprechende Verfahren wurden für Maschinen mit Lineardirektantrieb bereits erfolgreich eingesetzt [2], hierbei wurden allerdings bestimmte Einzelheiten der Reglerstruktur wie beispielsweise Filter nicht berücksichtigt.

2.3 Zielstellung für das Projekt

Die gekoppelte Simulation einer Werkzeugmaschine einschließlich Regelung in einer FE-Analyse erfordert die Berücksichtigung des Reglers im FE-Modell. Die Eigenschaften des Reglers sollten dabei über die üblichen Parameter, nicht über funktionale Zusammenhänge vorgegeben werden. Das FE-Modell muss für alle linearen dynamischen Verfahren verwendbar sein, d.h. sowohl Antwortrechnungen im Zeit- oder Frequenzbereich als auch Stabilitätsuntersuchungen mit Hilfe von komplexen Eigenwerten sollten möglich sein. Weiter sollte eine gleichzeitige Optimierung von Regler- und Strukturparametern durchführbar sein, wobei sehr effektive Algo-

rithmen zum Einsatz kommen können, da die gesamte Optimierung innerhalb eines einzigen Programmsystems abläuft.

2.4 Lösungsansatz

Für den Einbau der Reglerstruktur in das FE-Modell wurde ein spezielles finites Element entwickelt, das die linearisierte Struktur eines typischen Kaskadenreglers abbildet.

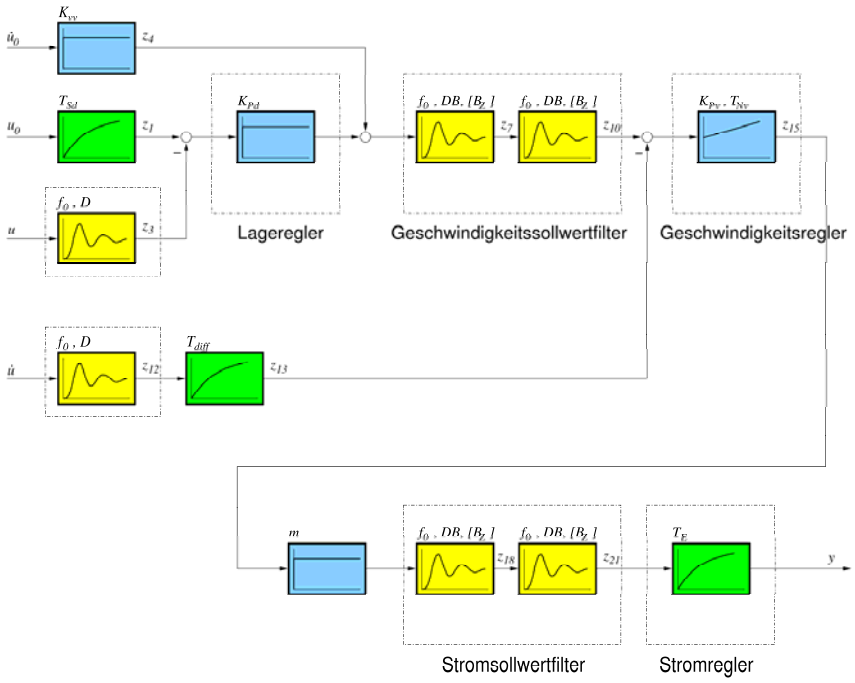


Abbildung 2-1: Struktur des implementierten Kaskadenreglers

Dieses Regelelement wurde im FEM-Paket PERMAS [3] implementiert. Es enthält einen Lageregler, Geschwindigkeitsregler, Vorsteuerung, Stromregler und diverse Filter. Solllage und Sollgeschwindigkeit können unabhängig voneinander vorgegeben werden. Das Regelelement kann dem Aufbau des tatsächlich verwendeten Reglers entsprechend konfiguriert werden, d.h. die Blöcke der Reglerstruktur können einzeln zu- oder abgeschaltet werden. Die Parameter des Reglers wie Verstärkungsfaktoren, Zeitkonstanten, Filterfrequenzen usw. werden als Elementeigenschaften eingegeben und stehen damit für eine Optimierung innerhalb PERMAS zur Verfügung.

2.5 Ergebnisse und Mehrwert

Das Regelelement wurde den Vorgaben entsprechend in PERMAS implementiert und wird unter dem Namen CONTRL8 den Kunden in der nächsten Programmversion zur Verfügung stehen. Die Funktionsfähigkeit jedes einzelnen Blockes der Reglerstruktur wurde über Vergleiche mit analytischen Ergebnissen nachgewiesen. Nach interner Freigabe des Elementes wurde die

Funktionsfähigkeit des vollständigen Reglers untersucht, indem die Ergebnisse der FE-Analyse einer Teststruktur mit Regelung verglichen wurden mit Ergebnissen, die aus einer Analyse mit Modellierung des Reglers in Matlab/Simulink stammten. Als Teststruktur wurde ein Schlitten mit KGT-Achse und Antriebsregelung verwendet.

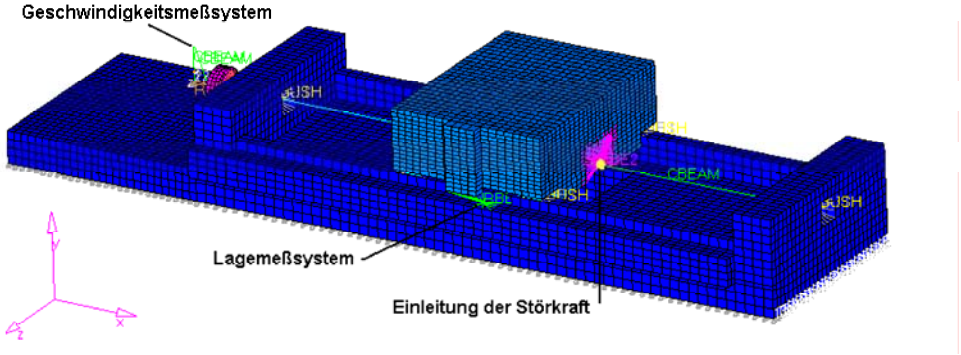


Abbildung 2-2: Teststruktur: Schlitten mit KGT-Achse

Die Rechnungen mit Matlab/Simulink wurden bei der Fa. Heller, die entsprechenden PERMAS-Analysen bei der Fa. INDEX durchgeführt [4]. Dabei wurde sowohl im Zeitbereich als auch im Frequenzbereich eine sehr gute Übereinstimmung beider Verfahren erzielt. Exemplarisch dafür wird ein Positioniervorgang bei ruckbegrenzter Bewegungsvorgabe dargestellt, wobei die Proportionalbeiwerte von Lageregelkreis und Geschwindigkeitsvorsteuerung variiert wurden. Die Ergebnisse beider Analyseverfahren sind hier praktisch identisch.

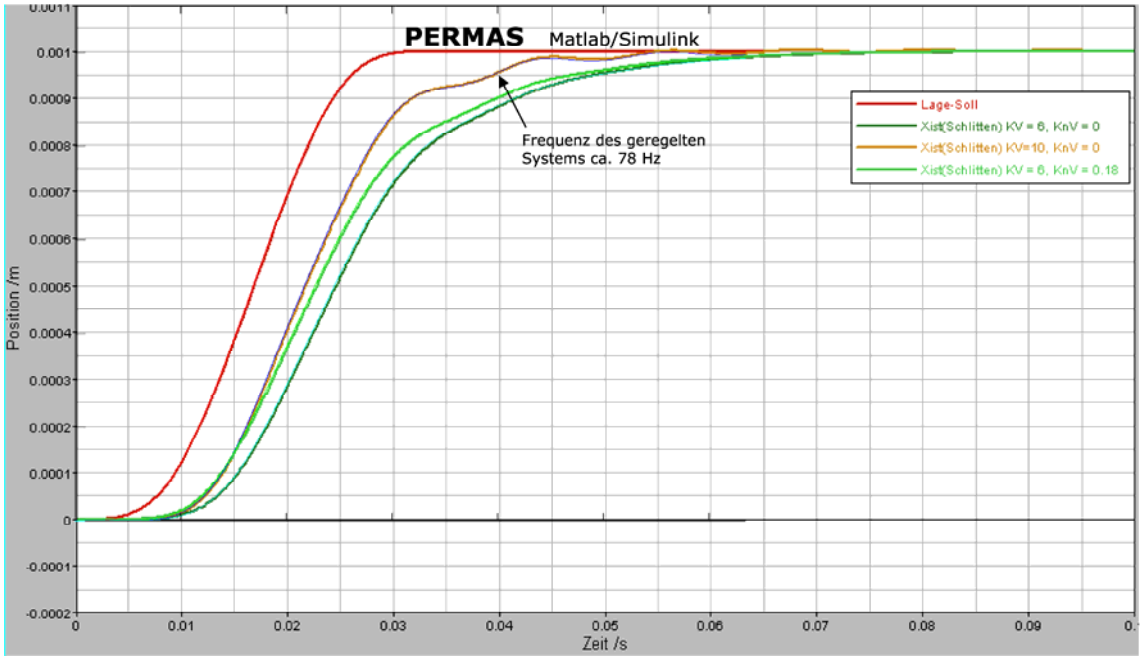


Abbildung 2-3: Vergleich der Ergebnisse mit PERMAS bzw. Matlab/Simulink im Zeitbereich: Führungsverhalten bei verschiedenen Reglereinstellungen

Weiter wurden für ein Bearbeitungszentrum MCH 250 der Fa. Heller die Ergebnisse der Rechnung, die bei TAO durchgeführt wurden, mit entsprechenden Messergebnissen verglichen. Auch hier wurde eine gute Übereinstimmung erzielt.

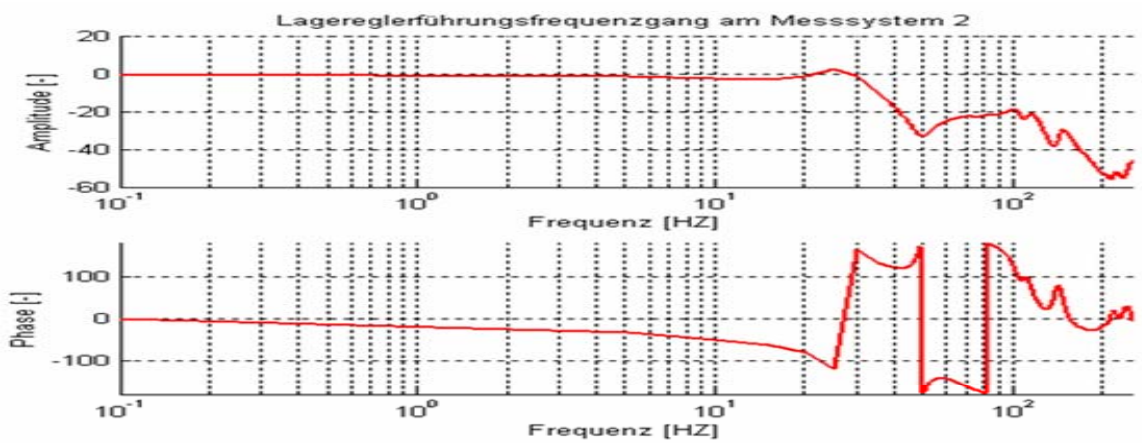


Abbildung 2-4: Führungsfrequenzgang der MCH 250: Rechnung

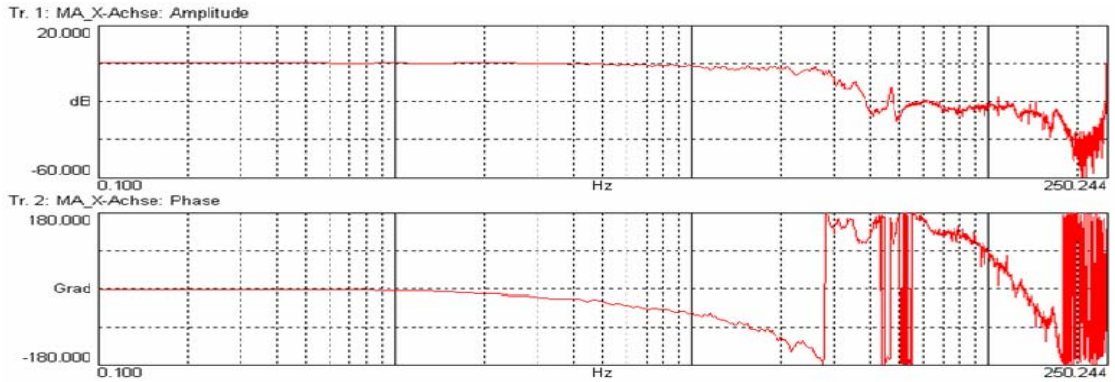


Abbildung 2-5: Führungsfrequenzgang der MCH 250: Messung

In mehreren Testbeispielen konnte auch die Optimierung von Reglerparametern erfolgreich durchgeführt werden, damit ist also die gemeinsame Optimierung von Struktur und Regelungsparametern innerhalb eines FE-Rechenlaufs möglich.

Um die Beschreibung des Reglers im FE-Modell zu erleichtern, wurde die Eingabe der Reglerbeschreibung über eine grafische Oberfläche implementiert. Dazu ist im Präprozessor FELIX [5] die Eingabe des Regelelementes vorgesehen. Mit diesem Präprozessor ist es u.a. möglich, vorhandene Eingabedatensätze aus anderen Quellen mit PERMAS-spezifischen Daten wie Reglerelementdefinitionen, Daten für die Optimierung usw. zu ergänzen.

2.6 Ausblick

Beim Vergleich Rechnung Messung wurde deutlich, dass zwar das Verhalten des Reglers selbst gut abgebildet werden kann, die Modellierung der Struktur aber noch nicht wirklich befriedigen konnte, da beispielsweise Dämpfungseffekte in Führungen und Antrieb nur in Ansätzen bekannt waren, diese aber das dynamische Verhalten stark beeinflussen,.

Prinzipiell könnte die Reglerstruktur natürlich um weitere Funktionsblöcke erweitert werden, um geänderte Reglerarchitekturen zu berücksichtigen.

Die heute üblichen Regler bei Werkzeugmaschinen sind stets zeitdiskret und damit strenggenommen nicht mehr linear. Im vorliegenden Projekt wurden aber lediglich linearisierte Regler betrachtet, da nur unter dieser Bedingung Frequenzgänge und komplexe Eigenwerte berechnet werden können. Die Totzeiten, die durch die Taktzeiten der zeitdiskreten Reglerstruktur entstehen, wurden hierbei im linearen System als Verzögerungen näherungsweise berücksichtigt. Für Rechnungen im Zeitbereich (und nur dort) wäre eine zeitdiskrete Abbildung des Reglers möglich.

Geregelte Systeme werden in vielen Bereichen der Technik verwendet. Die hier entwickelten Verfahren und Hilfsmittel können natürlich auch in anderen Anwendungsgebieten eingesetzt werden, beispielsweise im Fahrzeugbau.

2.7 Quellenverzeichnis

[1] Berkemer, J.: Gekoppelte Simulation von Maschinendynamik und Antriebsregelung unter Verwendung linearer Finite Elemente Modelle. Dissertation, Stuttgart (2003).

[2] Berkemer, J.: Coupled simulation of maschine dynamics and active control. *Proceedings of the Seventh Permas User's Conference, Stuttgart, Germany 22-23 April 2004.* Intes Publication No.815, Stuttgart (2004).

[3] PERMAS User's Reference Manual. Intes Publication No.450, Stuttgart (2006).

[4] Kehl, G.: *Interner Bericht beim SimCAT-Meilensteintreffen M18, 14.04.2005*

[5] PERMAS-FELIX User's Manual. Intes Publication No.460, Stuttgart (2005).

3 Prozessdynamik - Simulation & Wirklichkeit, ein aktueller Stand

Karsten Keller, TAO Technologies GmbH, Stuttgart
Dimitrios Mantziaras, TAO Technologies GmbH, Stuttgart

3.1 Zusammenfassung

Um die Produktivität der spanenden Prozesse zu erhöhen, stellt die Simulation ein geeignetes Hilfsmittel dar, um die Prozessdynamik und -stabilität vorherzusagen. Hierbei sollen Bereiche von Parameterkombinationen ermittelt werden, in denen je nach Aufbau und Eigenfrequenz des Systems Spindel-Werkzeughalter-Werkzeug regeneratives Rattern auftritt. Für jedes System lässt sich eine Stabilitätskarte erstellen.

Im Rahmen des Verbundprojektes sollte die Abbildung der Prozessdynamik in der Simulationskette und der Abgleich mit der Realität untersucht werden. Dies geschah in enger Kooperation mit den Projektpartnern des Instituts für Werkzeugmaschinen der Universität Stuttgart (IfW), der Gebrüder HELLER Maschinenfabrik GmbH (HELLER), der Firma INTES GmbH, sowie im Austausch mit Prof. Altintas (UBC, Kanada). Darüber hinaus wurde eine Optimierungsschleife zusammen mit dem Institut für Produktionstechnik der Universität Karlsruhe (wbk) und der Firma DYNARDO auf- und umgesetzt.

Durch die Auswahl der Referenzprozesse im Bereich der Mittel- und Schwerzerspanung (Nuten & Besäumen mit Messerkopf und Igelfräser) wurde der Fokus gezielt auf einen noch nicht erprobten Anwendungsbereich der Prozesssimulation gelegt. Nach anfänglichen Sensitivitätsstudien wurden Messungen an verschiedenen Bearbeitungszentren der Firma HELLER durchgeführt und mit Simulationen verglichen. Bewertungskriterien bezüglich der realistischen Abbildung von Stabilitätskarten sind das Grundniveau (zulässige stabile Schnitttiefe über alle Spindeldrehzahlen) oder der Verlauf der so genannten Taschen, deren Ermittlung hohe Ansprüche an die Simulation stellt (s. Abb. 3-7). Aktuelle Prozesssimulations-werkzeuge liefern im Bereich langsam drehender Prozesse bisher keine verlässlichen Aussagen bezüglich der Prozessstabilität (s. Abb. 3-8).
Im Bereich der Leichtzerspanung konnten mit der Prozesssimulationssoftware CutPro sehr gute Ergebnisse erzielt werden. Die durch Simulation generierten Stabilitätskarten stimmen mit den im Experiment ermittelten fast über den gesamten gemessenen Drehzahlbereich sehr gut überein (s. Abb. 3-9).

Die in diesem Teilprojekt umgesetzte Optimierungsschleife stellt ein neues, aussichtsreiches Werkzeug zur konstruktionsbegleitenden Vorhersage bzw. Untersuchung von simulierten Maschinenänderungen auf die Prozessstabilität dar. Es muss aber noch weiter verifiziert und getestet werden.

3.2 Problemstellung

Die Werkzeugmaschinenhersteller wünschen sich prognosefähige Aussagen über den gesamten potentiellen Einsatzbereich für einen Maschinentyp mit verschiedenen Werkzeugen und nicht nur für wenige normierte Referenzprozesse. Hierzu muss die Simulation der Prozessdynamik in der Simulationskette umgesetzt und auf ihre Aussagequalität hin evaluiert werden. Die ausgewählten, langsam drehenden Prozesse werden aktuell noch nicht vollständig beherrscht. Hier gilt es die derzeitige Aussagegüte zu ermitteln und einen Abgleich zu ermöglichen.

Wie Altintas in [2] beschreibt gehen die Pionierarbeiten im Bereich der Stabilitätsuntersuchungen bereits auf die 50er Jahre zurück [5,6]. Dennoch sind Fragestellungen wie nichtlineare Prozesse aufgrund von zeitveränderlichen und nichtlinearen Schnittkraftkoeffizienten, Prozessdämpfung für langsam drehende Prozesse oder strukturelle Nichtlinearitäten über den Arbeitsraum bis heute ungelöst. Einerseits gibt es bereits neue Entwicklungen für Drehprozesse, andererseits gibt es aber für viele Prozesse, wie z.B. Parallelbearbeitung oder Gewinden, noch keine praxistauglichen Lösungen.

Die Verknüpfung der Prozesssimulationssoftware zu anderen Softwarepaketen existiert noch nicht. Der Einbau in Optimierungsschleifen sowie der einfache Austausch von Daten aus der FEM-Analyse in die Prozesssimulation fehlen bislang. Diese bidirektionale Schnittstelle sollte simulierte NF-Gänge oder Prozesskraftverläufe für die weitere Berechnung übergeben können.

Grundsätzlich gilt es bei Zerspanprozessen das so genannte regenerative Rattern zu vermeiden. Bei Frequenzen in der Nähe von Eigenfrequenzen der Maschine oder Höherharmonischen davon, tritt eine angeregte Schwingung auf, die auf der Werkstückoberfläche Rattermarken zurücklässt (s. Abb. 3-1).

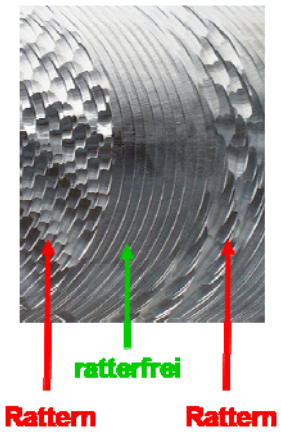


Abbildung 3-1: Rattermarken

Die Prozessdämpfung tritt verstärkt im Bereich niedriger Drehzahlen bzw. bei langsam drehenden Prozessen auf. Exakter formuliert bedeutet dies im Bereich höherer K-Faktoren. Diese sind entsprechend [2] definiert als Verhältnis aus Ratterfrequenz zu Zahneingriffsfrequenz.

3.3 Zielstellung für das Projekt

Neben den anfänglichen Untersuchungen zur Sensitivitätsstudie, also den Abhängigkeiten der Ergebniswerte in der Stabilitätskarte auf geänderte Eingangsgrößen wie Dämpfung oder Steifigkeit sollten die Schnittstellen zwischen der FEM- und Prozessdynamiksoftware (in diesem Falle zwischen PERMAS und CutPro) erstellt und getestet werden. Die Simulation der Prozessstabilität auf Basis gemessener NF-Gänge und ermittelter Schnittkraftkoeffizienten sowie der erforderlichen Prozessparameter und Geometriedaten soll über Messungen verifiziert und in einer Optimierungsschleife eingebettet zum Einsatz kommen. Das Vorgehen soll dem Ziel einer prognosefähigen durchgängigen Simulationskette dienen.

3.4 Lösungsansatz & Ergebnisse

3.4.1 Referenzprozesse

Ursprünglich gewählte Prozesse:

- BAZ: HELLER Bearbeitungszentrum MCH 250
- Spindeltypen: Motorspindel und Getriebespindel
- Fräsbearbeitungen: Nutfräsen und Besäumen
- Werkzeuge (WZ): Messerkopf und Igelfräser
- Werkstoff: C45

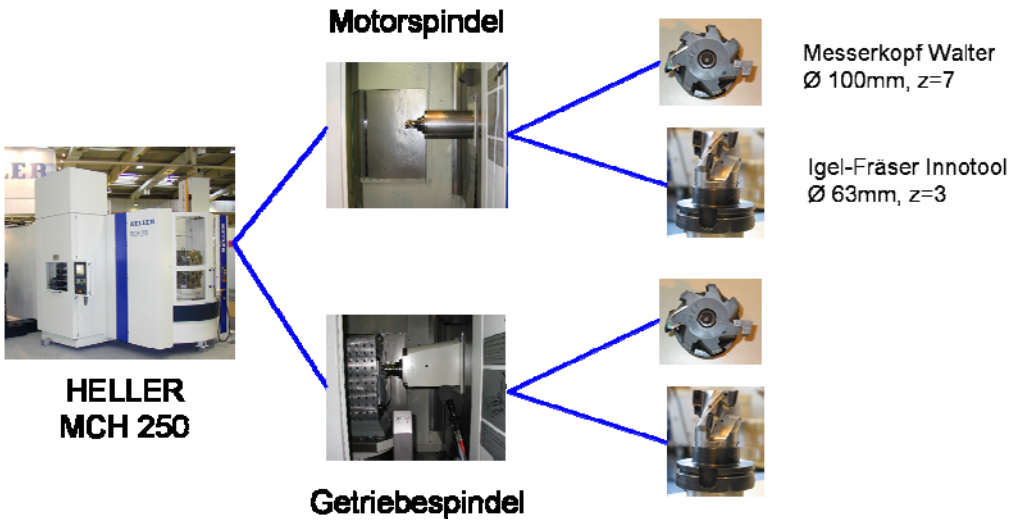


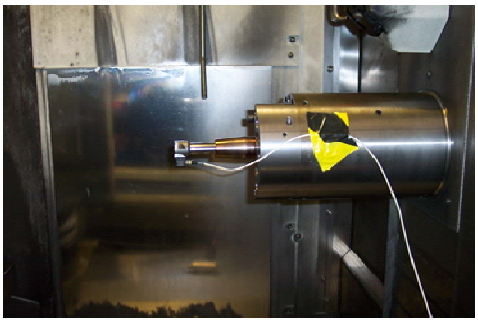
Abbildung 3-2: Überblick MCH 250 – Maschine, Spindeltypen und Werkzeuge

Durch die Erkenntnis, dass im gegenwärtigen Zustand eine Abbildung der Prozessdämpfung in die Prozesssimulation wegen der komplexen Anforderungen noch nicht möglich ist, wurde ein weiterer Referenzprozess festgelegt:

- BAZ: HELLER Bearbeitungszentrum MCi 16.2
- Spindeltyp: Motorspindel
- Fräsbearbeitungen: Nutfräsen
- Werkzeuge: PKD-Stirnfräser und Schaftfräser
- Werkstoff: AlMg4,5Mn

Dieser liegt im Hauptanwendungsbereich der Prozesssimulationssoftware CutPro, die ursprünglich für den Einsatz bei Aluminiumzerspanung in der Luftfahrt entwickelt wurde.

HELLER MCi 16.2



Motorspindel

PKD-Stirnfräser
Ø 25mm, z=4

Schaftfräser
Ø 20mm, z=4

Abbildung 3-3: Stabilitätskarte zur MCH 250 Überblick MCi 16.2 – Maschine, Spindeltyp und Werkzeuge

3.4.2 Sensitivitätsstudie

Mit dem Ziel über die Zusammenhänge zwischen variierten NF-Gängen und Stabilitätskarten weitere Erfahrungen zu sammeln, wurden die nachgebildeten NF-Gänge einer Variation der Eingangsgrößen Steifigkeit und Dämpfung, aber auch der abhängigen Größe Eigenfrequenz unterzogen, in der Folge die Stabilitätskarten neu ermittelt und mit den Ursprünglichen verglichen.

Das Verhalten ist erwartungsgemäß, bei steigender Steifigkeit bzw. Dämpfung wachsen die stabilen Schnitttiefen an. Bei direkter oder indirekter Veränderung der Frequenzen der Eigenschwingungen verschieben sich die Taschen in der Stabilitätskarte entsprechend.

3.4.3 Schnittstellen

Es wurden zwei Schnittstellen aufgebaut, einerseits der Export der Kraft-Zeitverläufe aus CutPro zur Weiterverwendung in PERMAS (s. Abb. 3-4). Andererseits wurde die gegenläufige Richtung der Ausgabe der in PERMAS ermittelten NF-Gänge zur direkten Weiterverwendung in CutPro automatisiert.

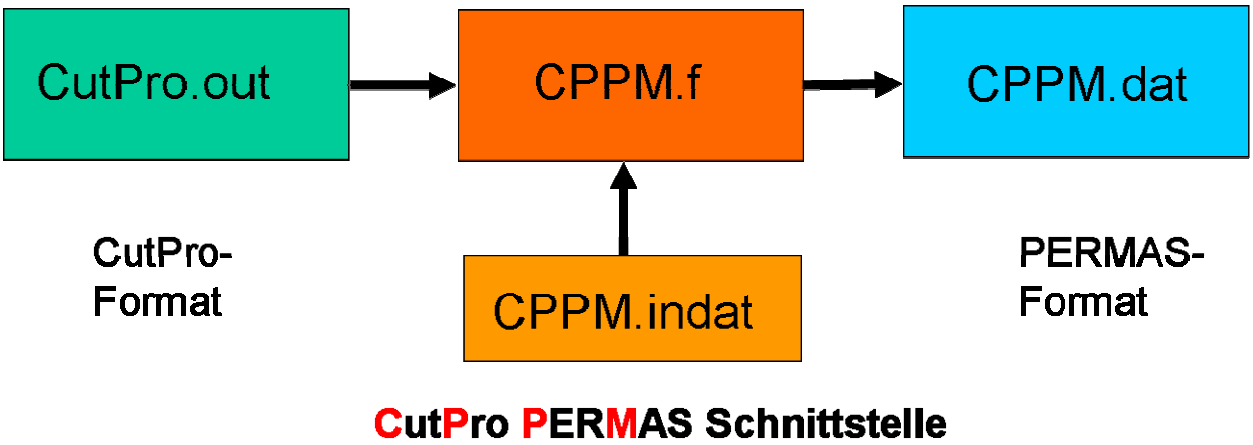


Abbildung 3-4: Schematische Darstellung der Schnittstelle zwischen CutPro und PERMAS

Dieser Beitrag zur Durchgängigkeit der Simulationskette ermöglicht Kraft-Zeitverläufe von Schnittkräften ohne Messungen im Prozess für die Simulation zu generieren. Oder in umgekehrter Richtung können NF-Gänge von noch nicht existierenden Maschinen erzeugt und zu einer ersten Stabilitätsbeurteilung geplanter Prozesse herangezogen werden.

3.4.4 Schnittkraftverlauf

Dieses Thema war kein wesentlicher Teil der Arbeiten zur Prozessdynamik, dennoch diente es zum Nachweis, dass für die Weiterverwendung für Simulationen im Zeitbereich die Prozesskraftverläufe realistisch in CutPro nachgebildet werden können. Zur Veranschaulichung dienen die exemplarisch ausgewählten Abbildungen (s. Abb. 3-5 u. 3-6).

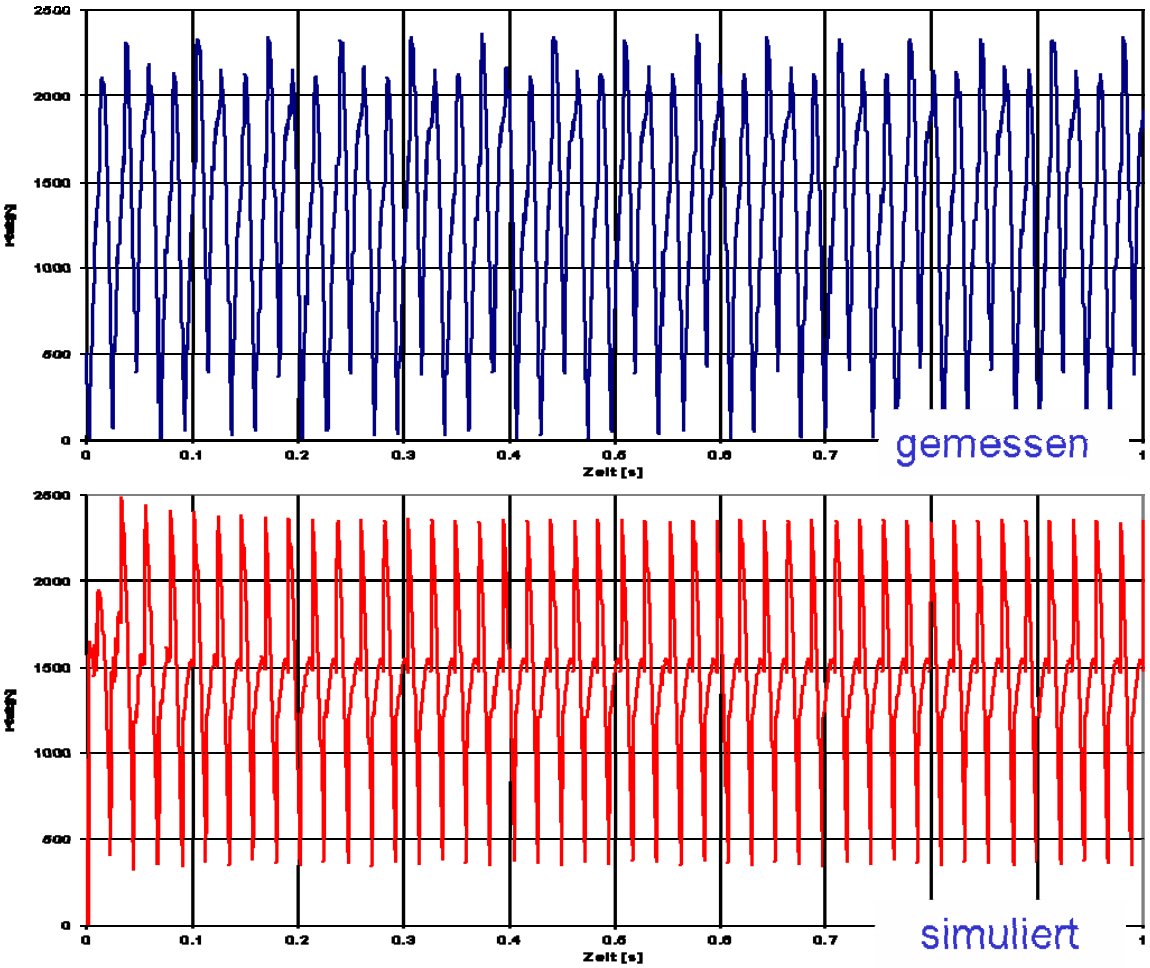


Abbildung 3-5: Prozesskraftverlauf im Vergleich – Überblick über gemessenen und simulierten Verlauf

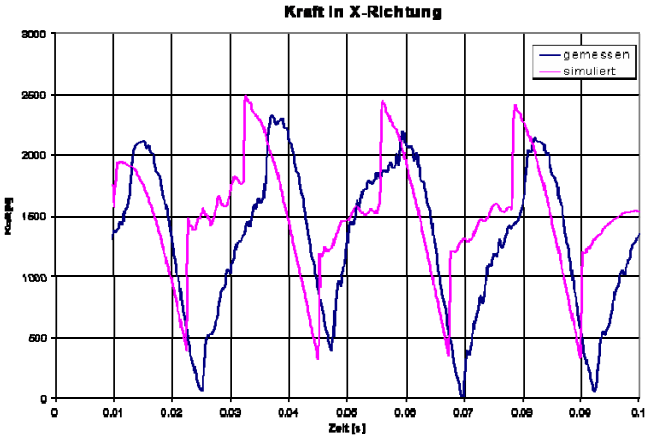


Abbildung 3-6: Prozesskraftverlauf im Vergleich – dargestellt für die X-Komponente

Der gewählte Prozess war in diesem Falle:

- BAZ: HELLER MCH 250
- Spindeltyp: Motorspindel
- Werkzeug: Igel-Fräser Innotool
- Werkstoff: C45
- Fräsbearbeitung: Nutfräsen
- Drehzahl: 890 U/min
- Schnitttiefe: 5 mm
- Vorschub: 0,25 mm/Z

Die Verifikation der Simulation von Prozesskräften lieferte gute Ergebnisse.

3.4.5 Abgleich Simulation und Prozess

Für die gewählten Referenzprozesse (s. 3.4.1) sollten die simulierten und gemessenen Stabilitätskarten erzeugt und gegenübergestellt werden. Etwaige auftretende Abweichungen galt es zu diskutieren und einen Handlungsbedarf für die Zukunft abzuleiten.

Der Ablauf zur Erstellung simulierter Stabilitätskarten setzt folgendes Versuchsprogramm voraus:

- Messung der NF-Gänge der Versuchswerkzeuge mittels Hammer- oder Shakeranregung
- Ermittlung der Schnittkraftkoeffizienten jedes Werkzeuges mittels Kraftmessplattform und CutPro im realen Prozess (mehrere Schnitttiefen)
- Erstellung von Stabilitätsdiagrammen der Beispielprozesse für jedes Werkzeug und jede Maschine (Nachbildung der NF-Gänge , Eingabe der Prozess- und Geometriedaten)

Der Schritt von den gemessenen NF-Gängen zu einer exemplarischen Stabilitätskarte ist in Abbildung 3-7 dargestellt. Oben ist der gemessene und nachgebildete NF-Gang dargestellt, unten die zugehörige Stabilitätskarte.

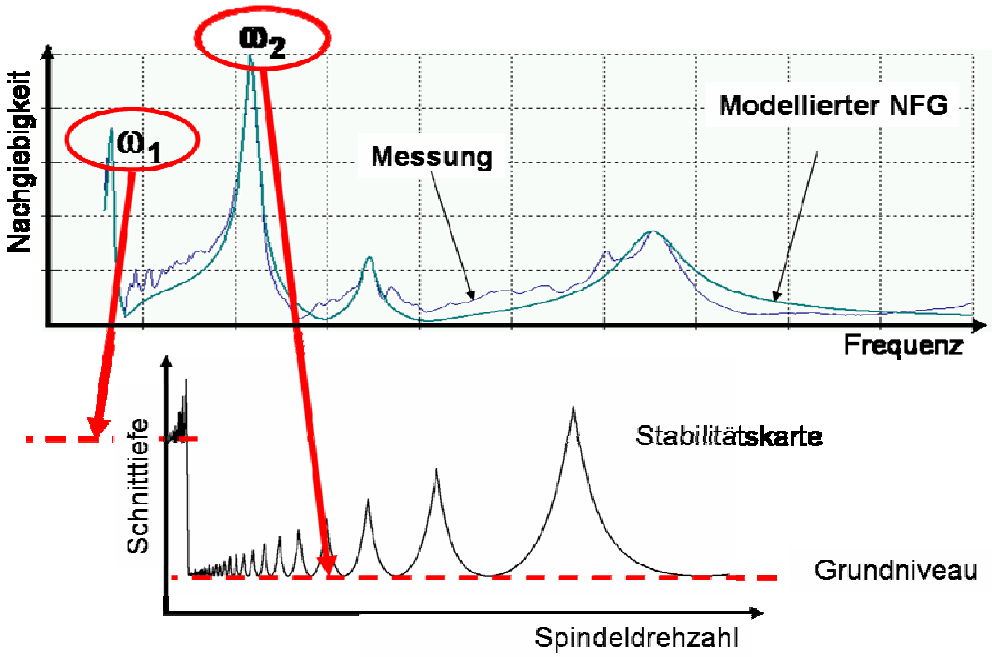


Abbildung 3-7: Übergang vom NF-Gang zur Stabilitätskarte

Der gemessene NF-Gang wird durch Einmassenschwinger nachgebildet. In Abbildung 3-7 dargestellt kann man die ersten beiden Eigenfrequenzen ω_1 und ω_2 erkennen. Deren Einfluss stellt sich in der Stabilitätskarte durch ein Absinken der stabilen Schnitttiefen dar. In der Stabilitätskarte ergibt sich dann die superponierte Lösung als Einhüllende. Relevant für die Stabilitätsaussage ist diese im Hinblick auf minimale stabile Schnitttiefen bei den jeweiligen Spindeldrehzahlen.

Abschließend erfolgt jeweils eine experimentelle Überprüfung der Stabilitätsdiagramme mittels Fräsversuchen.

Ermittelte Stabilitätskarten

Die Gegenüberstellung aus Simulation und Messung folgt in Abbildung 8 und 9, sowie weitere Beispiele im Anhang (s. Abb. 3-13 bis 3-16). In Abbildung 8 ist die Schwerzerspanung in Stahl dargestellt (k = 8), in Abbildung 9 die Leichtzerspanung in Aluminium (k = 2).

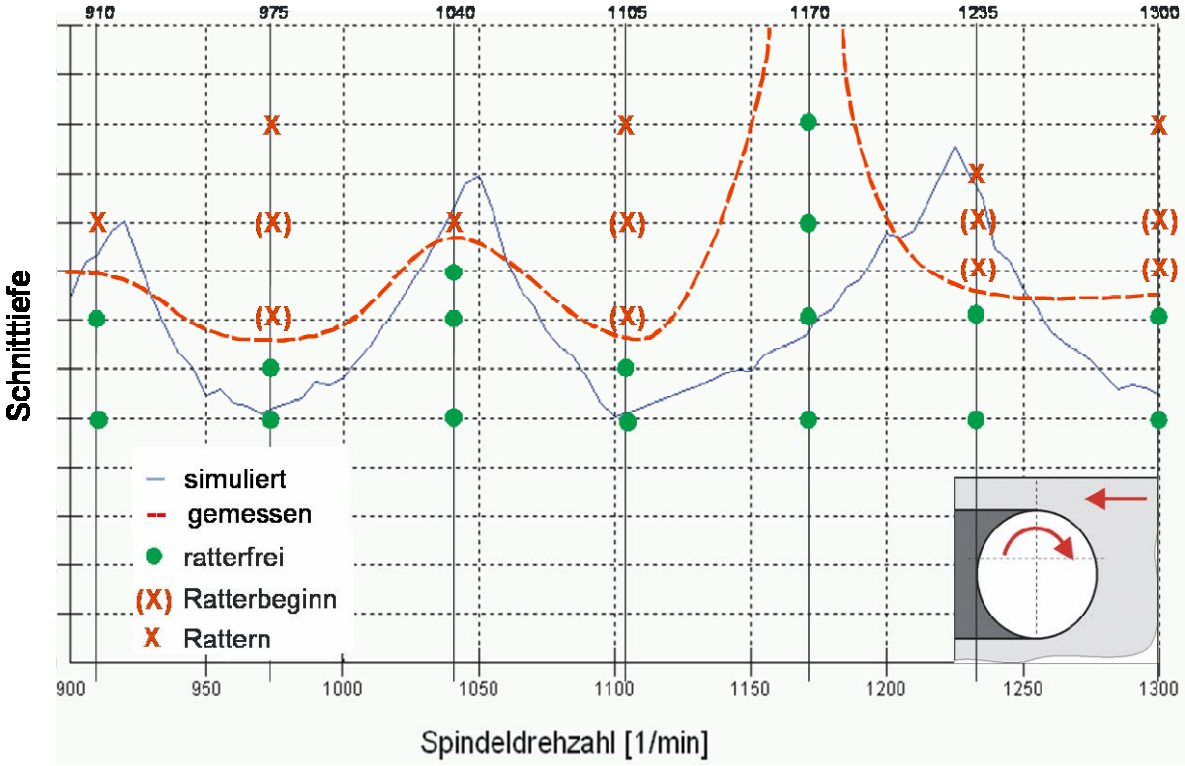


Abbildung 3-8: Stabilitätskarte - MCH 250 mit Motorspindel, WZ Igelfräser, C45, Nuten

Die ersten simulierten Taschen stimmen in der Frequenzlage mit den gemessenen überein, im Bereich von 1170 – 1235 U/min ist eine Verschiebung der Tasche zwischen Simulation und Messung aufgetreten.

Die tatsächlichen Verläufe sind mehr oder weniger gut in der Simulation getroffen (s. Abb. 8 und Anhang für weitere Stabilitätskarten). Die Bewertung der Ergebnisse führte zur Formulierung anderer Ziele:

- Erkenntnis der **relevanten Ratter-Frequenzen**
  … Zuordnung zur Strukturschwingung
- **Steigerung der Grundschnitttiefe**
  … durch Änderung der Struktur, konstruktionsbegleitend
  … Erhöhung der zulässigen Schnitttiefe, Relativaussage

Daran anschließend wurde ein neuer Referenzprozess definiert (s. 3.4.1), um die Tauglichkeit der Prozessstabilitätsvorhersage von CutPro in einem für dieses Softwareprodukt klassischen Einsatzbereich zu testen.

Das Ziel der erneuten NF-Gang-Messungen an dem Bearbeitungszentrum MCi 16.2 war die Untersuchung der Übertragbarkeit der Simulation auf die reale Werkzeugmaschine. Dazu wurden experimentelle und simulative Untersuchungen der realen Werkzeugmaschine im neu definierten Beispielprozess bei niedrigeren K-Faktoren durchgeführt.

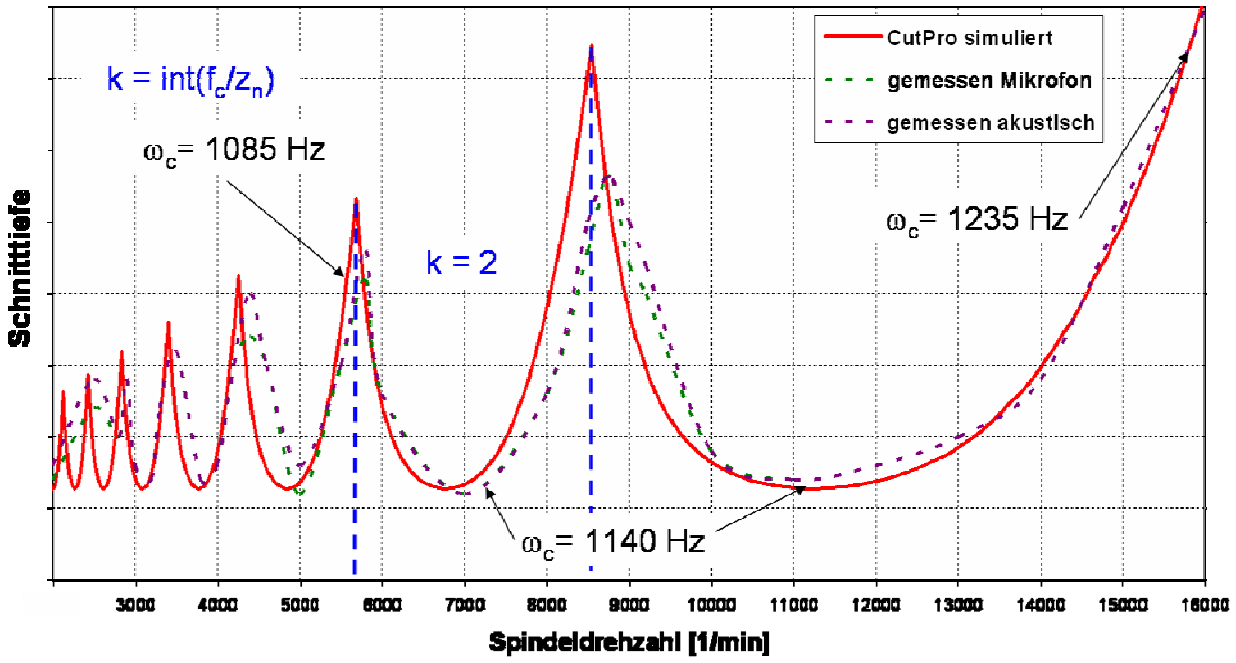


Abbildung 3-9: Stabilitätskarte - MCi 16.2 mit PKD-Stirnfräser, AlMg4,5Mn, Nuten

Hier konnte gezeigt werden, dass die Übereinstimmung zwischen Simulation und tatsächlichem Prozess sehr gut ist, die geringen Abweichungen im unteren Frequenzbereich sind durch fehlende Messpunkte zu erklären. Das Hauptaugenmerk lag hier im Bereich des K-Faktors von k = 1 – 5.

3.4.6 Optimierungsschleife

Um die Rolle der Stabilitätskarten bzw. der NF-Gänge im Verlauf von Optimierungsaufgaben besser beurteilen zu können, wurde eine Optimierungsschleife aufgebaut. Dies geschah im Verbund mit PERMAS und optiSLang mit der Möglichkeit eines Remote-Zugriffes von extern.

Eine ausführlichere Darstellung dieser Untersuchungen wird von A. Broos im Beitrag 9 zum „Einsatz von Methoden der Parameteroptimierung in der Produktentwicklung von Werkzeugmaschinen“ dargestellt.

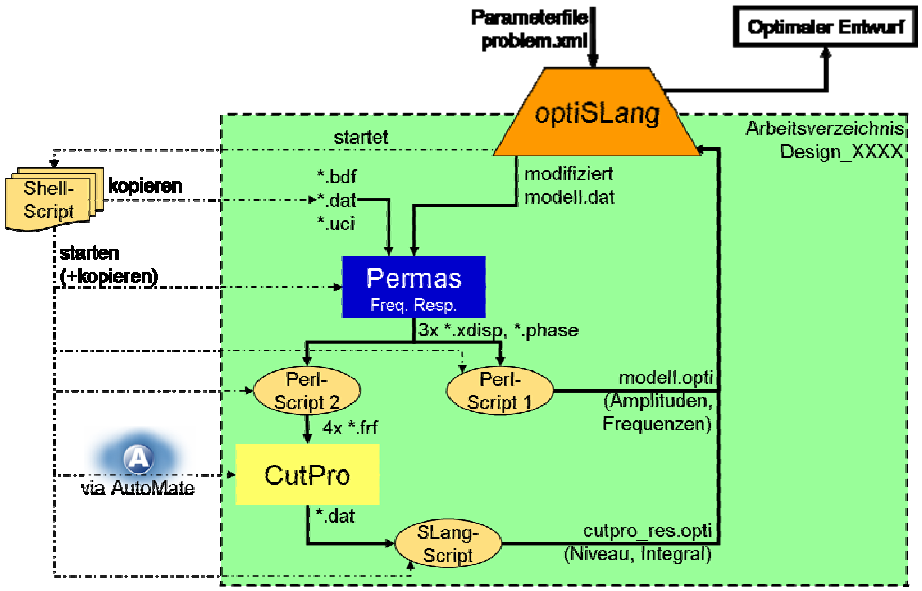


Abbildung 3-10: Grundstruktur der Optimierungsschleife

Der durch optiSLang gesteuerte Ablauf beinhaltet die Simulation des NF-Ganges einer Produktionsanlage in PERMAS, der Übergabe an CutPro über die Schnittstelle und der Weiterverarbeitung dort zur Erstellung von Stabilitätskarten. Geschlossen wird der Kreis dann durch die Parametervariation ausgewählter Entwurfsgrößen und der erneuten Berechnung.

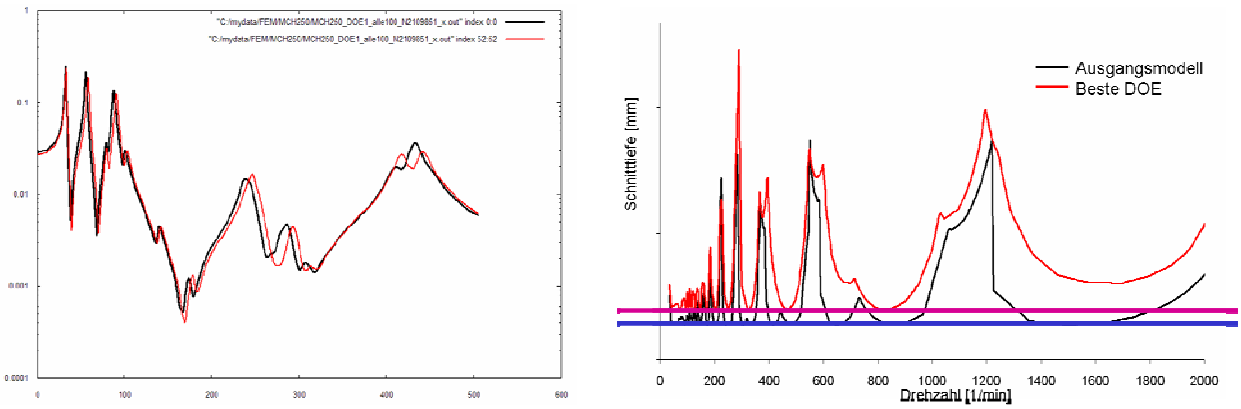


Abbildung 3-11: Ursprünglicher und veränderter NF-Gang (links), daraus resultierende Stabilitätskarten (rechts) – (Quelle: wbk)

In der Abbildung 3-11 sieht man den veränderten NF-Gang rot dargestellt, die Nachgiebigkeit der dominierenden (Eigen-)Frequenz für das Rattern wird geringfügig durch lokale Änderung von Steifigkeiten und Dämpfungswerten verändert. Die sich ergebende Stabilitätskarte ist daneben dargestellt.

Weitere Verifikationen stehen aus. Das Werkzeug an sich ist voll funktionstüchtig und zeigt Potential für zukünftige Anwendungen.

3.5 Ausblick

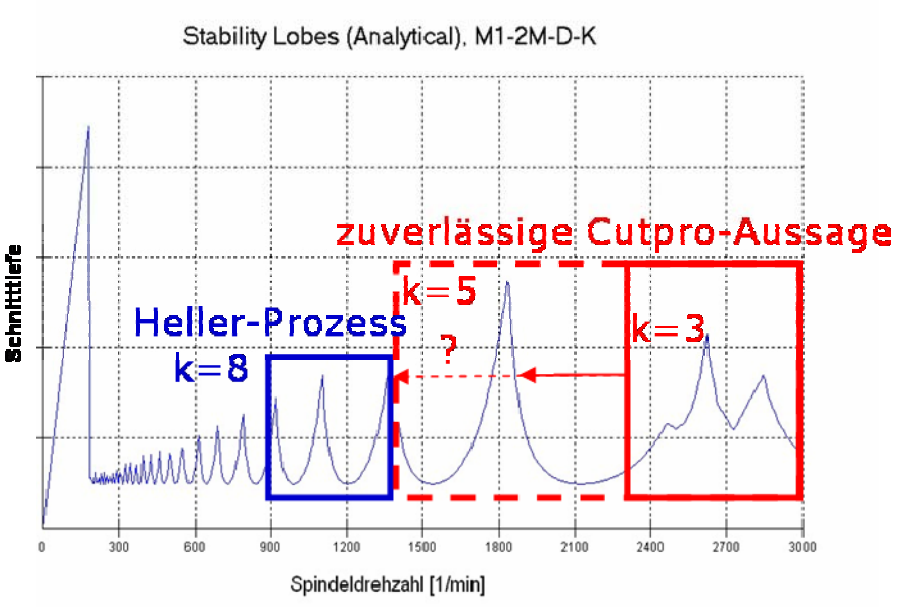


Abbildung 3-12: Untersuchter Drehzahlbereich – (Quelle: HELLER)

Im Anwendungsbereich der Prozessdynamik und im Speziellen in der Mittel- und Schwerzerspanung treten Phänomene auf, wie Prozessdämpfung oder andere Nichtlinearitäten [2], die bis jetzt in der prozessdynamischen Abbildung noch nicht abgebildet werden (Abb. 3-12 – für k > 5). Zum Beispiel die zeitveränderlichen Totzeiten, die sowohl stabilisierende als auch destabilisierende Wirkung auf Prozesse haben können [3, 4] sind bisher in der Prozesssimulation noch nicht umgesetzt. Je nach Anwendungsfall wird sich das stärker oder schwächer in der Aussagegüte wieder spiegeln. Aktuelle Arbeiten versuchen z.B. die Prozessdämpfung abzubilden. Es besteht weiterer Handlungsbedarf.

Weitere offene Fragestellungen sind Erweiterung der Prozesssimulation auf weitere Prozesse z.B. mit angeregten Torsionsschwingungen im Werkzeug aufgrund größerer Werkzeugdurchmesser. Zu betrachten sind weitere Fragestellungen wie Stabilitätsprognosen für angefaste Schneiden (größter Anteil der Standzeit der Werkzeuge), Untersuchungen messtechnischer Unsicherheiten oder von Temperatureinflüssen auf das Maschinenverhalten, die Möglichkeit einer Berücksichtigung von Z-Nachgiebigkeitsfrequenzgängen bei allen Werkzeugen (vereinzelt ist dies bereits möglich) oder Änderung der Schnittkraftkoeffizienten über den Zerspanprozess.

Die Einbindung der Prozesssimulation in Optimierungsschleifen in Verbindung mit Parameteroptimierung, z.B. wie hier verwendet mit PERMAS, CutPro und optiSLang, könnte zukünftig als ein probates Mittel zur Steigerung der Produktivität spanender Prozesse eingesetzt werden. Zur Verifikation und breiteren Umsetzung sind aber weitere Testszenarien erforderlich.

3.6 Quellenverzeichnis

[1] Altintas, Y.: Manufacturing Automation: Metal Cutting Mechanics, Machine Tool Vibrations, and CNC Design. Cambridge University Press, 2000.

[2] Altintas, Y.; Weck, M.: Chatter Stability of Metal Cutting and Grinding. Annals of CIRP, Key Note Paper of STC-M, 2004, Vol. 53/2, S. 619-642.

[3] Insperger, T.; Schmitz, T. L.; Burns, T. J.; Stepan, G.: Comparison of analytical and numerical simulations for variable spindle speed turning. Proceedings of IMECE, 2003, IMECE2003-41809.

[4] Kleckner, J.: Ein Beitrag zur Analyse dynamischer Interaktionen bei selbsterregungsfähigen Drehbearbeitungsprozessen. Forschungsberichte Mechatronik & Maschinenakustik, Shaker Verlag. Dissertation, 2001.

[5] Tlusty, J.; Polacek, M.: Beispiele der Behandlung der selbsterregten Schwingung der Werkzeugmaschinen. FoKoMa, Hanser Verlag, München, 1957.

[6] Tobias, S. A.; Fishwick, W.: Theory of Regenerative Machine Tool Chatter, Engineer, London, Vol. 205, 1958.

3.7 Anhang

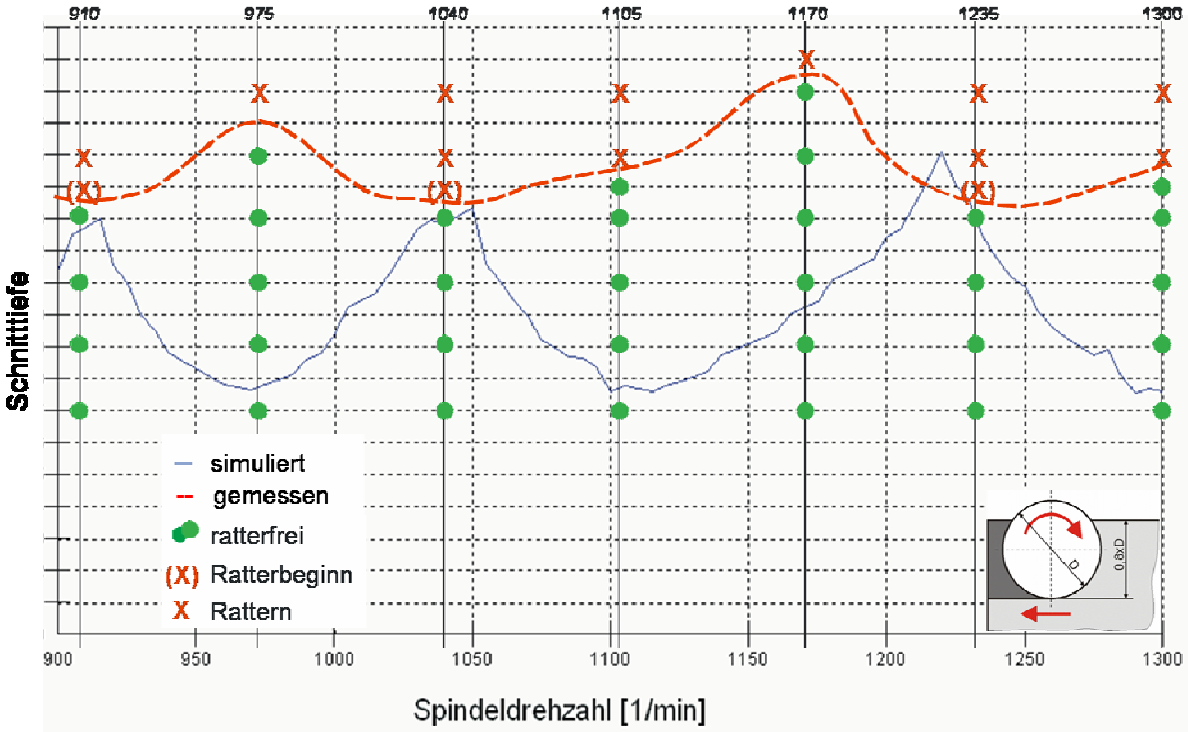


Abbildung 3-13: Stabilitätskarte - MCH 250 mit Motorspindel, WZ Igelfräser, C45, Besäumen

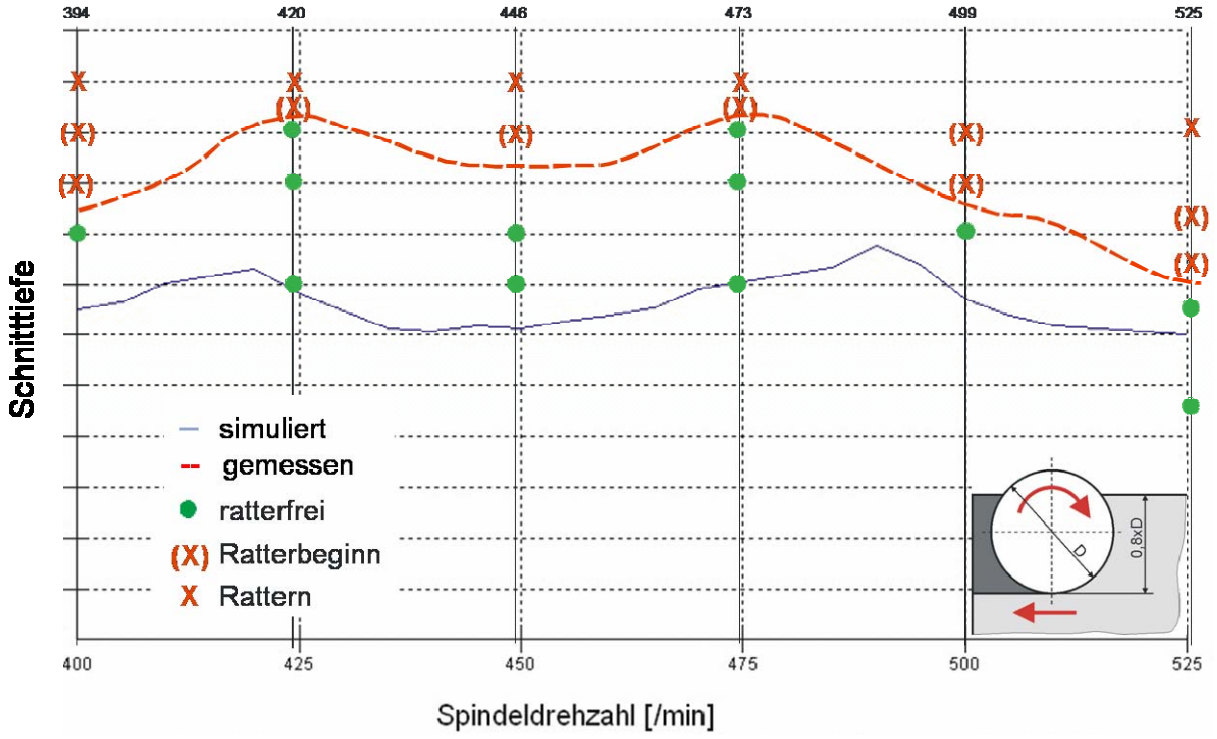


Abbildung 3-14: Stabilitätskarte - MCH 250 mit Motorspindel, WZ Messerkopf, C45, Besäumen

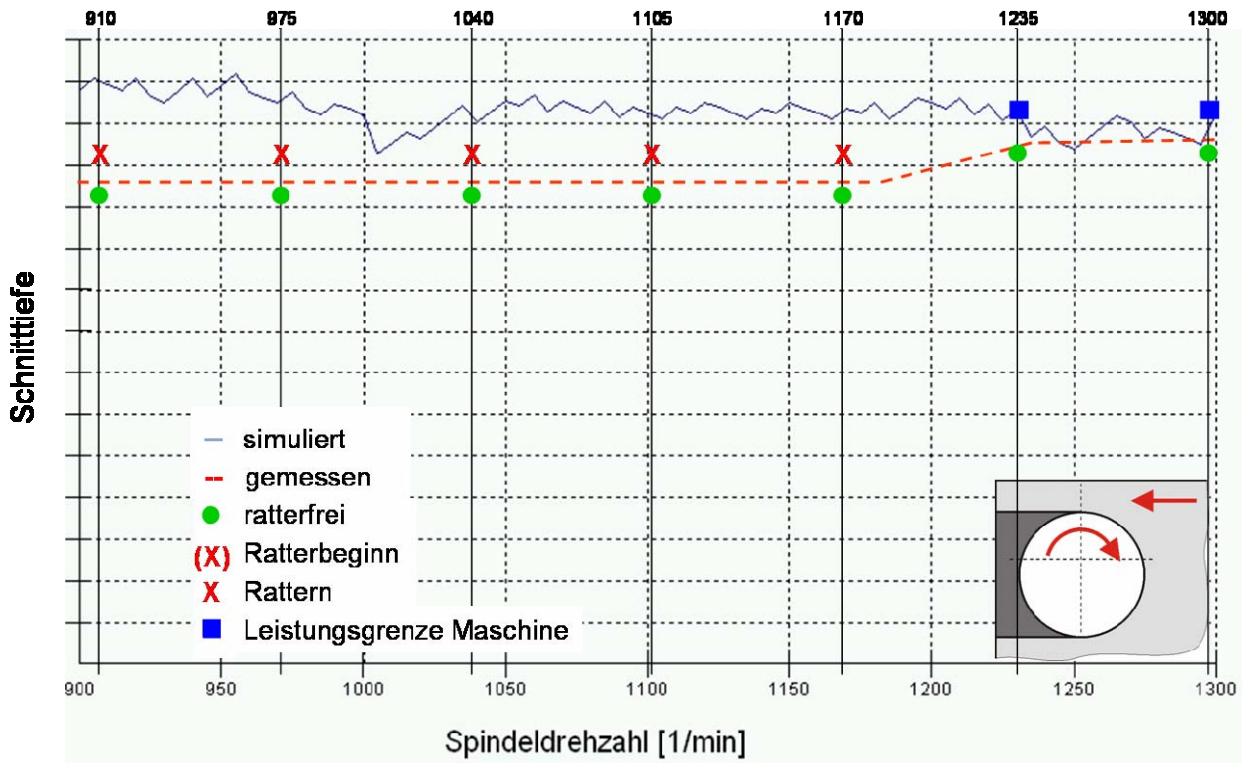


Abbildung 3-15: Stabilitätskarte - MCH 250 mit Getriebespindel, WZ Igelfräser, C45, Nuten

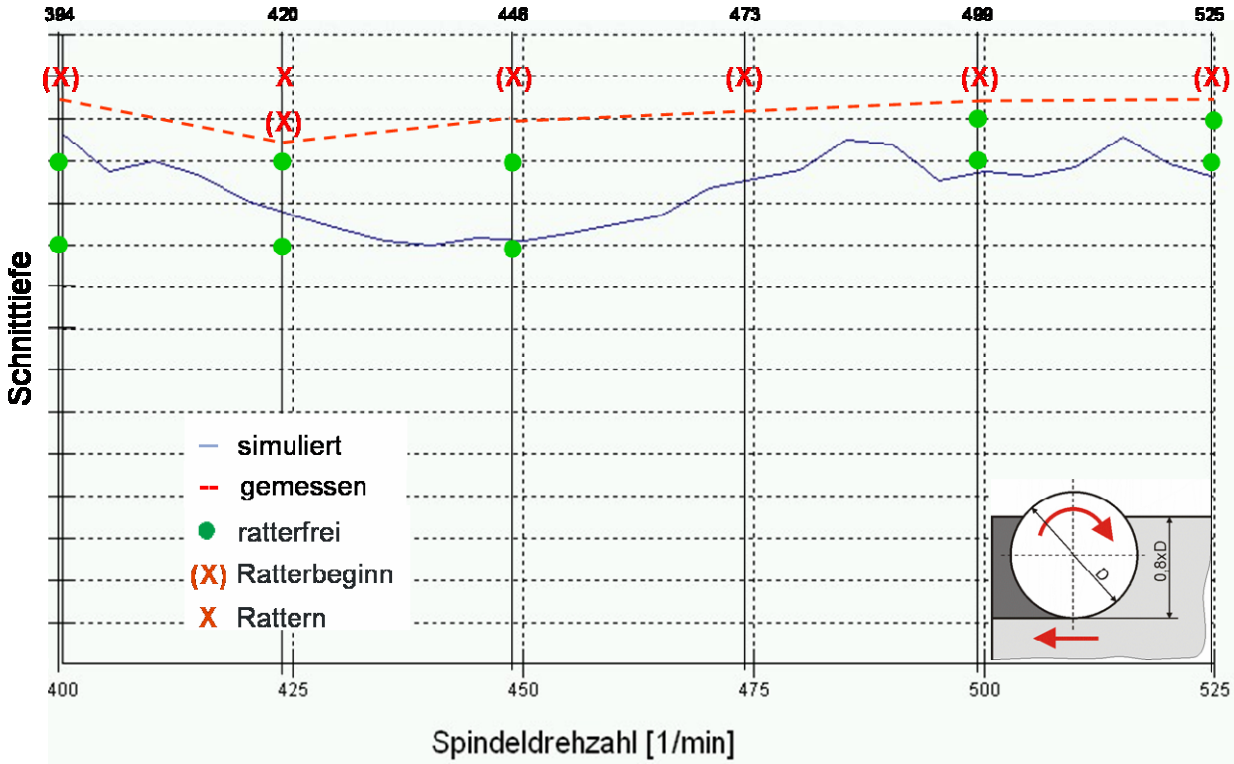


Abbildung 3-16: Stabilitätskarte - MCH 250 mit Getriebespindel, WZ Messerkopf, C45, Besäumen

4 Experimentelle Bestimmung der dynamischen Kennwerte von Profilschienenführungen

Heinz Roßteuscher, Bosch Rexroth AG
Matthias Howorka, Bosch Rexroth AG

4.1 Zusammenfassung

Für eine effektive simulatorische Optimierung des dynamischen Verhaltens von Werkzeugmaschinen benötigen die Simulationsmodelle u. A. Informationen über statische und dynamische Kennwerte von Profilschienenführungen (Kugelschienenführungen und Rollenschienenführungen). Die statischen Parameter wie Steifigkeit und Reibungsverhalten von Profilschienenführungen sind bereits bekannt und in den Produktkatalogen der Bosch Rexroth AG dokumentiert. Zur Ermittlung der dynamischen Kennwerte (Dämpfungskennwerte) von Profilschienenführungen wurde ein spezieller Prüfaufbau konzipiert. Im Rahmen mehrerer umfangreicher Versuchsreihen wurden an Einzelführungswagen die Dämpfungskoeffizienten von Kugelschienenführungen und Rollenschienenführungen unterschiedlicher Baugrößen ermittelt.

Auf diese Weise entstand ein Fundus, der die Größenordnung der Dämpfungskoeffizienten von Profilschienenführungen für alle Verlagerungsrichtungen umfasst. Darüber hinaus konnten mögliche Einflussgrößen wie Vorspannung, Schmierung, Seitenklemmung von Führungswagen und Führungsschiene erkannt, überprüft und bewertet werden.

4.2 Problemstellung

Voraussetzung zur Erzielung idealer Ergebnisse bei der Entwicklung von Werkzeugmaschinen sind einerseits die Verfügbarkeit leistungsfähiger Linearkomponenten und andererseits das Wissen um das statische und dynamische Verhalten dieser Elemente. Letzteres ist insbesondere dann gefragt, wenn eine Werkzeugmaschine zum Zwecke eines rationalisierten Entwicklungsprozesses virtuell erzeugt wird, um bereits in der Konzeptphase das Verhalten von Mechanik und Regelung einer Maschine simulieren zu können. Die Leistungsdaten zu Genauigkeit, Tragfähigkeit, Steifigkeit und Reibungsverhalten können den Produktkatalogen der Bosch Rexroth AG entnommen werden.

Auf eine fundierte Datensammlung von Dämpfungskennwerten zur Beschreibung des dynamischen Verhaltens von Profilschienenführungen, insbesondere für Einzelführungswagen, konnten die Berechnungsingenieure der Werkzeugmaschinenhersteller bislang weder bei der Bosch Rexroth AG noch bei ihren Mitbewerbern zurückgreifen.

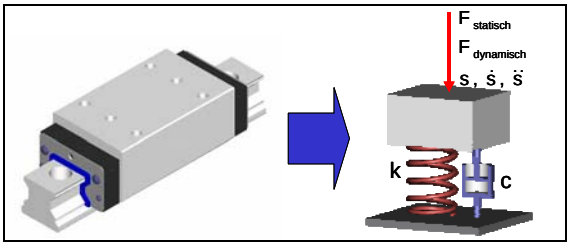


Abbildung 4-1: Modellierung des statischen und dynamischen Steifigkeitsverhaltens von Profilschienenführungen

4.3 Zielstellung für das Projekt

Das wesentliche Ziel der Bosch Rexroth AG im Förderprojekt SimCAT war die Ermittlung der Dämpfungskoeffizienten für Kugelschienenführungen und Rollenschienenführungen, sowie eine Bewertung von Faktoren, die das Dämpfungsverhalten von Profilschienenführungen beeinflussen. Für die Untersuchungen wurden jeweils die Baugrößen 35 und 55 herangezogen.

Um den Werkzeugmaschinenherstellern die Eingabe diskreter Dämpfungskennwerte für jeden einzelnen Führungswagen in ihre Simulationsmodelle zu ermöglichen, sollten die Dämpfungskennwerte am Einzelführungswagen ermittelt werden.

4.4 Lösungsansatz

Zur Beschreibung des Dämpfungsverhaltens von Profilschienenführung wird der Dämpfungskoeffizient c benötigt. Um eine sichere störungsfreie Ermittlung dieser Kenngröße zu ermöglichen, mussten die Definition eines entsprechenden Versuchsablaufes sowie die Entwicklung eines Prüfaufbaus erfolgen. Grundvoraussetzung war die Möglichkeit der messtechnischen Erfassung aller 5 interessierenden Verlagerungsrichtungen (Freiheitsgrade) eines Einzelführungswagens. Hierbei wird unterschieden zwischen translatorischen Freiheitsgraden (Verlagerung in z-Richtung bzw. in y-Richtungen) und rotatorischen Freiheitsgraden (Rotation um die x-Achse = Rollen; Rotation um die y-Achse = Nicken; Rotation um die z-Achse = Gieren).

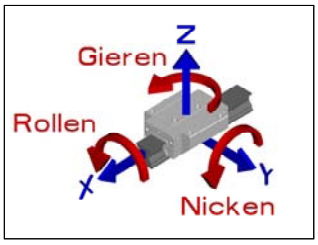


Abbildung 4-2: Definition der Freiheitsgrade einer Profilschienenführung

4.4.1 Versuchsaufbau

Entscheidende Anforderungen für die Auslegung des Prüfaufbaues waren eine praxisnahe Massenbelegung der Profilschienenführung sowie die hohe Eigensteifigkeit von Belastungsmasse und Untergestell. Zur Ermöglichung einer gezielten Anregung des Systems für die Messung der

Schwingbewegung der interessierenden Freiheitsgrade wurde der Gesamtmassenschwerpunkt von Prüfling und Zusatzmasse in den Schnittpunkt der beiden Laufbahndiagonalen der Führungswagen gelegt.

Um das Auftreten von Eigenmoden des Prüfaufbaus im Frequenz-Bereich der interessierenden Schwingungsmoden der Profilschienenführung zu vermeiden, wurde bei der Dimensionierung des Prüfaufbaus unterstützend die Finite-Elemente-Methode eingesetzt.

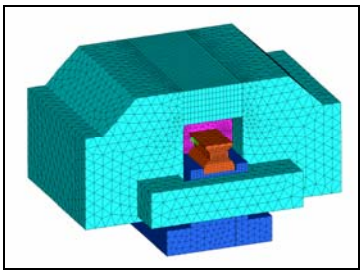


Abbildung 4-3: Prüfaufbau

(Führungsschiene und Führungswagen mit Zusatzmasse)

Für eine räumliche Erfassung der Verlagerung des Prüflings relativ zum Unterbau wurden je zwei Wegaufnehmer in y- und z-Richtung an beiden Stirnseiten des Prüfaufbaus angebracht. Die Schwingungsanregung erfolgte per Impulshammer (freie Schwingung), was sich im Verlaufe von Vorversuchen im Gegensatz zu der elektrohydraulischen Anregung (erzwungene Schwingung) als die störungsfreiere Variante erwiesen hat. Die Schwingungsanregung erfolgte über 6 verschiedene Anregungspunkte, welche ein gezieltes Anregen der einzelnen Verlagerungsrichtungen (Freiheitsgrade) ermöglichten (vgl. Abbildung 4-4).

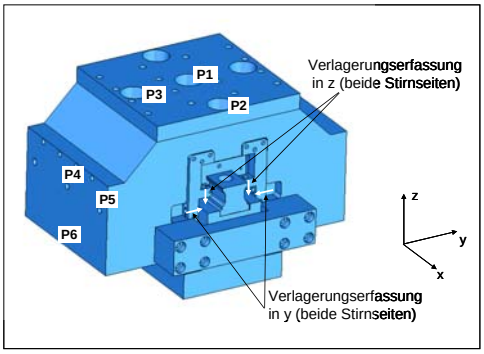


Abbildung 4-4: Verlagerungserfassung, Anregungspunkte für Impulshammer (P1 bis P6)

Die Abstände der Wegaufnehmer und der Anregungspunkte von den entsprechenden Drehachsen des Prüflings wurden bei der Auswertung der Systemantworten zur Ermittlung der Dämpfungskennwerte berücksichtigt.

4.4.2 Versuchsablauf

Für jede Messreihe wurde der Gesamt-Prüfaufbau einer Modalanalyse unterzogen, um eine eindeutige Zuordnung der Eigenmoden des Prüflings und der Umgebungskonstruktion zu gewährleisten.

Nach anschließender Messung der Nachgiebigkeitsfrequenzgänge wurde mit der $\sqrt{2}-$Methode das Dämpfungsmaß D bestimmt und unter Berücksichtigung der statischen Steifigkeit und der Eigenfrequenz des Systems sowie der Lage der Messpunkte der Dämpfungskoeffizient berechnet.

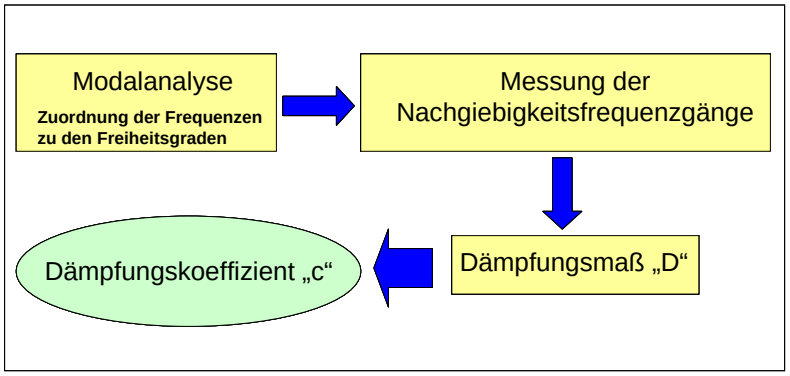


Abbildung 4-5: Versuchablauf

Im Rahmen von Vorversuchen erfolgte die Untersuchung und Bewertung möglicher Einflussfaktoren auf das Dämpfungsverhalten der Profilschienenführung. Dies hatte eine signifikante Reduktion der erforderlichen Versuchsvarianten zur Folge. So wurde beispielsweise erkannt, dass der Schmierzustand, die Seitenklemmung von Führungswagen und Führungsschiene ebenso wie die Variation der Belastungsmasse keinen messbaren Einfluss auf die Dämpfungskoeffizienten haben.

Der Verlauf der Abklingkurve und der bei Variation der Anregungskraft konstante Dämpfungskoeffizient belegen die These, dass das im Prüfaufbau am Einzelführungswagen beobachtete Verhalten im Wesentlichen als viskose (geschwindigkeitsproportionale) Dämpfung beschrieben werden (vgl. Abbildungen 4-5 und 4-6) kann.

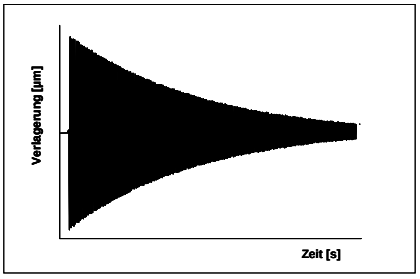


Abbildung 4-5: Abklingkurve Rollenschienenführung Größe 55

$$ks + c\dot{s} + m\ddot{s} = 0$$

s ... Schwingweg [m]
k ... statische Steifigkeit [N/m]
c ... Dämpfungskoeffizient [Ns/m]

Abbildung 4-6: Gleichungssystem für Systeme mit viskoser Dämpfung

4.5 Ergebnisse und Mehrwert

Im Rahmen umfangreicher Untersuchungen an Kugelschienenführungen und Rollenschienenführungen der Baugrößen 35 und 55 wurde eine Datensammlung erzeugt, die ergänzend zu den vorhandenen statischen Kennwerten eine umfängliche Beschreibung des Dämpfungsverhaltens von Profilschienenführungen zur Modellierung von Maschinen und Vorrichtungen gewährleistet. Weiterhin konnten Einflüsse auf das Dämpfungsverhalten von Profilschienenführungen wie Vorspannung, Schmierung, Seitenklemmung von Führungswagen und Führungsschiene überprüft und bewertet werden. Auch die Ursachen für das unterschiedliche Dämpfungsverhalten von Kugelschienenführungen und Rollenschienenführungen wurden untersucht.

Die gewonnenen Erkenntnisse werden in die technische Kundenberatung der Bosch Rexroth AG einfließen, um hierdurch eine Leistungs-Steigerung der Kunden-Produkte zu unterstützen. Zu Simulationszwecken der Kunden der Bosch Rexroth AG können die Erkenntnisse genutzt und bei der Entwicklung von Maschinen zu Simulationszwecken verarbeitet werden.

Bei der Entwicklung zukünftiger Produkte wird die Bosch Rexroth AG auf die erarbeiteten Erkenntnisse zurückgreifen.

4.6 Ausblick

Ein wesentlicher Einfluss hinsichtlich des dynamischen Verhaltens von Werkzeugmaschinen wird der Fugendämpfung zugeschrieben. Die Fugendämpfung wurde im Projekt SimCAT nicht untersucht, hat jedoch gegenüber der Dämpfung der Profilschienenführung einen möglicherweise dominanten Einfluss auf das dynamische Nachgiebigkeitsverhalten von Werkzeugmaschinen und bietet daher großes Optimierungspotential.

5 Gekoppelte „Offline-Simulation“ mit bidirektionaler Anbindung einer NC-Steuerung (VNCK)

Dr. Carsten Hamm, Siemens AG Erlangen
Anton Dietmair, ISW
Niko Croon, ISW

5.1 Zusammenfassung

In diesem Arbeitspaket wurde die Anbindung der PC-basierten NC-Steuerung (SINUMERIK VNCK der Siemens AG) an Simulink realisiert. Dadurch wurde die durchgängige gekoppelte Simulation vom Sollwert bis zum Tool Center Point ermöglicht.

Die Kopplungsschnittstelle wurde so gestaltet, dass die Modellerstellung für Regelungs- und Antriebstechnik innerhalb von Simulink in gewohnter Weise blockorientiert erfolgen kann. Ein neu eingeführter Schnittstellenblock dient zur Verbindung zwischen geregelter Achse und VNCK. Dadurch kann die Anzahl zu simulierender Achsen erweitert werden, ohne die gesamte Modellstruktur ändern zu müssen.

Der Komplexitätsgrad sowohl der Regler- als auch Maschinenmodelle kann dabei unabhängig von der angebundenen Steuerung variiert werden, solange Soll- und Istgrößen innerhalb der Modellstruktur erhalten bleiben.

5.2 Problemstellung

Simulationsszenarien, in denen mehrachsige dynamische Bewegungsmodelle von Werkzeugmaschinen mit entsprechenden Regelalgorithmen für die einzelnen Achsen in „Nicht-Echtzeit“ gekoppelt werden, wurden bisher getrennt von einer realitätsnahen Sollwertgenerierung und Istwertüberwachung durch eine NC-Steuerung betrachtet.

Auf Einzelachsebene ist zwar die Vorgabe mathematisch beschreibbarer Sollwertfunktionen wie Sprung oder Rampe, beispielsweise zum Einstellen der Reglerparameter, innerhalb der Softwarepakete möglich. Sollwertbedingte Effekte beim mehrachsigen Verfahren der Maschine, die durch die steuerungsinterne Algorithmik (Bahnplanung, Transformation, Interpolation etc.) bestimmt werden, konnten bislang nicht abgebildet werden.

Um das volle Potenzial einer gekoppelten Simulation auch bei großen mehrachsigen Verfahroperationen der Maschine auszuschöpfen, ist eine realitätsnahe Abbildung der Sollwertgenerierung unabdingbar.

5.3 Zielstellung für das Projekt

Ziel in diesem Arbeitspaket war die bidirektionale Anbindung des virtuellen NC-Kerns der Siemens CNC-Steuerung SINUMERIK (VNCK) an die restliche Simulationsumgebung nach Abbildung 5-1. Fokus lag dabei auf der rein softwarebasierten Kopplung von NC-Steuerung, Reglermodellen und mehrachsigen Maschinenmodellen in Nicht-Echtzeit, um auch den Einfluss der Sollwertgenerierung in die Simulationskette zu integrieren.

Der Steuerungskern sollte dabei über eine neu zu definierende Schnittstelle in die schon vorhandene Simulationsumgebung integriert werden.

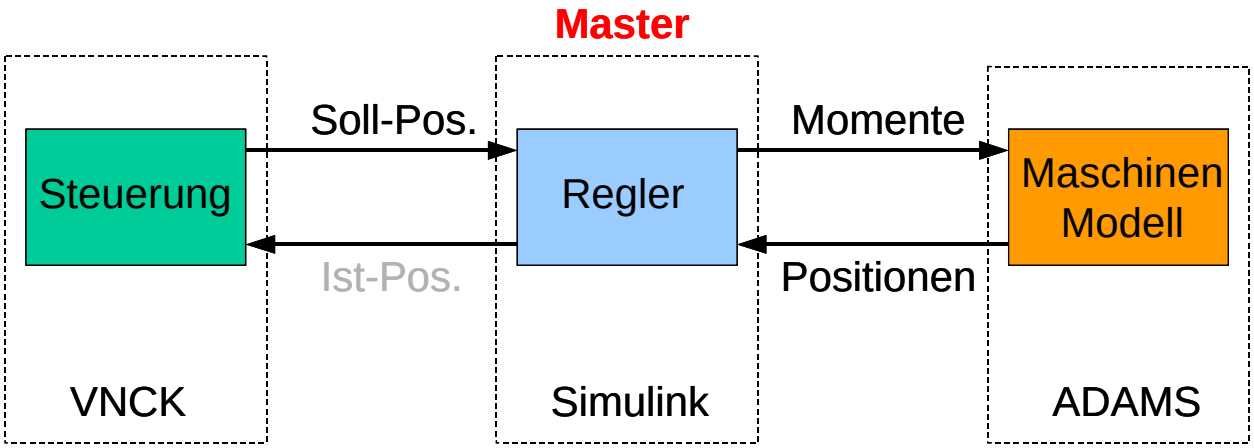


Abbildung 5-1: Kopplung der VNCK an geregelte MKS-Modelle

5.3.1 Integrationsplattform

Im Hinblick auf eine universelle Einsetzbarkeit des Steuerungskerns innerhalb verschiedener Simulationsszenarien wurde Matlab/Simulink als Integrationsplattform gewählt, da alle marktüblichen Mehrkörpersimulationspakete ohnehin eine Schnittstelle zu Matlab/Simulink besitzen. Die Ankopplung an lediglich ein ausgewähltes Softwarepaket hätte daher eine zu große Einschränkung bedeutet. Durch diese Art der Anbindung erschließen sich weitere Simulationsmöglichkeiten, die nicht zwingend ein Maschinenmodell in der Beschreibungsform zusätzlich angebundener Mehrkörpersystemen erfordern:

- Alleinige Simulation des NC-Kerns
- Simulation des NC-Kerns mit Reglern und vereinfachten Streckenmodellen
- Simulation des NC-Kerns mit Reglern und aus FEM reduzierten Streckenmodellen
- Simulation des NC-Kerns mit Reglern und MKS-Modellen in Simulink (SimMechanics)

In Abbildung 5-2 ist die Kopplungsarchitektur zwischen VNCK und Simulink dargestellt. Ein Callback-Server weist zusammen mit dem Synchronisationsmechanismus der jeweiligen Anwendung auf der virtuellen Zeitachse die erforderliche Rechenzeit zu. Dadurch ist gewährleistet, dass Sollwertvorgaben des VNCK sowie die entsprechende Reaktion der durch Simulink angebundenen Algorithmen taktgenau abgearbeitet werden. Diese Prozesse laufen losgelöst von

der Realzeit auf einer virtuellen Zeitachse ab. Die Geschwindigkeit der virtuellen Taktung wird maßgeblich durch die aktuell verfügbare Rechenleistung der eingesetzten Computer bestimmt.

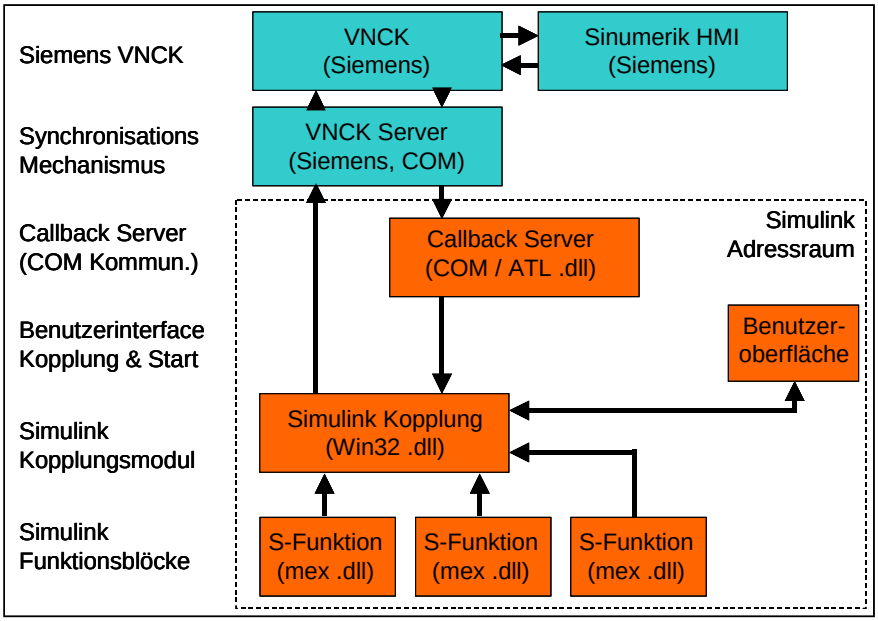


Abbildung 5-2: Kopplungsarchitektur

5.3.2 Modellierung

Die Modellierung der gekoppelten Achsen sollte in gewohnter Weise innerhalb von Simulink blockorientiert erfolgen. Dies wurde derart gelöst, dass jede Einzelachse, die über den VNCK mit Sollwerten versorgt wird, einen auf einer S-Function basierenden Schnittstellenblock erhält (siehe Abbildung 5-3), in dem über die Angabe der Kanal- und Achsnummer die eindeutige Zuweisung zur VNCK erfolgt. Simulierte Istpositionen der Achsen werden ebenfalls über diesen Block der VNCK übermittelt.

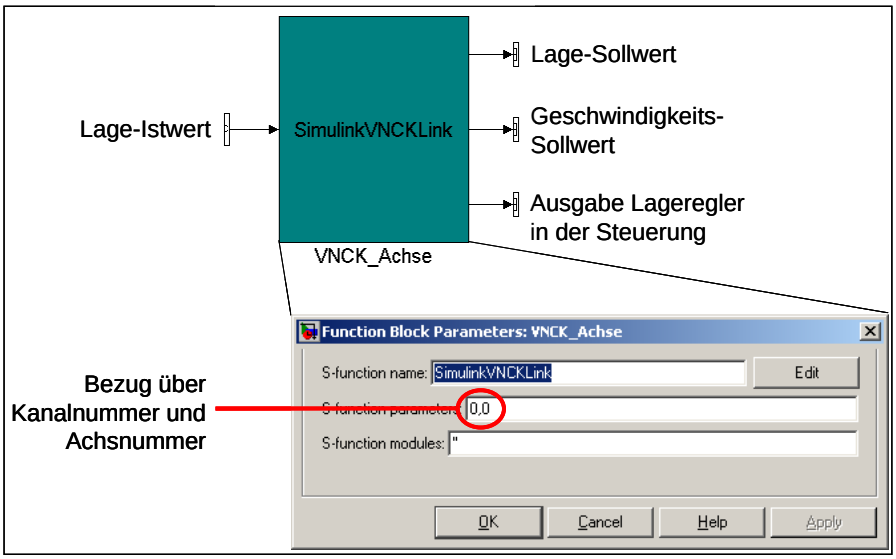


Abbildung 5-3: Schnittstellenblock einer Achse zur VNCK

Abbildung 5-4 zeigt beispielhaft die Gesamtkopplung des VNCK mit vereinfachtem Achsregler und einem in MSC.ADAMS erstellten Streckenmodell.

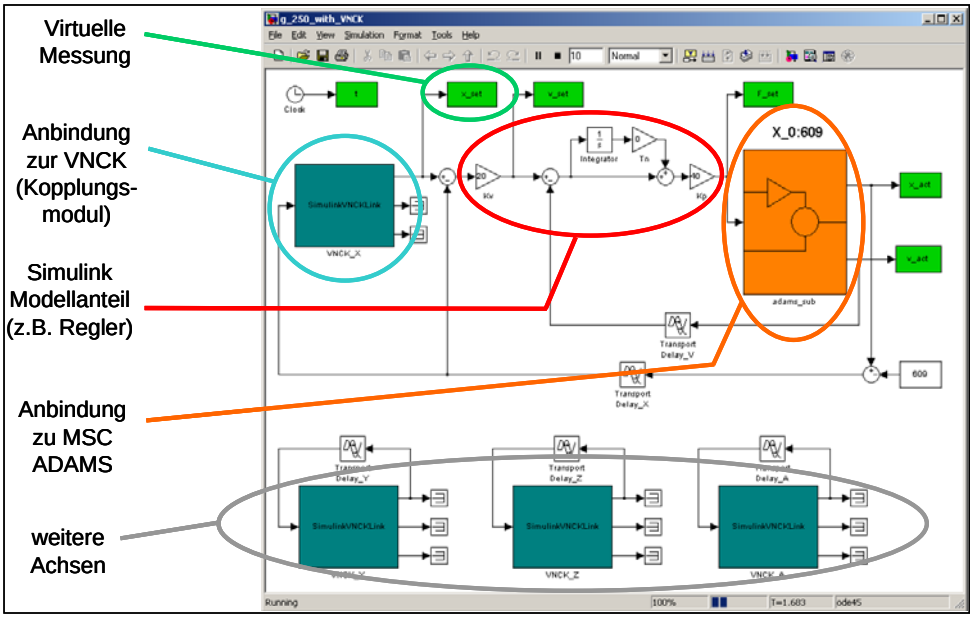


Abbildung 5-4: Beispiel für die Kopplung VNCK mit MSC.ADAMS

5.3.3 Simulationsablauf

Die Initialisierung des VNCK wird vor Simulationsstart mittels der in Abbildung 5-5 dargestellten Bedienoberfläche durchgeführt. Dieses Tool bootet den Steuerungskern und stellt die Verbindung zu Simulink her. In einem Statusfenster erhält der Anwender Rückmeldung über die erfolgte Kopplungsprozedur und den aktuellen Status der Steuerung. Des Weiteren kann hier das abzuarbeitende NC-Programm gewählt werden.

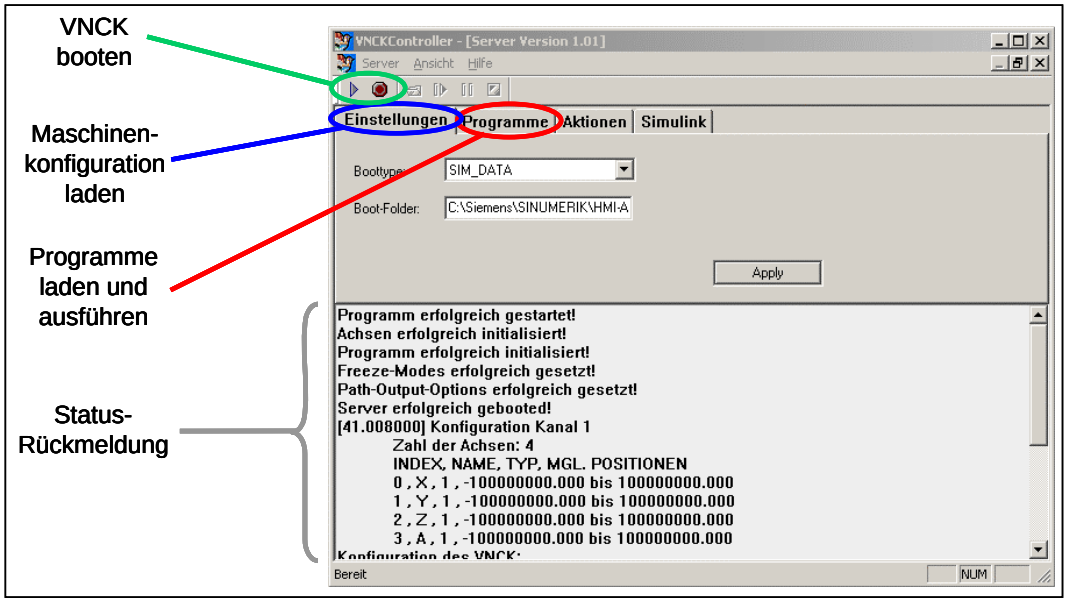


Abbildung 5-5: Bedienoberfläche zur Initialisierung der VNCK-Kopplung

Die Initialisierung muss für jede zu simulierende Maschinenkonfiguration einmalig durchgeführt werden. Alle weiteren Simulationsschritte werden dann in gewohnter Weise in Simulink eingeleitet.

5.4 Ergebnisse und Mehrwert

Innerhalb der Projektlaufzeit wurde eine Schnittstelle zur bidirektionalen Anbindung der VNCK an Simulink realisiert. Damit ist es erstmalig möglich mit kommerziellen Simulationswerkzeugen die vollständig softwarebasierte gekoppelte Simulation komplexer dynamischer Maschinenmodelle mit Regelalgorithmen und angebundenem Steuerungskern zu betreiben. Neben den in Kapitel 5.4.1 beschriebenen Simulationsmöglichkeiten ist ein deutlicher Mehrwert vor allem bei NC-Programm-basierten Verfahrzyklen mehrachsiger Maschinenmodelle zu sehen, da hier die Bewegungsführung ohne die exakte Abbildung der steuerungsinternen Vorgänge nur unzureichend abgeschätzt werden kann. Durch die bidirektionale Kopplung (Steuerung erhält Achspositionen) ist zudem gewährleistet, dass das Verhalten der Einzelachsen in die achsübergreifende Bahnplanung innerhalb der Steuerung einbezogen wird.

Hauptanwendungsfeld einer Steuerungskopplung sind naturgemäß Simulationen mit MKS-Bewegungsmodellen. Durch den universellen Charakter der Schnittstellenanbindung an Simulink erschließen sich auch weitere Simulationsszenarien. Beispielsweise können Übertragungsfunktionen, die aus komplexen FE-Modellen oder Messungen an der realen Maschine extrahiert wurden und das Verhalten der zu steuernden Achsen darstellen, zusammen mit Achsreglermodellen an den Steuerungskern gekoppelt werden, um die Auswirkungen der steuerungsinternen Dynamikparameter zu untersuchen.

5.5 Ausblick

Die Integration von CA-Techiken zur ganzheitlichen Simulation und Optimierung von Fertigungseinrichtungen stellt ein vermarktungsfähiges Konzept im Geschäftsumfeld der Werkzeug- oder Produktionsmaschine dar, das vom Entstehungsprozess bis in den laufenden Betrieb einer Maschine hinein unterstützend eingesetzt werden kann. Die durchgängige Architektur der Simulationswerkzeuge in Verbindung mit einer virtuellen CNC-Steuerung ist hierbei von grundlegender Bedeutung.

Auch nach Projektende ist die Weiterentwicklung dieser Schnittstelle zwischen Siemens und dem ISW vereinbart. Im Hinblick auf die Benutzerfreundlichkeit ist die Anbindung des HMI zur Visualisierung der Steuerungsfunktionen und Parametrierung vorgesehen. Dies wurde schon prototypisch realisiert.

Um eine Steigerung der Simulationsperformance zu erzielen, ist das Verteilen der verschiedenen Anwendungen auf mehrere PC’s geplant. So könnte beispielsweise des VNCK samt HMI auf einem eigenen PC gestartet werden. Die Kopplung an einen weiteren PC mit Simulink und dem Maschinenmodell würde dann über Netzwerk erfolgen.

6 Simulation großer Verfahrwege in der FEM

Dr. Winfried Möhring, INTES GmbH, Stuttgart
Rolf Fischer, INTES GmbH, Stuttgart
Dr. Andreas Melchinger, INDEX GmbH & Co. KG

6.1 Zusammenfassung

Zur dynamischen Simulation einer geregelten Werkzeugmaschine über den Arbeitspunkt hinaus wurde das FE-Programmsystem PERMAS um die Option einer Zeitintegration für nichtlineare Systeme erweitert. Damit können große Verfahrwege in einer Rechnung im Zeitbereich direkt in FEM simuliert werden. Das in SimCAT entwickelte Reglerelement kann dabei problemlos eingesetzt werden. Diese Vorgehensweise kann als Alternative zur Simulation in MKS-Systemen mit flexiblen Körpern genutzt werden.

6.2 Problemstellung und Ausgangssituation

Die Simulation des dynamischen Verhaltens einer Werkzeugmaschine mit Finite-Element-Methoden (FEM) ist in einem Arbeitspunkt, d. h. in einer gegebenen Position möglich. Eine Abschätzung des Maschinenverhaltens im Betrieb ist durch die Simulation mehrerer Arbeitspunkte (mit hohem Modellierungsaufwand) machbar. Alternativ dazu stehen Mehrkörpersimulationsmethoden (MKS) zur Simulation großer Verfahrwege zur Verfügung.

Dieser Ansatz bringt aber eine Reihe von Schwierigkeiten mit sich:

- Berücksichtigung der elastischen Eigenschaften des Systems, das heißt Schnittstelle FEM-MKS mit dynamischer Kondensation
- Abbildung von Wanderlasten (wie Eigengewicht) in MKS
- Genauigkeit der Simulation für die im Werkzeugmaschinenbau benötigten Toleranzen. Hier ist insbesondere die Frage nach der notwendigen Diskretisierung des kondensierten Modells zur hinreichenden Beschreibung der dynamischen Eigenschaften zu stellen.
- Beherrschung eines weiteren Simulationssystems, sowie separater Modellaufbau. Dies ist für gelegentliche Anwendungen ein wesentliches Hindernis

6.3 Zielstellung für das Projekt

Die Zielstellung ist eine in FEM integrierte Simulation großer Verfahrwege zur genaueren Beurteilung des dynamischen Maschinenverhaltens eines geregelten Systems im Betrieb, unter Berücksichtigung von Nichtlinearitäten. Die Rechenzeiten für eine Simulation sollten eine Analyse in wenigen Stunden (höchstens über Nacht) ermöglichen. Dabei soll der in SimCAT entwickelte Regler [1] eingesetzt werden.

6.4 Lösungsansatz

6.4.1 Basistechnologien

- Modellreduktion
- Zeitintegration des nichtlinearen Systems
- Modellierung der bewegten Teile

6.4.2 Modellreduktion

Zur Reduktion der Analysezeiten wird eine Abtrennung der linearen von den nichtlinearen Modellteilen über Unterstrukturtechniken mit dynamischer Kondensation (Craig-Bampton) vorgenommen. Die Unterstrukturen können separat kondensiert werden und nachfolgend als rein mathematische Modelle verwendet werden. Dabei ist der mögliche Detaillierungsgrad wesentlich höher als bei reinen MKS Ansätzen (mehrere tausend Freiheitsgrade). Insbesondere kann das elastische Verhalten der Führungen sehr detailliert abgebildet werden.

Eine besonders effiziente Methode zur Reduktion stellt dazu das in PERMAS verfügbare Verfahren „Multilevel Dynamic Reduction“ (MLDR) dar, das eine automatische Unterteilung eines Modells in Unterstrukturen durchführt und damit die zur Modellreduktion nötige Analysezeit deutlich reduziert. Darüber hinaus unterstützt PERMAS die automatisierte Ausgabe eines mathematischen Modells mit der aktuellen Programmversion.

6.4.3 Zeitintegration des nichtlinearen Systems

Das dynamische Verhalten einer Struktur in der Zeit erfordert den Einsatz eines Zeitintegrationsverfahrens. Zusätzlich ist zu berücksichtigen, dass das Integrationsverfahren auch Nichtlinearitäten behandeln kann. Die Nichtlinearitäten werden durch die Bewegung der Strukturelemente gegeneinander hervorgerufen. Weitere Nichtlinearitäten können auch durch den Einsatz von Reglern eingeführt werden. Als Verfahren wird die verallgemeinerte Newmark-Integrationsmethode verwendet (siehe [2]). Eine automatische Schrittweitensteuerung sorgt für die Anpassung der Schrittweite an die Dynamik des Systems. Für jeweils einen Zeitschritt werden so viele Iterationen durchgeführt, bis das System in einem Gleichgewichtszustand ist. In diesem Gleichgewichtszustand sind die statischen und dynamischen Kräfte des Systems im Gleichgewicht zu den statischen und dynamischen Lasten.

6.4.4 Modellierung der bewegten Teile

Die Beschreibung der sich bewegenden Teile erfolgt über das Konzept von inkompatiblen Netzen mit der Zusatzvorschrift, die Kopplungsbedingungen zu aktualisieren ([3]). Dieses Konzept erlaubt auch eine Mischung von Modellteilen konstanter Topologie mit Modellteilen variabler Topologie. Abbildung 6-1 veranschaulicht die Modellbildung. Die Knoten der Führung (rot) werden als abhängige Knoten (Dep. Nodes) der Führung (Isurface) deklariert. Damit können Verfahrbewegungen linearer Achsen modelliert werden. Eine Erweiterung auf rotatorische Achsen ist möglich.

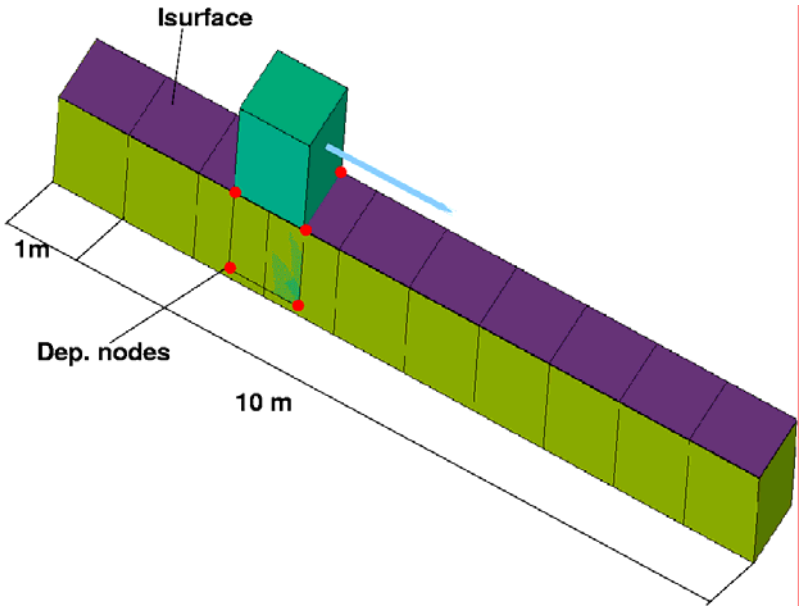


Abbildung 6-1: Modellierung des Verfahrwegs

6.5 Ergebnisse und Mehrwert

Als Beispiel für eine große Verfahrbewegung dient die Simulation der Verfahrbewegung des Schlittens mit geregelter Kugelgewindetriebsachse (KGT). Abbildung 6-3 zeigt den Schlitten im Ausgangszustand sowie mit 100 bzw. 300 mm Verfahrweg. Diese Art der Simulation ermöglicht den Projektpartnern eine Analyse des Maschinenverhaltens im Betrieb. Insbesondere können so „weiche“ Stellen der Maschine identifiziert werden. Darüber hinaus können XY-Daten der relevanten Größen (z.B. Verschiebung/Kraft über der Zeit, s. Abb. [3], oder auch als Funktion des Orts) erzeugt werden. Ein besonderer Vorteil der Methode liegt für den Anwender in der Möglichkeit von der (sehr schnellen) linearen Analyse zur nichtlinearen Analyse mit sehr geringem Aufwand zu wechseln. Ein weiterer Aspekt ist die Möglichkeit die direkte Rückkopplung der Ergebnisse auf die Anschlussbauteile über die Unterstrukturen (auch reduziert) zu berechnen.

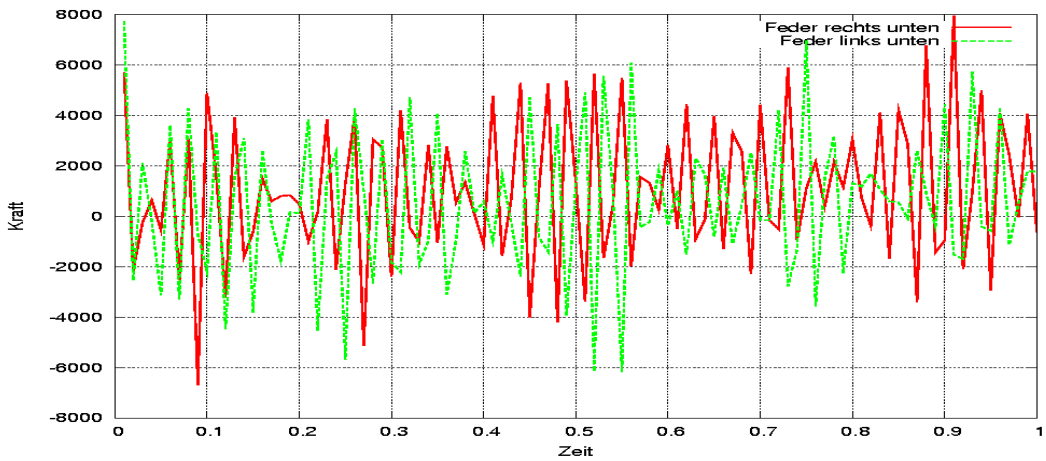


Abbildung 6-2: XY-Ergebnisse

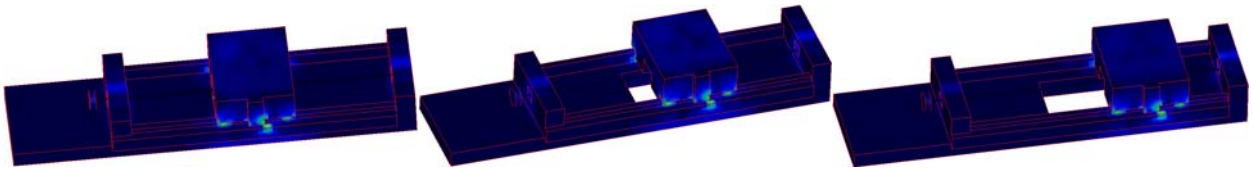


Abbildung 6-3: Schlitten mit KGT-Achse

6.6 Ausblick

Aufgrund der späten Aufnahme dieses Arbeitspunktes in das Projekt konnten erst erste Ergebnisse an industriell relevanten Modellen erzielt werden. Diese Berechnungen zeigen das Potential der Methode. Eine weitere Validierung wird nach Projektende erfolgen. Die Berücksichtigung von lokalen Nichtlinearitäten wie z.B. Reibung in den Führungselementen sind wichtige Fragen, die im Projekt nicht behandelt wurden. Aus Anwendersicht ist auch sicherlich eine noch weitergehende Automation der Modellbildung (automatisierte Unterstrukturtechnik) wünschenswert.

6.7 Quellenverzeichnis

[1] Kirchgäßner, B.; Melchinger, A.; Keller, K.: FEM mit Regelungselementen. SimCAT Abschlussbericht (2006).

[2] Chung J., Hulbert G.M. A time integration algorithm for structural mechanics with improved numerical dissipation : the generalized-alpha method; Journal of applied mechanics, Transactions of the ASME 1993; 60 , 371-375

[3] PERMAS User's Reference Manual, Intes Publication No. 450, Stuttgart (2006).

7 Echtzeitfähige Achsdynamik-Modelle für die Hardware-in-the-Loop-Simulation mit realen Steuerungssystemen

Sascha Röck, ISW Universität Stuttgart
Dr. Carsten Hamm, Siemens AG, Erlangen

7.1 Zusammenfassung

Im Projekt SimCAT wurde in der Ebene 3 „Simulation im Echtzeitbereich“ ein Hardware-in-the-Loop-Simulator aufgebaut und erprobt. Dazu wurden die zwei echtzeitfähigen Simulationsplattformen SINUMERIK MS von der Fa. Siemens AG und Virtuos von der Fa. Industrielle Steuerungstechnik GmbH (ISG) gekoppelt. SINUMERIK MS übernahm dabei die Aufgabe der taktsynchronen Kommunikation zwischen Steuerung und Simulation, während Virtuos für die echtzeitfähige Berechnung des dynamischen Achsverhaltens zuständig war. Es wurde ein virtueller Inbetriebnahme-Prüfstand aufgebaut für die Vorab-Inbetriebnahme einer reale Siemens CNC-Steuerung SINUMERIK 840Di mit verschiedenen virtuellen Achsen.

Im Rahmen des Projektes wurden zwei Echtzeit-Dynamikmodelle erstellt und validiert: Ein FE-Modell eines Gantry-Antriebs mit dem Schwerpunkt auf die Strukturdynamik und ein Starrköpermodell eines Spindelmutterantriebs mit dem Schwerpunkt auf der Massendynamik. Für beide Modelltypen wurden neue Berechnungsmethoden entworfen, um eine Berechnung unter Echtzeitbedingungen zu ermöglichen.

7.2 Problemstellung

Hoher Wettbewerbsdruck und kurze Produktentwicklungszyklen erfordern den Einsatz immer leistungsfähigerer Produktionsanlagen. Mit wachsenden Anforderungen an Produktivität steigt die Komplexität dieser Anlagen. Die Beherrschbarkeit dieser Komplexität kann nur durch den Einsatz moderner Entwicklungs- und Testmethoden erreicht werden. Treten zu einem späten Zeitpunkt in der Entwicklung oder erst bei der Inbetriebnahme einer Anlage Fehler auf, bleiben zeitaufwendige und kostspielige Nacharbeiten meist nicht aus.

Die Qualitätssicherung in der Steuerungssoftwareentwicklung komplexer Produktionsanlagen stellt eine technische Herausforderung dar. Moderne Engineeringwerkzeuge und automatisierte Softwaretestverfahren finden zunehmend Einsatz. Dennoch gibt es bei der Entwicklung von Steuerungssoftware Problemstellungen, die bislang trotz moderner Entwicklungstechnologien nur unzufriedenstellend gelöst werden können. Häufig können notwendige Tests für die Sicherstellung der Funktionalität erst an der realen Anlage durchgeführt werden, da Fehlerquellen existieren, die bislang nur unter Berücksichtigung realer Komponenten gefunden werden können.

7.3 Zielstellung für das Projekt

Das Ersetzen der realen Anlage durch eine virtuelle Anlage ermöglicht das Testen und in Betrieb Nehmen von Steuerungssoftware bereits in einer frühen Phase des Entwicklungsprozesses einer Produktionsanlage. Diese virtuelle Inbetriebnahme kann durch Abbilden des Anlagenverhaltens in einem Simulationssystem und dessen Ankopplung an ein Steuerungssystem ermöglicht werden. Um die virtuelle Inbetriebnahme so realistisch wie möglich zu gestalten, ist der Einsatz realer Steuerungshardware unumgänglich, was eine echtzeitfähige Hardware-in-the-Loop-Simulation (HiLS) voraussetzt.

Ziel dieses Projektes war es, die in den Ebenen 1 und 2 erarbeiteten Modellkenntnisse auf die Echtzeitmodelle in der Ebene 3 zu übertragen und Methoden zu entwerfen, die eine Übertragbarkeit zulassen und die Berechnung der Modelle in Echtzeit ermöglichen. Zudem sollte ein Hardware-in-the-Loop-Simulator mit einer realen Siemens-Steuerung aufgebaut und die entwickelten Methoden nachgewiesen werden. Ein wichtiger Punkt dabei war der Abgleich, der voraussichtlich abstrakten Echtzeitmodelle mit Messungen an einer realen Maschine.

7.4 Lösungsansatz

Im Rahmen dieses Projektes wurde ein Hardware-in-the-Loop-Simulator entworfen, realisiert und erprobt. Dazu wurden zwei bereits bestehende Simulationssysteme gekoppelt und entsprechend den Anforderungen erweitert.

Der Ansatz der Hardware-in-the-Loop-Simulation mit realer Steuerungshardware und simulierter, virtueller Maschine setzt dabei zwei Punkte voraus. Zum einen müssen die Voraussetzungen dafür gegeben sein, eine reale NC in den Simulationsverbund integrieren zu können, indem die softwaretechnische Anbindung ermöglicht wird. Es wird die Möglichkeit geschaffen, die reale Steuerung mit der PC-basierten Simulation über ein standardisiertes Buskonzept (Profibus) zu koppeln.

Zum anderen waren die Entwicklung und die Verbesserung von Methoden zur echtzeitfähigen Simulation nötig. Um die Steuerung unter realen Bedingungen betreiben zu können, muss der geforderte Echtzeitkontext im Hinblick sowohl auf die Modellberechnung als auch auf die Kommunikation erfüllt sein.

Von besonderer Bedeutung während der Untersuchung der Echtzeitanforderungen ist die Wahl des Detaillierungsgrads bei der Modellierung der Maschinen- und Antriebskomponenten. Mit Blick auf die spätere kommerzielle Verwendung der Forschungsergebnisse sind die Möglichkeiten einer ablauffähigen Echtzeitsimulation bezüglich ihres Potenzials zur Optimierung von NC-gesteuerten Werkzeugmaschinen zu analysieren.

7.5 Ergebnisse und Mehrwert

7.5.1 Architektur des Hardware-in-the-Loop Simulators

Die ablauffähige Hardware-in-the-Loop-Simulation ermöglicht den Zusammenschluss der realen Steuerungshardware mit einem rechnerbasierten, virtuellen Maschinenmodell. Die Simulationsumgebung besteht im Wesentlichen aus drei Teilsystemen:

- Virtuos: Kinematik- und Dynamiksimulation
  Die Simulationssoftware Virtuos von der Industrielle Steuerungstechnik GmbH (ISG) berechnet mit ihrem leistungsstarken, echtzeitfähigen Numerikkern das dynamische Verhalten der Maschinenmechanik und der Antriebsachsen.
- SINUMERIK Machine Simulator: Verhaltensmodell und Antriebsmodell
  Das Simulationswerkzeug SINUMERIK Machine Simulator (MS) der Siemens AG modelliert und simuliert die logischen Ablaufmodelle des Maschineverhaltens sowie der ProfiDrive-Antriebsregelbaugruppen [4,5].
- SIMBA: Profibus-Anbindung
  Die PCI-Karte SIMBA emuliert das komplette Verhalten der dezentralen Peripheriegeräte am Profibus und stellt über die projektierten Ein- und Ausgabedaten die logische Verbindung zwischen Steuerung und Maschinenmodell her.

Während die wesentlichen Aussagen über das dynamische Verhalten der Maschine und das zeitliche Ablaufverhalten am Simulationsszenario erkannt werden wollen, muss die Berechnung der Simulation effizient genug sein, um in der vorgegebenen Zykluszeit durchgeführt werden zu können. Um die geforderten kleinen Taktzeiten (bis 1 msec) zu gewährleisten, kommt hier die echtzeitfähige Betriebssystemerweiterung RTX zum Einsatz. Erst hiermit ist die Simulation in der Lage, das Maschinenverhalten zuverlässig in Echtzeit zu simulieren.

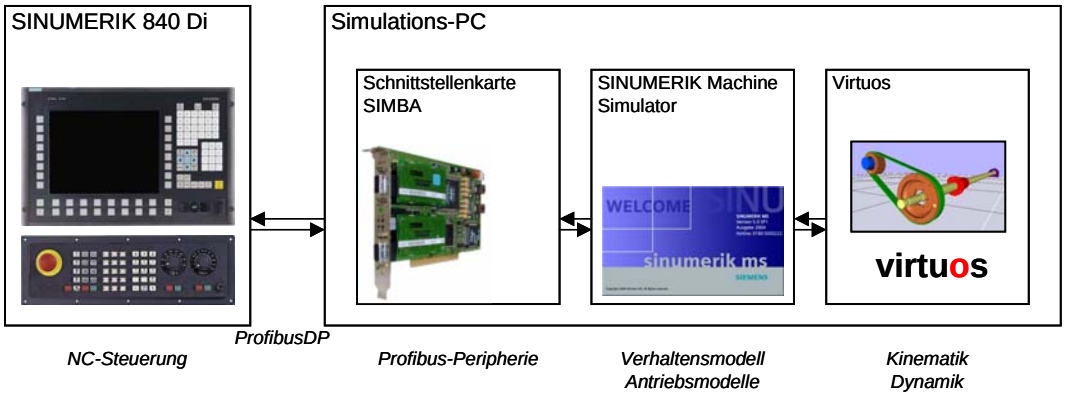


Abbildung 7-1: Überblick über die Gesamtarchitektur des Hardware-in-the-Loop-Simulators

7.5.2 Ankopplung an die Steuerung

Für die Ankopplung der Steuerung an die Simulationsumgebung ist es notwendig, die Kommunikation der Steuerung mit der dezentralen Peripheriebaugruppen, insbesondere mit den Antriebsregelbaugruppen, nachzubilden. Die Grundlage für die Realisierung der Anbindung über Profibus bietet die Baugruppe SIMBA, eine PCI-Schnittstellenkarte zur Emulation von Profibus-Peripheriegeräten.

Eine Programmierschnittstelle erlaubt es der Anwendung SINUMERIK MS, auf die Daten der emulierten Peripherie lesend und schreibend zuzugreifen, wodurch die Maschinensimulation „online“ mit den Prozessdaten der Steuerung arbeiten kann und den Wirkkreislauf zwischen Aus- und Eingangsdaten schließen kann.

SIMBA und SINUMERIK MS modellieren zusammen die verwendeten ProfiDrive-Protokolle in den verschiedenen Kommunikationsebenen. Hierzu wurden die notwendigen Anpassungen in der Firmware der SIMBA-Karten vorgenommen. In SINUMERIK MS wurden Komponenten erstellt, die die bidirektionale Kommunikation zwischen CNC und Antriebsmodell über die Steuer- und Zustandsworte der ProfiDrive-Protokolle abbilden.

Die echtzeitfähige Betriebssystemerweiterung RTX ermöglichen die Einhaltung der zur isochronen Kommunikation erforderlichen kurzen Taktzeiten (bis 1 msec).

7.5.3 Kopplung zwischen SINUMERIK MS und Virtuos

In enger Zusammenarbeit mit der Fa. Siemens wurde eine Methodik zur Ankopplung der Echtzeitsimulationsplattform Virtuos an die NC-Steuerung entworfen. Dazu wurde Virtuos an die Simulationsumgebung SINUMERIK MS gekoppelt, welche wiederum an die CNC SINUMERIK 840Di gekoppelt ist. Dies wurde zunächst als Prototyp, beschränkt auf 3 einfache Linearachsen realisiert. In einem weiteren Schritt wurde diese Schnittstelle erweitert, um eine Ankopplung beliebiger Achsen zu ermöglichen. Dazu wurde in SINUMERIK MS ein Block entwickelt, der über eine zur Verfügung stehende Programmierschnittstelle den Echtzeit-Rechenkern von Virtuos im Simulationstakt von SINUMERIK MS aufruft. Die Ein- und Ausgabegrößen für den Rechenkern werden ebenfalls über die Programmierschnittstelle versorgt (Abb. 7-2).

Somit übernimmt SINUMERIK MS die Schnittstelle zur Steuerung und Virtuos die Berechnung der Achsdynamik in Echtzeit.

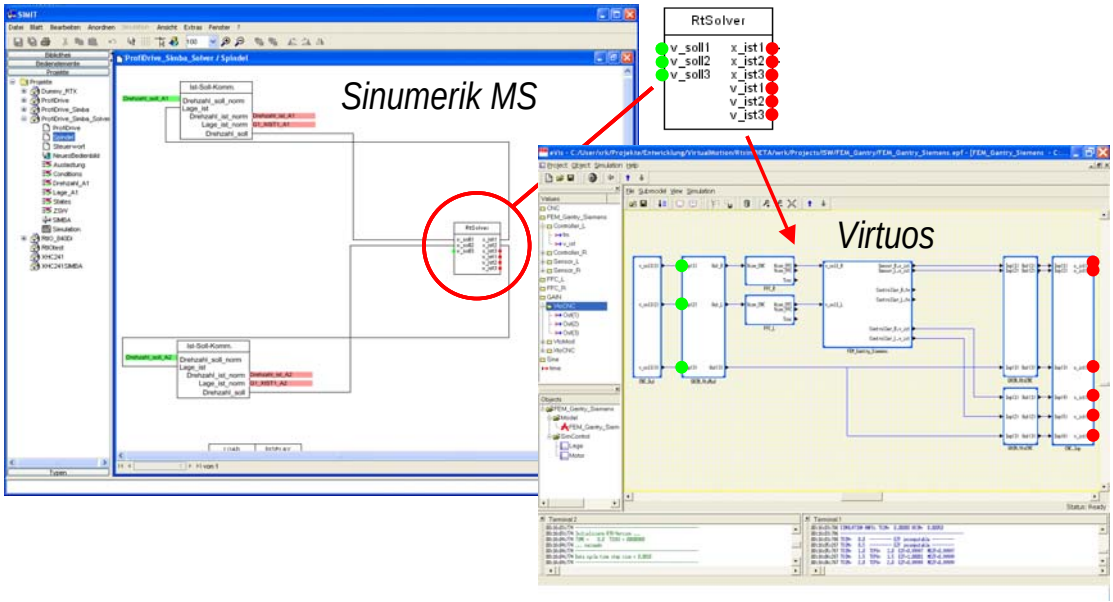


Abbildung 7-2: Kopplung zwischen SINUMERIK MS und Virtuos

7.5.4 Echtzeitfähige Achsdynamik-Modelle

Im Rahmen des Projektes SimCAT wurden verschiedene Echtzeit-Modelle aufgebaut. Die zwei Wesentlichsten werden im Folgenden vorgestellt.

7.5.4.1 FE-Modell eines Gantry-Antriebs

Am ISW wurden Algorithmen entworfen, die eine Berechnung reduzierter FEM-Modelle in Echtzeit effizient und robust ermöglichen. Die Methoden wurden anhand eines vom ZFS bereitgestellten reduzierten FEM-Modells einer Gantry-Achse getestet.

Dazu wurde in Virtuos eine Schnittstelle implementiert, die eine Einbindung beliebiger linearer Matlab/Simulink-Modelle in das Virtuos-Modell erlaubt. Im Rahmen des Projektes SimCAT wurde dieses Interface zum ersten Mal eingesetzt, um ein reduziertes FEM-Modell zu importieren. Dazu ist das FEM-Modell aus dem FEM-Simulationswerkzeug der Fa. Intes „Permas“ reduziert und in Matlab in Form von Matrizen eingelesen worden. Die Ankopplung der Antriebsregler erfolgte anschließend in Matlab/Simulink. Während des Importvorgangs des reglergekoppelten FEM-Modells aus Matlab/Simulink in Virtuos werden die Systemmatrizen so weit wie möglich entkoppelt. Die daraus entstehenden unabhängigen Subsysteme werden in Virtuos eingelesen und können während der Simulation numerisch unabhängig berechnet werden (Abb. 7-3). Aufgrund der Linearität und der geringen Systemgröße der Subsysteme kann ein „exaktes“ numerische Integrationsverfahren mit hoher numerischer Genauigkeit und Stabilität eingesetzt werden [1, 2]. Die Systementkopplung steigert die Effizienz und die numerische Robustheit und ist die Grundvoraussetzung für eine Berechnung von FEM-Modellen in Echtzeit.

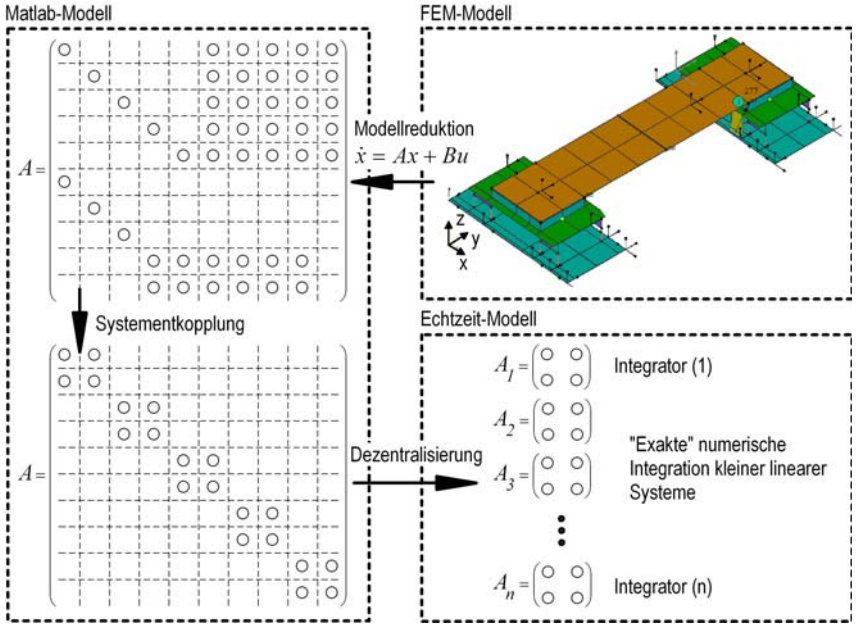


Abbildung 7-3: Echtzeitfähiges FEM-Modell eines Gantry-Antriebs

Die Methode wurde ausführlich im Rahmen des Projektes erprobt. Der virtuelle Gantry-Antrieb wurde mit der SINUMERIK 840Di in Betrieb genommen. Es konnte nachgewiesen werden, dass die Projektierung des virtuellen Gantry-Antriebs der Projektierung des realen Antriebs in der Siemens-Steuerung uneingeschränkt entspricht.

7.5.4.2 Starrkörpermodell eines Spindelmutter-Antriebs

Im Rahmen des Projekts SimCAT wurden die Spindelmutterantriebe der X-Achse und der Z-Achse einer Index-Drehmaschine vom Typ G250 modelliert. Simuliert wird die Regelstrecke einschließlich der Drehzahlregelung. Die Lageregelung erfolgt in der Steuerung und muss nicht in der Simulation berücksichtigt werden. Aufgrund des sehr ähnlichen Aufbaus der X-Achse und der Z-Achse wurde ein allgemeines Starrkörpermodell eines Spindelmutterantriebs aufgebaut.

Das Modell des Spindelmutterantriebs wurde in Form eines Blockschaltbildes in Virtuos.M beschrieben. Dazu wurden mehrere Modellblöcke erstellt, die für eine möglichst schnelle und einfache Modellbildung eingesetzt werden können. Darüber hinaus wurde besonderer Wert auf die Allgemeingültigkeit der Blöcke gelegt um eine vielseitige Wiederverwendung, auch für die Abbildung anderer mechanischer Baugruppen, zu ermöglichen. Das Blockschaltbild des Spindelmutterantriebs ist in Abbildung 7-4 dargestellt.

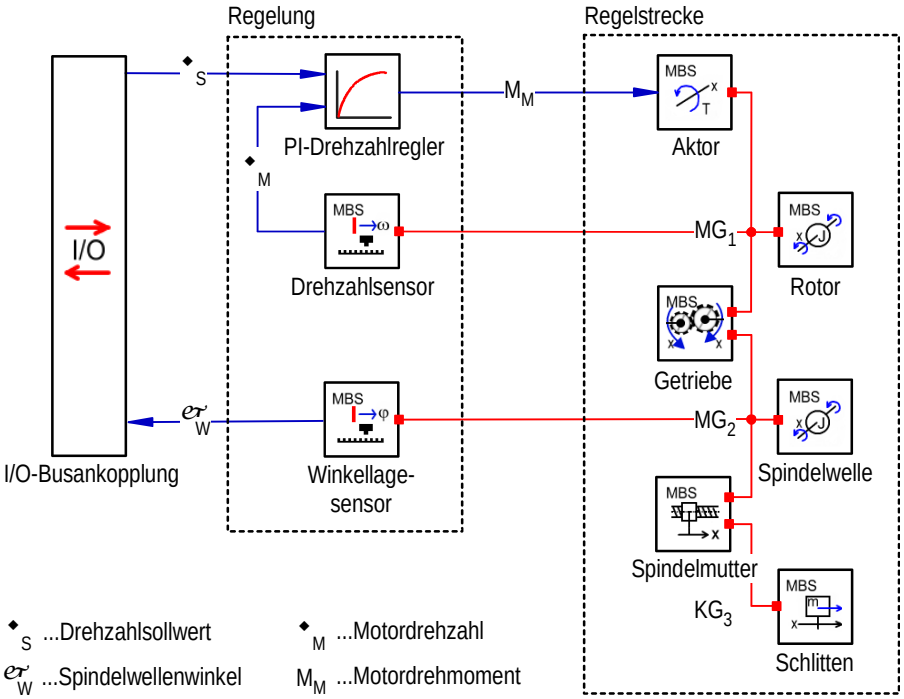


Abbildung 7-4: Blockschaltbild des Spindelmutterantriebs in Virtuos

Die Regelstrecke besteht dabei aus Kraftelementen, wie Aktor, Getriebe und Spindelmutter, und aus Bewegungselementen, wie Rotor, Spindelwelle und Schlitten. Die Verknüpfungen zwischen den Kraft- und Bewegungselementen stellen die Kräfte- bzw. Momentengleichgewichte (KG/MG) dar. Die Drehzahlregelung ist Teil des Modells und besteht aus einem PI-Regler, während die Lageregelung in der Steuerung geschlossen wird. Die Busankopplung versorgt das Modell mit der Solldrehzahl und liefert die Winkellage der Spindelwelle an die Steuerung zurück (über SINUMERIK MS, siehe oben).

7.5.5 Identifikation und Validierung

Um das Modell des Spindelmutterantriebs anhand von Messungen des realen Antriebs validieren zu können, wurden die Modellparameter sowohl für die X-Achse als auch für die Z-Achse identifiziert. Im Folgenden soll die Identifikation der X-Achse genauer betrachtet werden.

Für die Parameteridentifikation wurde das kommerziell zur Verfügung stehende Parameteroptimierungswerkzeug OptiSLang [3] der Fa. Dynardo eingesetzt. Die Parameteridentifikation stellt aus Sicht des Rechenkerns von Virtuos eine besondere Betriebsart dar, da zum einen die Simulation ohne Steuerungsanbindung erfolgt und zum anderen viele hintereinanderfolgende zeitbegrenzte Simulationsläufe notwendig sind. Zudem erfolgt die Identifikation nicht in Echtzeit. Zur Identifikation der Parameter wird der Rechenkern zyklisch von OptiSLang pro Simulationslauf einmal aufgerufen. Nach jedem Simulationslauf werden anhand der berechneten Ergebnisse die Parameter entsprechend der gewählten Optimierungsmethode für den nächsten Simulationslauf verändert. Dies wird solange wiederholt, bis das definierte Optimierungsziel erreicht ist [3]. Das Optimierungsziel einer Parameteridentifikation ist die Minimierung der Abweichungen zwischen Messung und

Simulationsergebnis. Die für die Parameteridentifikation notwendigen Anpassungen in Virtuos bezüglich der notwendigen Schnittstellen zu OptiSLang und der Möglichkeit den Rechenkern mit einem definierbaren Simulations-Endzeitpunkt über eine Skriptdatei aufzurufen, wurde zusätzlich im Rahmen dieses Projektes realisiert.

Identifiziert wurden alle Reibungsparameter, alle Dämpfungen und alle Steifigkeiten des Modells. Die Reglereinstellungen wurden vom Maschinenhersteller vorgegeben und blieben bei der Identifikation unverändert.

Alternativ könnten die Parameter auch aus Datenblättern ermittelt werden, was aber in der Praxis meist nur schwer möglich ist. Dies kann dadurch begründet werden, dass sich die Reibungskoeffizienten, Steifigkeiten und Dämpfungen aus der Kombination mehrerer Bauelemente ergeben und nicht direkt den Parametern in den Datenblättern entsprechen. Eine manuelle Berechnung der zusammengesetzten Parameter anhand der einzelnen Bauteilparameter ist sehr aufwendig und fehleranfällig. Zudem werden die Parameter in der Regel durch die Montage der Bauelemente beeinflusst, was deren manuelle Berechnung nahezu unmöglich macht.

Für die Identifikation wurden von der Fa. Index Messungen an dem Antrieb durchgeführt. Dabei wurden Sprung-, Rampen- und Sinussignale mit der realen Steuerung als Lagesollwerte vorgegeben und die Lagesoll- und Istwerte, der drehmomentbildende Motorstrom und das Motormoment aufgezeichnet. Diese Messungen wurden direkt in die Simulation eingelesen und mit den berechneten Größen verglichen. Um zusätzliche Abweichungen aufgrund unterschiedlicher Eingangsgrößen zu vermeiden, wurde der gemessene Lagesollwert als Eingangsgröße für das Antriebsmodell verwendet.

Das Parameteroptimierungswerkzeug OptiSLang verfügt über drei wesentliche Klassen von Optimierungsmethoden: Die Gradientenverfahren, die Antwortflächenverfahren und die Evolutionsverfahren [3]. Für die Identifikation des Spindelmutterantriebs wurden evolutionäre Algorithmen verwendet, da diese sich im Vergleich zu den Gradientenverfahren und den Antwortflächenverfahren als am robustesten erwiesen haben. Gerade bei der Identifikation vieler Parameter und Modellen mit starken Nichtlinearitäten zeigten sich die evolutionären Algorithmen als die am Besten geeigneten Verfahren.

Die Ergebnisse der Identifikation der Systemantwort auf eine Lagesollwertrampe mit 200 mm Verfahrweg werden im Folgenden dargestellt. Da es sich bei der Index G250 um eine Neuentwicklung handelt, dürfen zum Zeitpunkt der Veröffentlichung dieser Arbeit keine Parameterwerte genannt werden. Zudem dürfen alle Darstellungen, die original Messdaten enthalten, keine quantitativen Inhalte haben. Deswegen enthalten die folgenden Diagramme keine Achsbeschriftungen (Abb. 7-5).

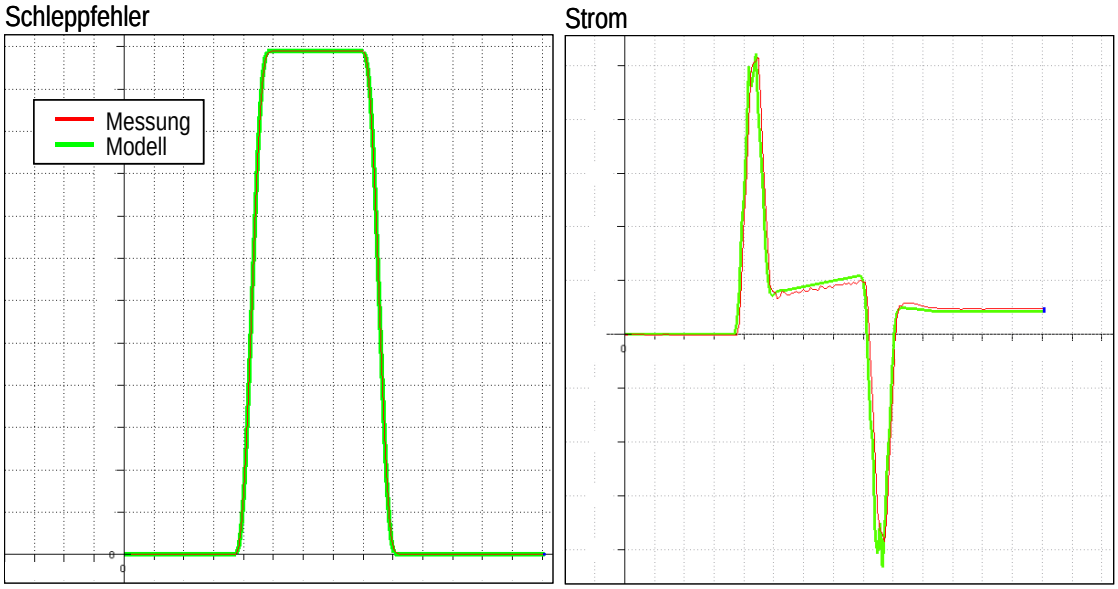


Abbildung 7-5: Abgleich des Modells

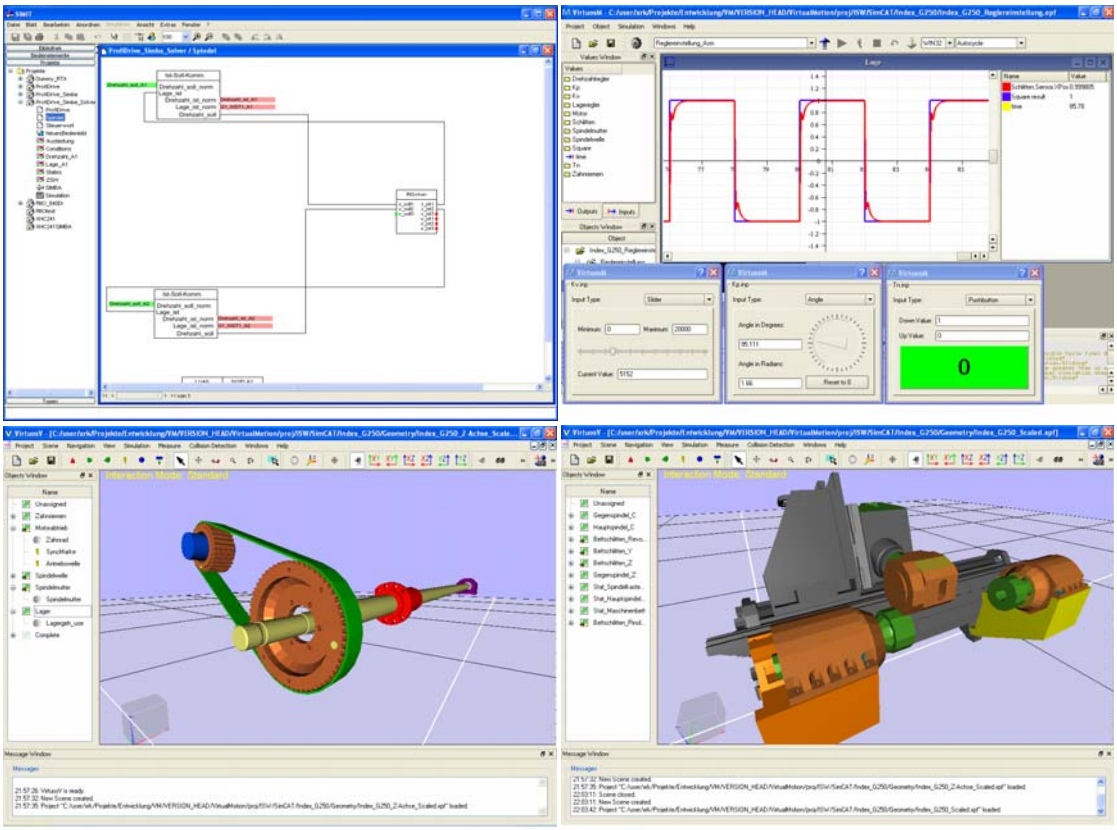
In Abbildung 7-5 sind die Messungen des Schleppfehlers und des Motorstroms den Simulationsergebnissen gegenübergestellt. Die Ergebnisse zeigen, dass sowohl der Schleppfehler als auch der Motorstrom als Systemantwort auf eine Sollwertrampe durch das oben beschriebene Modell gut abgebildet werden.

7.5.6 Der virtuelle Prüfstand

Auf Basis der oben dargestellten Ergebnisse wurde ein virtueller Prüfstand der Index G250 realisiert. Dabei wurde die Steuerung wie an der realen Achse in Betrieb genommen und anschließend Tests durchgeführt. Es wurden verschiedene Einstellungen der Dynamik-Parameter in Steuerung und Regelung untersucht, wie beispielsweise Ruckbegrenzung, Genauhalt und Reglerparametrierung. Zusätzlich wurde der Prüfstand so konfiguriert, dass Störgrößen von der Benutzungsoberfläche zur Laufzeit beliebig eingekoppelt werden konnten. Hier zeigten sich ganz deutlich die Vorteile des virtuellen Prüfstandes. Es wurden an verschiedenen Stellen in die Reglerstrecke Kräfte und Momente eingekoppelt um mechanische Störeinflüsse zu simulieren. Ebenso wurden Parameterschwankungen und Fehlersituationen, wie beispielsweise Sensorkabelbruch simuliert. Es hat sich gezeigt, dass sowohl die Inbetriebnahme als auch die Entwicklung von Steuerungssoftware mit Hilfe eines virtuellen Antriebsprüfstandes auf Basis einer Hardware-in-the-Loop-Simulation im hohen Maße unterstützt werden kann. Der virtuelle Prüfstand der Index G250 ist in Abb. 7-6 dargestellt.

Sinumerik MS

Virtuos.M



Virtuos.V

Abbildung 7-6: Virtueller Prüfstand der Index G250

7.6 Ausblick

Der Werkzeugmaschinenbau verspürt den aktuellen Trend der ständig zunehmenden Innovationsgeschwindigkeit, steigender Vielfalt und Komplexität der Maschinen und Anlagen. Die Entwicklung am virtuellen Maschinenmodell ist der Schlüssel zu einem qualitativ hochwertigen Produkt "Werkzeugmaschine" bei zugleich effizienten und kostengünstigen Entwicklungsprozessen.

Speziell echtzeitfähige Simulationsmethoden werden in Zukunft in viele Bereichen der Produktionstechnik Einzug finden. So zeichnen sich heute schon über die virtuelle Inbetriebnahme hinaus, neue innovative Anwendungsfelder ab. Beispielsweise der Einsatz echtzeitfähiger Dynamikmodelle innerhalb der Maschinensteuerung, um die dynamischen Eigenschaften der Maschine bei der Steuerung der Antriebe zu berücksichtigen. Oder der Einsatz als Maschinenbeobachter, um Veränderungen der Maschine durch Vergleich zwischen berechneten Istwerten und realen Istwerten aufzudecken und diese für Diagnosezwecke und für die Instandhaltungsplanung zu nutzen.

Darüber hinaus müssen sich zukünftige Aufgabenstellungen verstärkt mit der Integration derartiger Simulationsmethoden in den Engineeringprozess von Produktionsanlagen beschäftigen. Hier ist ein hoher Bedarf an Durchgängigkeit und Vereinheitlichung vorhanden. In

den vergangenen Jahren hat sich gezeigt, dass der Einsatz moderner Engineeringmethoden, denen ohne Zweifel die HiLS angehört, in der Entwicklung mechatronischer Systeme unumgänglich ist.

7.7 Quellenverzeichnis

[1] Gipser, M.: Systemdynamik und Simulation. Stuttgart Teubner-Verlag (1999).

[2] Clemens, D.: Parallele Echtzeitsimulation mechatronischer Systeme. Forschungsbericht 6/93. MSRT Universität –GH- Duisburg.

[3] N.N.: Seminarunterlagen Sensitivitätsanalyse, Multidisziplinäre Optimierung, Robustheitsbewertung und Zuverlässigkeitsanalyse mit OptiSLang Version 2.1, Dynardo, Weimar 2006.

[4] Stöppler, G.; Menzel, T.; Douglas, S.: Hardware-in-the-loop simulation of machine tools and manufacturing systems. IEE Computing & Control Engineering, 2/05. S. 10-15.

[5] Menzel, T.; Stöppler, G.; Wagner, P.; Wünsch, G.: Simulation erhöht Produktivität und Verfügbarkeit von Werkzeugmaschinen. ZWF. 10/2004. S. 534-537

8 Topology Optimization for static and dynamic properties in Machine Tools Designing

Claus B.W. Pedersen, FE-Design GmbH
Peter Allinger, FE-Design GmbH
Jürgen Sauter, FE-Design GmbH

8.1 Abstract

This presentation deals with the topology optimization seen from an industrial and especially the machine tool manufactures point of view. One of the key issues is that the present topology optimization solutions are integrated into the existing CAD and CAE environment of the user (e.g. ANSYS, PERMAS, ABAQUS, NX Nastran, MSc Nastran, MSc Marc). Several examples will be given of how structural topology optimization can be used as an add-on module in existing CAE environments. The results reported here are based upon the work done by FE-Design and their industrial partners in the SIMCAT project using the topology optimization module (TOSCA.topo) and the smooth module (TOSCA.smooth) of the program TOSCA. Furthermore, the numerical and structural optimization advancements integrated into to TOSCA for fulfilling some of the requirements of the machine tool manufactures in SIMCAT project are also reported.

8.2 Initial Problem

Several design targets are important when designing machine tools. The present study applies structural topology optimization for improving the static stiffness, decrease the amount of material and increase the eigenfrequencies when the designing of machine tools, see [1-2]. Topology optimization is chosen as an optimization tool because it allows significant changes and major improvements both in the structural designs and in the structural responses. One of the main aims of the optimization is also to obtain improvements in the process stability of machine tools when designing the mechanical properties of the components in the machine. This is major design target for the partners in this SIMCAT project. At the present the process stability issues are partly solved indirectly by designing for the static stiffness, the material amount and the eigenfrequencies of the entire machine and specific components. Optimization directly upon the frequency responses will be implemented in the future version of TOSCA. This should improve the process stability of the machine tools significantly.

8.3 Aim of the Project: Solutions in TOSCA for Machine Tool Designs

The present section will show the implemented technology and increase in the functionalities from TOSCA 5.0 to TOSCA 6.0. The increase in the functionalities was especially aimed at solving some of the design problems regarding machine tools, see [1-9].

8.3.1 Topology Optimization using existing Industrial CAE Solvers

One of the key issues is that topology optimization should be integrated into an existing CAD and CAE environment (examples of industry-standard FE-solvers: PERMAS and ANSYS), see figure 1. Some of the advances of using industrial reliable CAE solvers in connection with topology optimization are:

- Use existing and reliable FE-solvers.
- Use existing industrial FE-models.
- Use large industrial 3D models (present feasible: more than 3 million elements)
- Solved with direct or iterative solvers.
- Apply different kind of elements in the model (continuum, shell, beam, membrane, shear and rigid elements). Parts can also be modeled as superelements or using include files.
- Boundary conditions with advanced kinematics, e.g. applied through rigid elements. Coupling between different components and parts.
- Including results of static and modal analysis in the topology optimization.

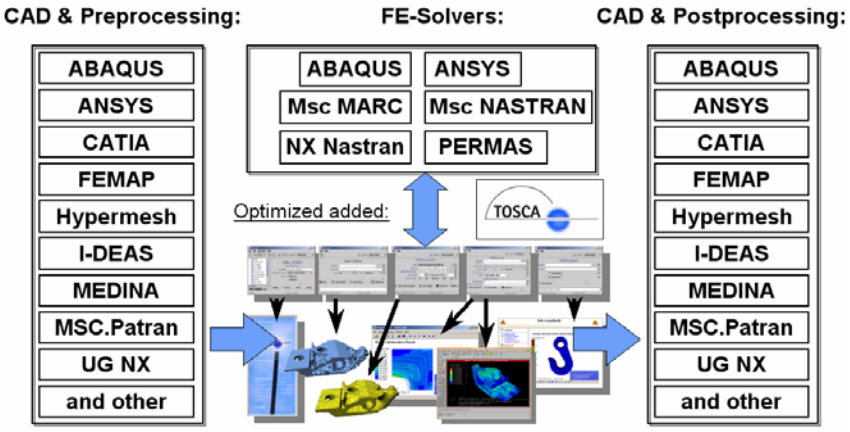


Figure 8-1: Integrating topology optimization in an existing CAD and CAE environment. Initially, the preprocessing is conducted using existing preprocessing modules. Secondly, the topology optimization is an add-on module based upon the results obtained from the existing FE-solvers. Thirdly, the results can be evaluated and further modified in a postprocessor.

A VTM (Virtual TOSCA Memory) database was integrated in TOSCA 6.0 for handling the considerable increase in the amount of data for example from spectrum optimizations. Additionally, the interfaces for the CAE solvers (e.g. ANSYS and PERMAS) were completely reprogrammed for being able to access all the results needed to optimize machine tools.

8.3.2 Design Responses for Objectives and Constraints

For the optimization different response types can be combined for the objective function and/or in the constraints based upon the results of an eigenfrequency analysis and a static analysis. Furthermore, one can specify if the objective function should be minimized and maximized or if a Min-Max formulation should be applied. The responses applied in a topology optimization are characterized as following:

- Linear (and non-linear reversible) static analyze:
  - Compliance of structure for specific loadcases (measure for stiffness).
  - Displacements for specific loadcases (deflections and rotations).
  - Reaction forces for specific loadcases (forces and moments).
- Modal analyze (eigenfrequencies):
  - Single eigenfrequencies.
  - Sum of eigenfrequencies.
  - Differences between eigenfrequencies.
- Mass of structure (The structural weight of the design space)
- Manufacturing restrictions:
  - Stamping (straight sides of structure in stamping direction)
  - Casting for avoiding under cuts as shown in figure 2a.
  - Symmetry constraints (plane, point, rotational and cyclic symmetry and linked symmetry)

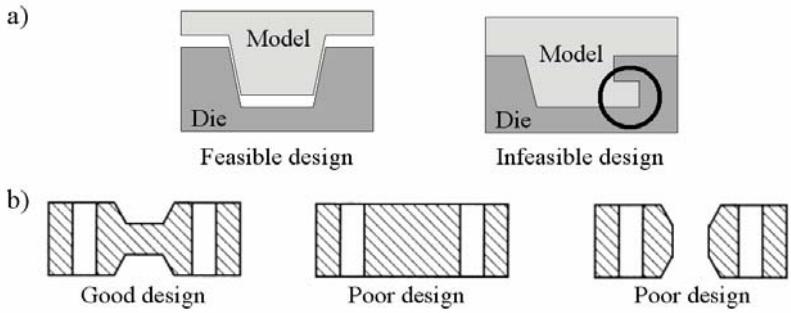


Figure 8-2: Manufacturing constraints. a) Ensure manufacturing direction including avoiding no undercuts or cavities. b) No material accumulation otherwise problems with cooling can occur.

The numerical implementation solution for handling all the additional commands and design responses lead to a complete reprogramming of the several core routines in TOSCA including the development of a new mathematical programming algorithm. Additionally, TOSCA.gui was also considerable modified for allowing the user a straightforward handling in the preprocessing of the optimization.

8.4 Examples from Users

The next examples will show some results using TOSCA for designing machine tools. The two first examples will demonstrate solutions obtained using design responses of combined static and modal analysis. The last example will show how modetracking can be applied in the optimization so the eigenfrequencies of interest can be exclusively optimized.

8.4.1 Maximize Stiffness including Frequency Constraints

The present example is a combined displacement (static) and eigenfrequency (modal) optimization of a head of a horizontal machining center provided by Gebr. HELLER Maschinenfabrik GmbH, see figure 8-3. The model in figure 8-3 is analyzed using ANSYS.

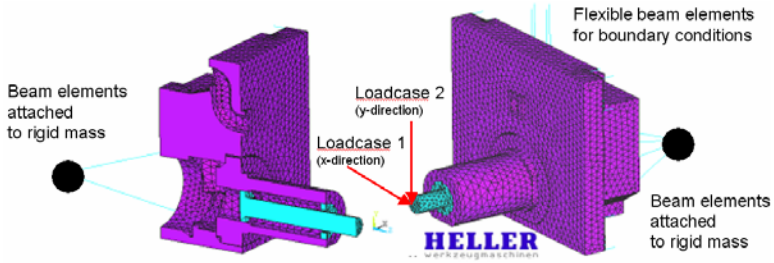


Figure 8-3: The design domain for the head of a horizontal machining center including attached beam elements and rigid elements. The boundary conditions are also modeled using beam elements.

No multiple eigenfrequencies are allowed in the final design due to the process stability of the horizontal machining center. For improving the performance of the horizontal machining center the aim is to improve the static stiffness for the two loadcases given in figure 1. Thus, a min-max formulation is applied where the displacement of the x-direction for loadcase 1 and the displacement of the y-direction of the y-direction for loadcase 2 are minimized. Simultaneously, constraints on the eigenfrequencies are applied. In the present study two sets of constraints for the eigenfrequencies are tested. The first set of eigenfrequency constraints lead to the following optimization formulation

$$\text{Minimize:} \qquad \text{Maximize:} |u_x|, |u_y|$$

$$\text{Subject to:} \qquad Volume \leq 35\%$$

$$f_1 \geq 60\text{Hz}, \quad f_2 \geq 90\text{Hz}, \quad f_3 \geq 120\text{Hz}$$

$$f_4 \geq 150\text{Hz}, \quad f_5 \geq 180\text{Hz}, \quad f_6 \geq 210\text{Hz}$$

and the second set of eigenfrequency constraints lead to the other optimization formulation,

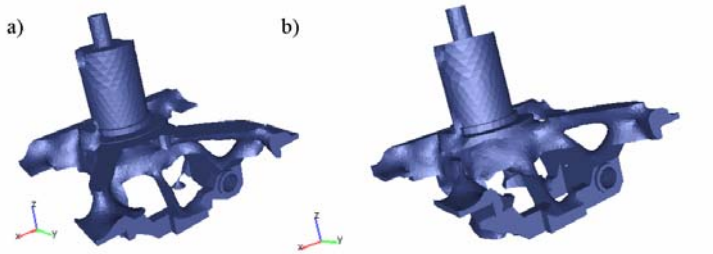
$$\text{Minimize:} \qquad \text{Maximize:} |u_x|, |u_y|$$

$$\text{Subject to:} \qquad Volume \leq 35\%$$

$$f_1 \geq 75\text{Hz}, \quad f_2 \geq 100\text{Hz}, \quad f_3 \geq 125\text{Hz}$$

$$f_4 \geq 150\text{Hz}, \quad f_5 \geq 175\text{Hz}, \quad f_6 \geq 200\text{Hz}$$

The first optimization formulation has eigenfrequency constraints which are lower than the eigenfrequency constraints given in the second optimization formulation for the first eigenfrequencies. The optimized structure using the set of frequency constraints given in first optimization formulation is shown in figure 8-4a and the optimized structure using the set of frequency constraints given in the second optimization formulation is shown in figure 8-4b.



Eigenfrequencies [Hz]

Number	Initial	example 1
1	48	60
2	60	90
3	94	137
4	137	181
5	260	256
6	265	345

Eigenfrequencies [Hz]

Number	Initial	example 2
1	48	75
2	60	101
3	94	145
4	137	191
5	260	268
6	265	377

Figure 8-4: The results of the topology optimization using two different sets of constraints on the eigenfrequencies. a) and b) optimization formulation in the above equations, respectively.

Figure 8-4 shows that the first two eigenfrequency constraints are active and simultaneously the eigenfrequency constraints are fulfilled for both designs.

Additional numerical experiments show that for the design in figure 8-4a and figure 8-4b the stiffness in the x-direction is improved by 428% and 406%, respectively and the stiffness in y-direction is improved by 522% and 503%, respectively.

The design space is supported with beams and especially the beams in the y-direction are flexible. Also the mass of the rigid mass is considerable larger than the mass of the design domain. For eigenfrequency 1 in figure 8-4a it was observed that more than half the displacement of the mode for the rigid mass was caused by the flexible boundary conditions for the entire structure and the other half was due to the stiffness of the structure itself (design domain) where to the rigid mass is attached. One third of the displacement of the mode for the rigid mass for eigenfrequency 1 in figure 8-4b was caused by the flexible boundary conditions for the entire structure and two third of the displacement was due to the stiffness of the structure itself (design domain) where to the rigid mass is attached.

The above observations regarding the eigenfrequencies show that the first eigenfrequency is considerably controlled by the flexible boundary conditions of the structure and can therefore not be improved considerable more than already shown. Furthermore, this example shows that it is important to apply realistic boundary conditions for obtaining designs which can be used in the industry.

Concluding, it can be stated that it is possible to combine both the results of the static responses and the eigenfrequency responses in a topology optimization using TOSCA combined with ANSYS using realistic boundary conditions.

8.4.2 Maximize Frequencies including Stiffness Constraints

The present example is also a case of using combined static and modal FE-results in the optimization. The machine component for the optimization is provided by INDEX-Werke GmbH & Co. KG Hahn & Tessky, see figure 8-5. The model in figure 8-5 is analyzed using PERMAS.

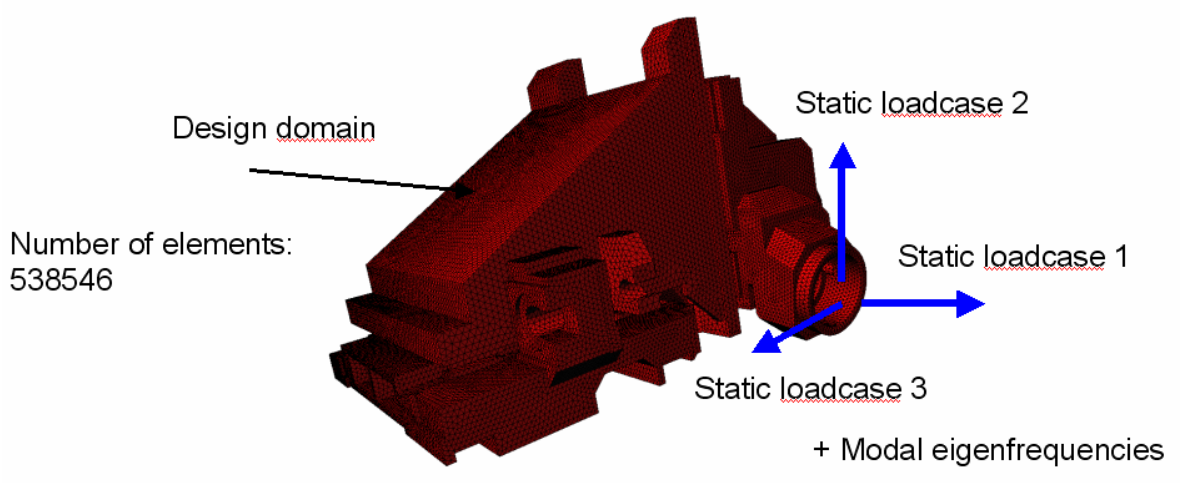


Figure 8-5: The design domain for the head of a horizontal machining center including attached beam elements and rigid elements. The boundary conditions are also modeled using beam elements.

The model in figure 8-5 consists of 538546 elements. Initially, a modal analysis determines the first 3 fundamental eigenfrequencies. Afterwards, a static analysis is preformed containing 3 independent loadcases as shown in figure 8-5. The present optimization formulation is opposite to the optimization formulation in section 1.5.1. In the present optimization formulation the first 3 fundamental eigenfrequencies are maximized and 3 displacement constraints in each direction for the 3 static loadcases are applied for ensuring a given static stiffness in each direction. Additionally, a volume material constraint is applied for ensuring a light structure. Then the optimization formulation yields

$$\text{Maximize:} \quad \text{First fundamental eigenfrequencies}$$

$$\begin{aligned} \text{Subject to:} \quad & Volume \leq 20\% \\ & u_x \leq u_x^* \quad (\text{loadcase } 1) \\ & u_y \leq u_y^* \quad (\text{loadcase } 2) \\ & u_z \leq u_z^* \quad (\text{loadcase } 3) \end{aligned}$$

Figure 8-6 shows how the eigenfrequencies (the objective function) increase doing the optimization. Furthermore, figure 8-6 shows that all 3 stiffness constraints are fulfilled and the material constraint is also fulfilled. The final optimized structural design is shown in 8-7a. The final optimized structure contains an outer shell structure which is reinforced with beams as shown in the inside view at figure 8-7b. Additional manufacturing constraints can be added as discussed in section 1.3.2 if the user would like a design which is simpler from a manufacturing point of view compared to the design shown in figure 8-7a and 8-7b.

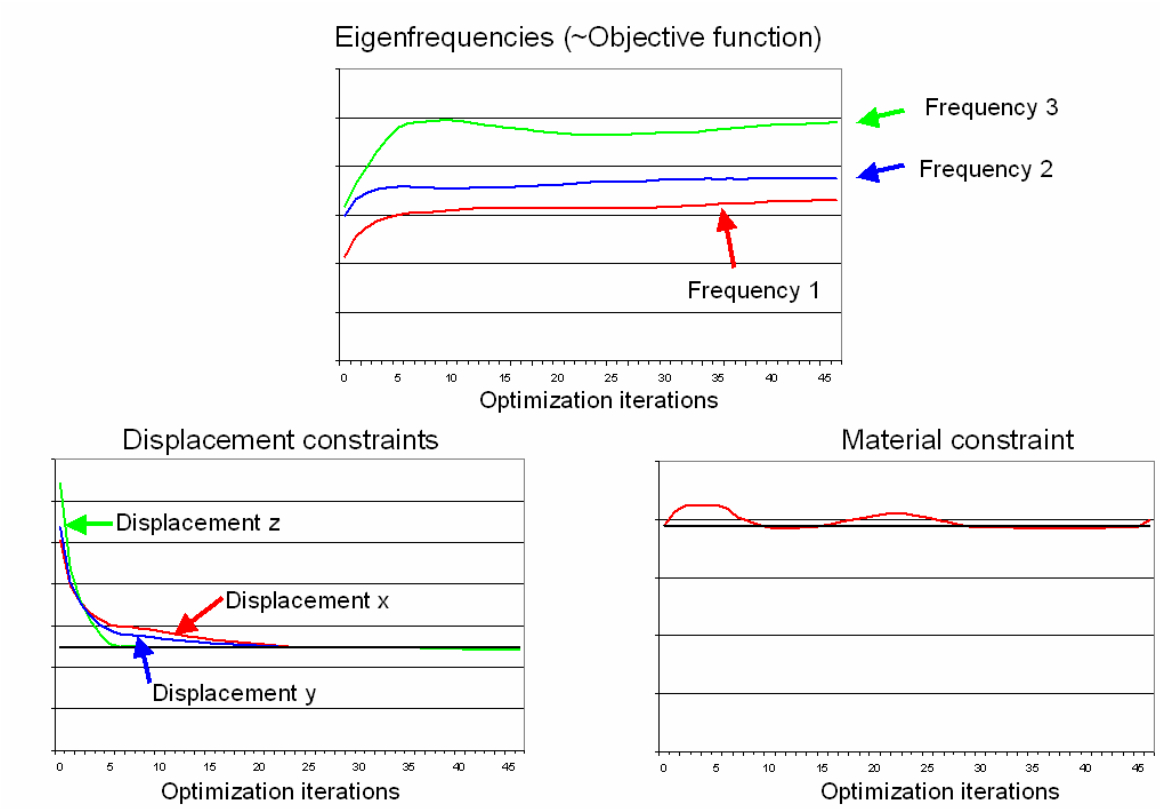


Figure 8-6: The optimization history for the optimized structure in figure 8-7.

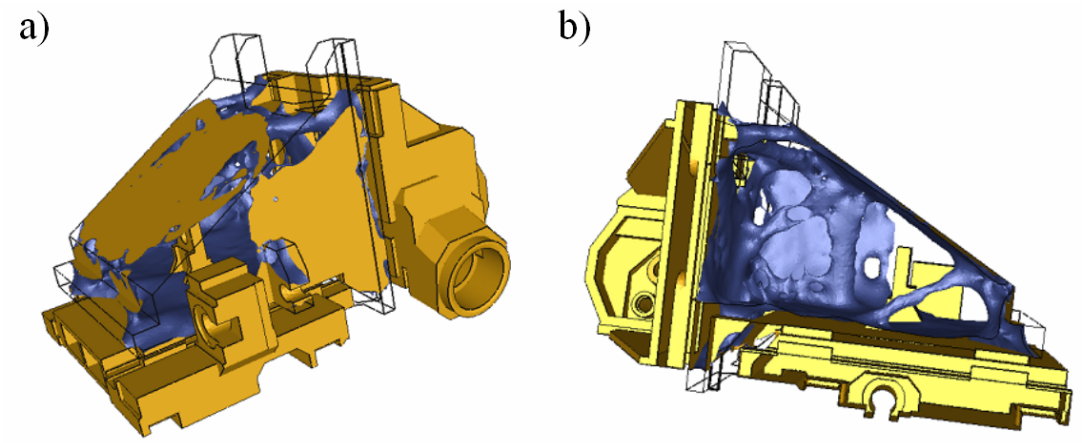


Figure 8-7: a) The optimized component. b) An inside view of the optimized component.

8.4.3 Modetracking

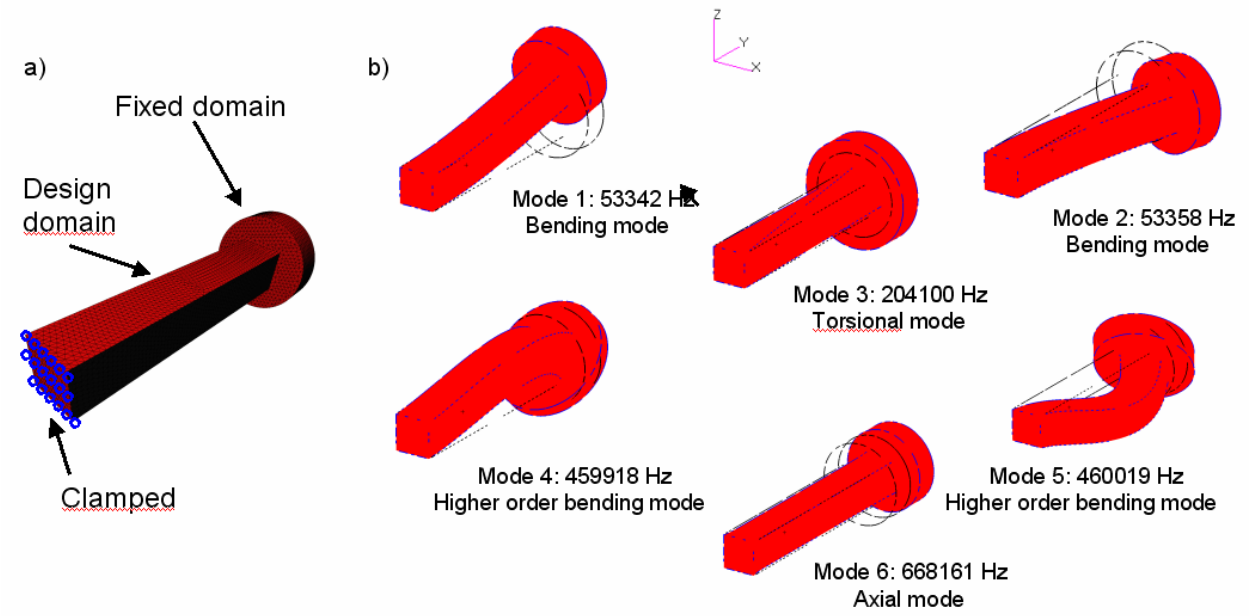


Figure 8-8: a) Design domain for the modal analysis. The structure is discretized in 3D using 98789 elements. b) The 6 initial modes used as reference modes during the optimization.

The present example shows how modetracking can be applied in topology optimization. The modal assurance criterion (MAC) is applied for the modetracking. The MAC numbers are calculated using the following equation,

$$MAC_{i,j} = \frac{\left(\{\phi_{opt}\}_i^T [M] \{\phi_{ref}\}_j\right)^2}{\left(\{\phi_{opt}\}_i^T [M] \{\phi_{ref}\}_i\right)\left(\{\phi_{ref}\}_j^T [M] \{\phi_{ref}\}_j\right)}$$

where $[M]$ is the mass matrix and $\{\phi\}$ are the eigenmodes, j is the index of the reference modes and i is the index of the modes of the optimized structure changing in each optimization iteration. Initially, the modes are normalized like $\{\phi\}^T[M]\{\phi\} = 1$. Consequently, mode switching has occurred when the MAC matrix is not diagonal-dominating, see figure 8-9. Figure 8-8a and 8-8b show the design domain and the initial modes, respectively. The CAE analyse is conducted using PERMAS. The sum of the eigenfrequencies of the original mode 1 and 5 should be optimized using a volume constraint of 40%. The value of eigenfrequency 5 is significant larger than the value of eigenfrequency 1. Thus, a weighting factor of 0.10 is applied for the eigenfrequency of mode 5, yielding

$$\text{Maximize:} \qquad f_1 + 0.1 f_5$$

$$\text{Subject to:} \qquad Volume \leq 40\%$$

Figure 8-9 shows the solution of the optimization. The original eigenfrequency 1 and eigenfrequency 5 is increased by 92% and 373%, respectively. In the final design the original eigenfrequency 1 and eigenfrequency 5 changes to be eigenfrequency 2 and eigenfrequency 8, respectively. This can also be observed in the MAC matrix shown in figure 8-9c. The present

optimization example and others numerical experiments demonstrate that the MAC method is a valid method for modetracking in topology optimization.

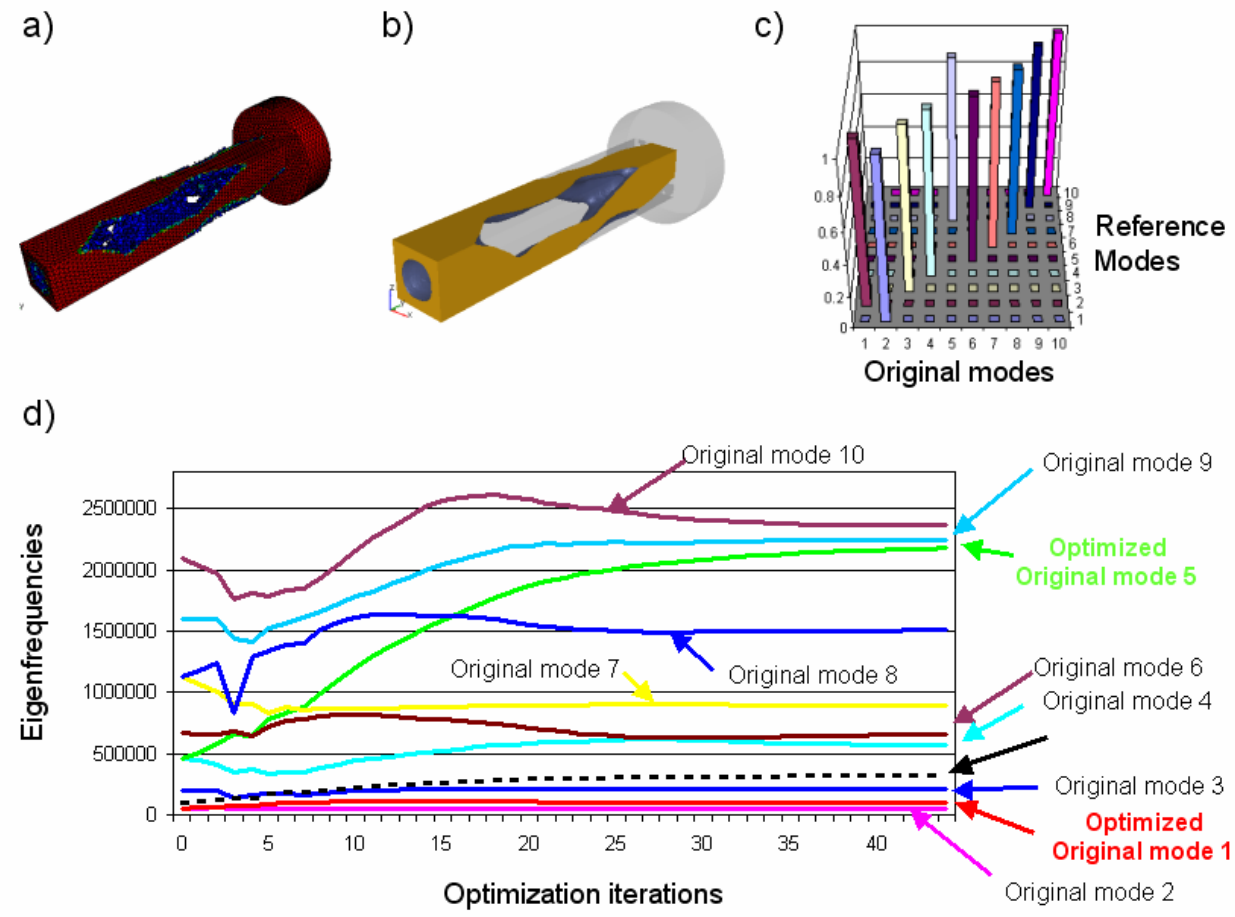


Figure 8-9: a) and b) Optimized solution and the equivalent smoothed solution. c) The MAC-matrix for the optimized design. d) Eigenfrequencies during the optimization iterations.

8.5 Added Value: Significant increase in User Functionalities

The user has now the possibility to apply static and modal responses in the optimization of the mechanical properties of components or entire machines. The additional increase in the number of design responses allows also the user to apply the formulations suiting ones specific optimization purposes with respect to static and modal responses.

Most important the present optimization techniques can be integrated into an existing CAD and CAE environment independent upon the FE-solver: ANSYS, PERMAS, ABAQUS, NX Nastran, MSc Nastran and MSc Marc. This leads to a significant flexibility of the present solution for the user. Additionally, the optimization results can be transferred back into the users CAD system.

8.6 Optimization directly upon Frequency Response Results

FE-design will continue to apply resources in future development for optimization of machine tools and apply the knowledge obtained in this project. The direct optimization using frequency response results is planned both for direct analysis and modal decomposition. Interfaces will also be implemented for PERMAS and ANSYS. At the present numerical experiments are conducted for testing how large improvements in the response spectrum can be obtained. It will also be possible to combine the responses of static and modal FE results with the results of frequency response. Figure 8-10 shows the minimization of the amplitude over an interval going from 0 Hz to 2000 Hz. The solution obtained minimizing the amplitude is compared to the solution obtained using the poor static solution (considering only the response for 0 hZ). As expected the solution obtained minimizing the amplitude is significant better than the solution obtained using only the static results, especially for the higher excitation frequencies.

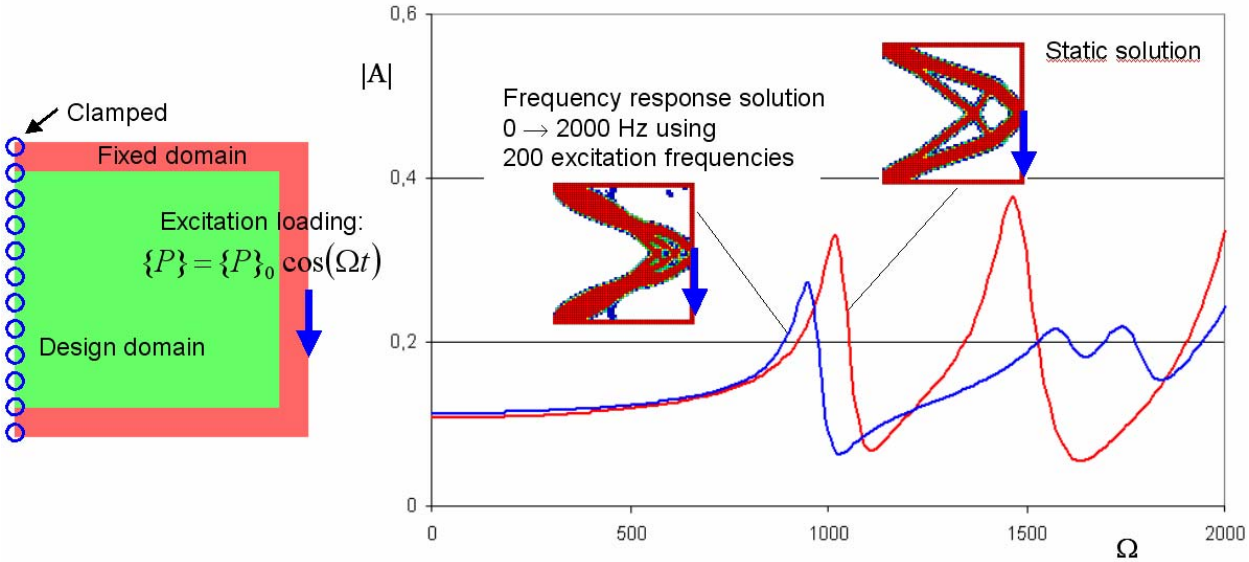


Figure 8-10: Optimization using frequency response results. The amplitude is minimized from the excitation frequency going from 0 Hz to 2000 Hz. The frequency response optimized solution is compared to the static solution (optimized only for 0 Hz).

8.7 References

[1] Wagner, P., Kehl1, G., Altstädter H., Sauter, J., Pedersen, C.B.W. and Allinger, P. "Topologie optimierung auf statische und dynamischen Eigenschaften zur Verbesserung des Strukturverhaltens - Darstellung der Methodik und die Auswirkungen bei der Konstruktion von Werkzeugmaschinen", In: 23th CADFEM Users' Meeting - Internationale FEM-Technologietage, November 09-11, 2005.

[2] Kehl, G. and Altstädter H. "Topologieoptimierung an Werkzeugmaschinen zur Verbesserung der Prozessstabilität bei der Hochleistungszerspanung", 1st Conference FE-Design, Karlsruhe, Germany, March 21-22, 2006.

[3] Schmidt T. "Faster to Superior Casting Components by Employment of the Topology Optimization with the Supplier", NAFEMS-conference for optimization in structural mechanics, Wiesbaden, Germany, April 27th-28th, 2005.

[4] FE-Design. "TOSCA User's Manual", FE-Design GmbH, Karlsruhe, Germany, 2006.

[5] Bendsøe, M.P. and Sigmund, O. "Topology optimization: Theory, Methods and Applications", Springer-Verlag, Berlin Heidelberg, New York, 2003.

[6] Bendsøe, M.P., Sigmund, O., Lund, E. and Olhoff, N. "Topology Optimization - broadening the areas of application ", 1st Conference FE-Design, Karlsruhe, Germany, March 21-22, 2006.

[7] Pedersen, C.B.W. and Allinger, P. "Industrial implementation and applications of topology optimization and future needs.", In: IUTUAM Symposium on Topological Design Optimization of Structures, Machines and Materials: Status and Perspectives (eds. M.P. Bendsøe, N. Olhoff and O. Sigmund), pp. 147-156, Springer, 2006.

[8] Clausen, P.M. and Pedersen, C.B.W. "Non-Parametric Large Scale Structural Optimization", In: ECCM 2006 III European Conference on computational Mechanics, Lisbon, Portugal, June 5-9, 2006.

[9] Pedersen, C. B. W., Allinger, P. and Clausen, P. Static and Modal Analysis for Topology Optimization of Practical Applications. Engineering Design Optimization Product and Process Improvement, Proceedings of the 6th ASMO UK / ISSMO conference, St Edmund Hall, Oxford, United Kingdom, July 3-4, 2006

9 Einsatz von Methoden der Parameteroptimierung in der Produktentwicklung von Werkzeugmaschinen

Alexander Broos, wbk Institut für Produktionstechnik, Universität Karlsruhe (TH)
Dr. Johannes Will, DYNARDO GmbH, Weimar
Rolf Fischer, INTES GmbH, Stuttgart
Dimitrios Mantziaras, TAO Technologies GmbH, Stuttgart

9.1 Zusammenfassung

Mittels Verfahren der Parameteroptimierung kann das Verhalten eines technischen Systems zum Beispiel durch Modifikation einzelner Parameter – dies können z.B. Federsteifigkeiten oder Blechdicken sein – gezielt verbessert werden. Voraussetzung hierfür sind parametrische Simulationsmodelle, in denen diese Parameter in der Regel als Zahlenwerte zur Verfügung stehen, die von geeigneten Optimierungsprogrammen automatisiert variiert und evaluiert werden. Im Rahmen von SimCAT wurden Verfahren der Parameteroptimierung für das Anwendungsgebiet von Werkzeugmaschinen (WZM) evaluiert und weiterentwickelt. Im Projekt wurden Methodiken erarbeitet, um mittels Parameteroptimierung das dynamische Verhalten von Werkzeugmaschinen zielstrebig zu verbessern und auch die Prozessstabilität in den Optimierungszyklus mit einzubeziehen. Als Resultat stehen Methoden und Softwareprodukte zur Verfügung, um die Parameteroptimierung effizient in den Produktentwicklungsprozess von Werkzeugmaschinen einzubeziehen.

9.2 Problemstellung

Die Parameteroptimierung ist das klassische Gebiet der Designoptimierung. Ein Satz von Eingangsparametern wird verändert, durch ein Berechnungsmodell werden Ausgangsparameter bestimmt, und die Auswirkung auf das Systemverhalten in Form einer Güte- oder Zielfunktion beschrieben. Die zur Verfügung stehenden Optimierungsstrategien für eine Einziel- oder Mehrzieloptimierung (Paretooptimierung) lassen sich grundsätzlich in drei Kategorien, Gradientenverfahren, genetische Algorithmen und evolutionäre Strategien, sowie Response-Surface-Methoden einordnen. Parametrische Optimierungsverfahren werden schon seit längerer Zeit erfolgreich in vielfältigen Bereichen der Produktentwicklung eingesetzt, z.B. in der Automobilindustrie zur Minimierung von Schwingungen im Antriebsstrang [1] oder im Schiffbau zur Optimierung von Blechdicken zur Gewichtsreduktion bei gleichzeitiger Verbesserung der Steifigkeit [2]. Mit dem Einzug von Werkzeugmaschinen mit parallelkinematischen Strukturen fand die Parameteroptimierung auch Einsatz in die Produktentwicklung von Werkzeugmaschinen, wobei hier der Schwerpunkt auf einem Einsatz von genetischen Algorithmen in der Konzeptphase der Ermittlung einer optimalen kinematischen Struktur der Maschine diente [3, 4]. Für die Verbesserung des dynamischen Verhaltens von WZM wurden diese Methoden bisher jedoch noch nicht appliziert.

9.3 Zielstellung für das Projekt

Ziel der an den hier vorgestellten Arbeiten beteiligten Projektpartner war es, die bestehenden Verfahren der Parameteroptimierung für die Produktentwicklung von Werkzeugmaschinen zugänglich zu machen, wobei das Augenmerk zum einen auf der Verbesserung des dynamischen Verhaltens und zum anderen auf der Optimierung mit dem Ziel einer verbesserten Prozessstabilität lag.

9.4 Lösungsansatz

Um die Parameteroptimierung in der Produktentwicklung von Werkzeugmaschinen einsetzen zu können, waren zunächst die Möglichkeiten auszuloten, die die verschiedenen Optimierungsmethoden bieten, und wie diese mit den in der WZM-Branche etablierten Simulationsverfahren kombiniert werden können. Da hier besonders die Finite-Elemente-Methode (FEM) Anwendung findet, war eine Einbindung der FEM besonders wichtig.

Mit den im Projekt beteiligten Partnern INTES und dynardo konnten die folgenden Szenarien realisiert werden, die im Weiteren näher beschrieben werden:

- Die Parameteroptimierung auf FEM-Basis mit den in der FEM-Software PERMAS zur Verfügung stehenden Methoden,
- die Kopplung des allgemeinen Parameteroptimierers OptiSLang mit der FEM,
- Die Kopplung von Parameteroptimierung und Prozessdynamik durch einen Optimierungsloop bestehend aus OptiSLang, PERMAS und CutPro.

9.4.1 Parameter

Im Projekt SimCAT stand die Simulation und Optimierung des dynamischen Verhaltens von Werkzeugmaschinen im Vordergrund. An anderer Stelle wurden zu diesem Thema die Methoden der parameterfreien Topologieoptimierung weiterentwickelt (vgl. Kapitel 8); hier nun sollte die Parameteroptimierung Anwendung finden. Somit wurden nicht die Bauteilstruktur, sondern nur direkt in den Berechnungsmodellen zur Verfügung stehende Parameter betrachtet. Die folgenden Parameter wurden während des Projekts in die Optimierung einbezogen:

- Materialeigenschaften – verschiedene Werkstoffkennwerte von Guß- und Stahlwerkstoffen wurden als diskrete Parametersätze vorgegeben.
- Federsteifigkeiten – die wesentlichen Fügestellen einer WZM, wie Führungen, Lager oder Kugelgewindetriebe, werden in Simulationsmodellen durch Federn abstrahiert, deren Steifigkeitskennwerte direkt angesprochen werden können.
- Dämpfungen – im Projekt wurden auch Dämpfungskennwerte messtechnisch ermittelt (vgl. Kapitel 4). Um eine Auswirkung der Variation dieser Dämpfungskoeffizienten auf das dynamische Verhalten zu ermitteln, wurde den Federelementen, die die Fügestellen darstellen, jeweils ein Dämpferelement parallel geschaltet.

- Reglerparameter – die Finite-Elemente-Analyse unter Berücksichtigung der Reglerdynamik war ein Schwerpunkt von SimCAT. Entsprechend standen in den FE-Modellen Regelungsparameter zur Verfügung, die für die Optimierung herangezogen wurden, wie beispielsweise Verstärkungsfaktoren.

Für den Variationsbereich dieser Parameter müssen obere und untere Grenzen festgelegt werden, die im Prinzip durch die zur Verfügung stehende Komponentenauswahl bestimmt werden. Unabhängig davon können größer angelegte Freiräume für die Optimierungsvariablen für zusätzlichen Erkenntnisgewinn hilfreich sein.

9.4.2 Optimierungskriterien und Zielfunktionen

Um das dynamische Verhalten der Werkzeugmaschine zu optimieren, mussten entsprechende Optimierungskriterien definiert werden. In einem gemeinsamen Workshop der Projektpartner wurde als maßgebliches Optimierungskriterium der gerichtete Nachgiebigkeitsfrequenzgang (NFG) der Werkzeugmaschine am Mittelpunkt des Werkzeugs (Tool Center Point, TCP) festgelegt, wobei einmal die Absolut-NFGs auf Werkzeug- und Werkstückseite sowie zum anderen der Relativ-NFG zwischen Werkzeug- und Werkstückseite betrachtet wurden.

Die NFGs als Optimierungskriterien waren dann entweder - zur Minimierung der maximalen Amplitude - als Zielfunktion oder - mit einer oberen Schranke für die Amplituden - als Randbedingung in der Optimierung zu berücksichtigen. Die Reduzierung der Maximalamplitude erfolgte dabei abhängig von der eingesetzten Software entweder durch die Minimierung der Amplitude in einzelnen Frequenzfenstern (Abbildung 9-1a) oder automatisch über den gesamten Frequenzbereich. Da unterschiedliche Bauteile und Koppelelemente unterschiedliche Frequenzbereiche beeinflussen, konnten innerhalb eines NFGs mehrere Amplitudenmaxima als Resonanzspitzen auftreten, deren Minimierung häufig gegensätzliche Optimierungsziele bilden.

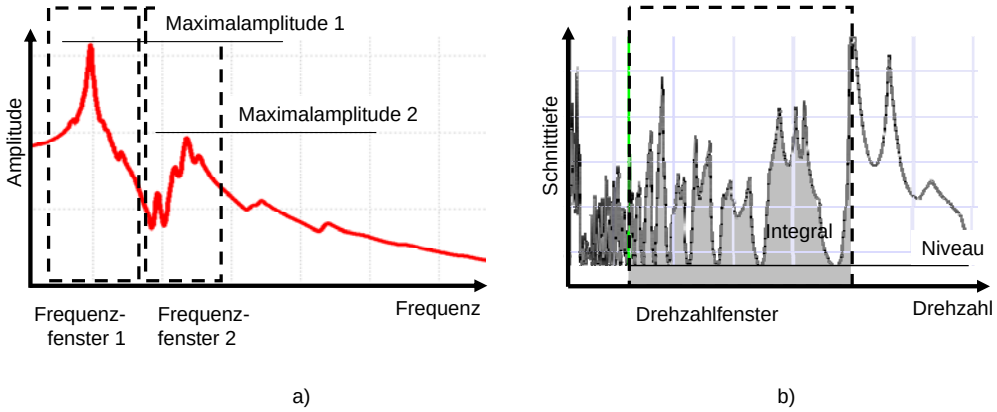


Abbildung 9-1: a) Nachgiebigkeitsfrequenzgang als Zielfunktion, b) Prozessstabilität als Zielfunktion

Für die Optimierung auf Prozessstabilität wurden zusätzlich das Grundniveau der Schnitttiefe und die Integralfläche unterhalb der Stabilitätskurve innerhalb eines oder mehrerer

Drehzahlfenster definiert (Abbildung 9-1b). Sowohl Niveau als auch Schnitttiefe sollten maximiert werden.

9.4.3 Parameteroptimierung mit PERMAS

Die Finite-Elemente-Software PERMAS bietet die Möglichkeit, die meisten im FE-Modell enthaltenen Elementeigenschaften direkt als Optimierungsparameter anzusprechen. Dazu gehören Federsteifigkeiten, Dämpfungskoeffizienten, Knotenkoordinaten, Balkenquerschnitte, Elementdicken, Reglerparameter usw. Ebenso können fast alle berechenbaren Analyseergebnisse für die Optimierung angesprochen werden und daraus eine Zielfunktion samt beliebig vieler Randbedingungen gebildet werden. Da die Erstellung einer Optimierungsaufgabe der üblichen Modellerstellung in PERMAS gleicht, kann somit die Optimierung ohne weiteres im Rahmen der üblichen Berechnungsaufgaben erfolgen. PERMAS nutzt für die Optimierung einen Gradientenoptimierer, wobei die hierfür erforderlichen Sensitivitäten mit effizienten, für die ausgewählten Analyseergebnisse angepassten Algorithmen automatisch berechnet werden. Eine Kopplung der Optimierung mit einer Zuverlässigkeitsanalyse zur Bewertung und Verbesserung der Optimierungsergebnisse oder der Versagenssicherheit ist ebenfalls möglich.

9.4.4 Parameteroptimierung mit OptiSLang

OptiSLang ist eine Toolbox für parametrische Sensitivitätsanalyse, Optimierung und Robustheitsbewertungen. Im Rahmen des Projektes wurden Methoden der Sensitivitätsstudie mit anschließender parametrischer Optimierung verifiziert und für die Anwendungen im WZM weiterentwickelt. Mittels einer ASCII-file basierten Parametrisierung können beliebige CAE-Prozessketten einer parametrischen Optimierung zugeführt werden, wobei gegebenfalls ein zusätzlicher Aufwand zur Datenaufbereitung notwendig wird. Zur Parametervariation modifiziert OptiSLang die Solver-ASCII-Eingabedateien, legt diese in separaten Designverzeichnissen ab, startet entsprechende Solverläufe und wertet auf der Grundlage von ASCII-Ergebnisdateien die Ergebnisdaten aus. Ist der parametrische Prozess an optiSLang angeschlossen, kann er in gleicher Art und Weise für Sensitivitätsstudien als auch Optimierungen verwendet werden. Bei den bearbeiten Aufgabenstellungen konnte gezeigt werden, dass die Erkenntnisse der Sensitivitätsstudien, die Korrelation von Parametern und Antworten für eine Reduktion des Parameterraumes und eine geeignete Formulierung des Optimierungsproblems sehr wertvoll sind. Im Anschluss an die Sensitivitätsstudie wurde in reduzierten Parameterräumen die eigentliche Optimierung durchgeführt, wofür unterschiedliche Algorithmen wie Gradientenverfahren, genetische Algorithmen und Evolutionsstrategien, Response Surface Methoden für die Ein- oder Mehrzieloptimierung zur Verfügung stehen. Auf Basis des optimierten Parametersatzes kann dann eine Robustheitsbewertung angeschlossen werden, wobei die Parametergrenzen nun durch die Verteilungsfunktionen der zu erwartenden Parameterstreuungen, z.B. durch Fertigungstoleranzen, ersetzt werden.

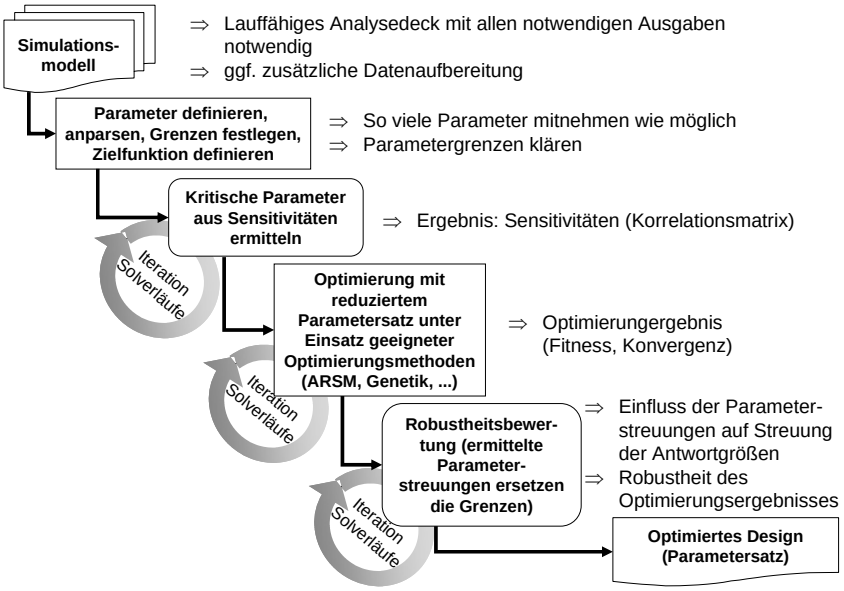


Abbildung 9-2: Workflow der Parameteroptimierung in OptiSLang

9.4.5 Parameteroptimierung unter Einbeziehung der Prozessstabilität

In SimCAT konnte zum ersten Mal eine Optimierungsschleife unter Berücksichtigung der zu erwartenden Prozessstabilität realisiert werden. Dazu wurden zunächst die NFGs der Maschine mit PERMAS berechnet und diese Daten dann an das Berechnungsprogramm für die Prozessdynamik, CutPro, weitergereicht. In der Optimierungsschleife wurden dafür die Federsteifigkeiten des Maschinenmodells variiert und der jeweilige NFG an CutPro übergeben, wobei der zu Grunde gelegte Referenzprozess, dessen Prozessstabilität betrachtet wird, nicht verändert wird.

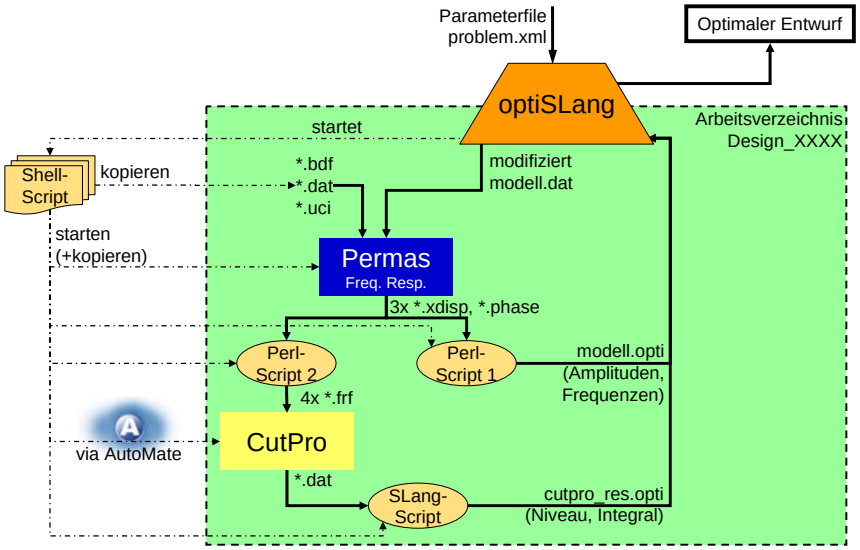


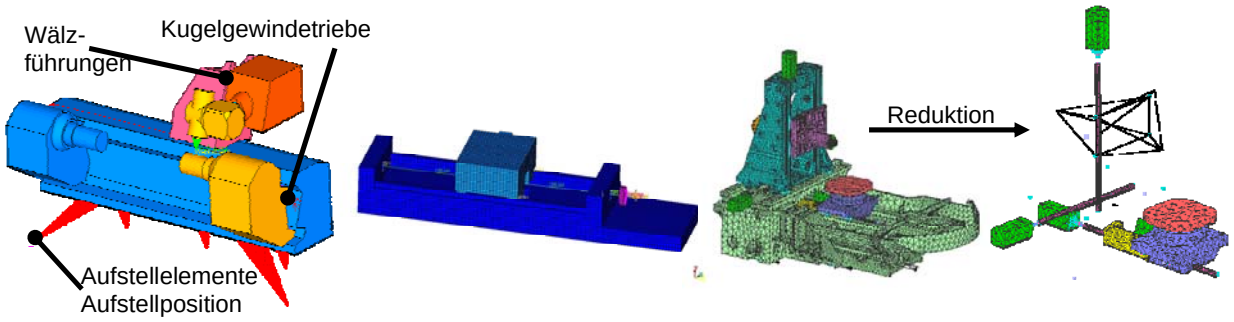
Abbildung 9-3: Realisierung der Parameteroptimierung mit Prozessstabilität. Die Absteuerung der Programmaufrufe erfolgt über ein Shell-Script, die Ergebnisaufbereitung über Perl-Scripte. Der Aufruf von CutPro musste über AutoMate realisiert werden, da keine Batchfähigkeit vorlag.

9.5 Ergebnisse und Mehrwert

An dieser Stelle wird gezeigt, wie die zur Verfügung stehenden Methoden grundsätzlich für Werkzeugmaschinen eingesetzt werden können. Die Ergebnisse konkreter Anwendung bei WZM-Herstellern werden in den Kapiteln 12 und 13 dargestellt.

9.5.1 Versuchsmodelle

Für die Untersuchung der Anwendbarkeit der Parameteroptimierung auf WZM wurde als einfache Versuchsmodelle ein stark vereinfachtes Modell einer INDEX G250, eines Achsprüfstands und ein kondensiertes Modell einer Heller MCH250 für die Kopplung mit der Prozessstabilitätsuntersuchung verwendet (Abbildung 9-4)



a) b) c)

Abbildung 9-4: Versuchsmodelle; a) Vereinfachte G250, b) Achsprüfstand, c) kondensiertes Modell MCH 250

9.5.2 Parameteroptimierung mit PERMAS

Im PERMAS wurde sowohl die Parameteroptimierung auf Federsteifigkeiten an dem Drehmaschinenmodell sowie die Parameteroptimierung auf Reglerdaten an einem Achsprüfstandsmodell durchgeführt. Ziel war jeweils die Optimierung auf die Maximalamplitude des NFGs. Das Aufsetzen eines Optimierungslaufs erforderte keinen zusätzlichen Aufwand der Datenaufbereitung und benötigte für die 17 Parameter ca. 60 Minuten, die Rechenzeit erforderte 20 Iterationen à ca. 10 Minuten. Für die Parametrierung wurde, ausgehend von den realen Steifigkeiten der Maschine, ein Variationsbereich mit 50%-200% des Nennwerts zugelassen (Abb. 9-5a). Als zweites Szenario wurde die Funktionsfähigkeit der Regleroptimierung betrachtet (Abb. 9-5b). Dabei konnte eine stabile Regelung auch bei Vorgabe eines instabilen Ausgangszustands erreicht werden

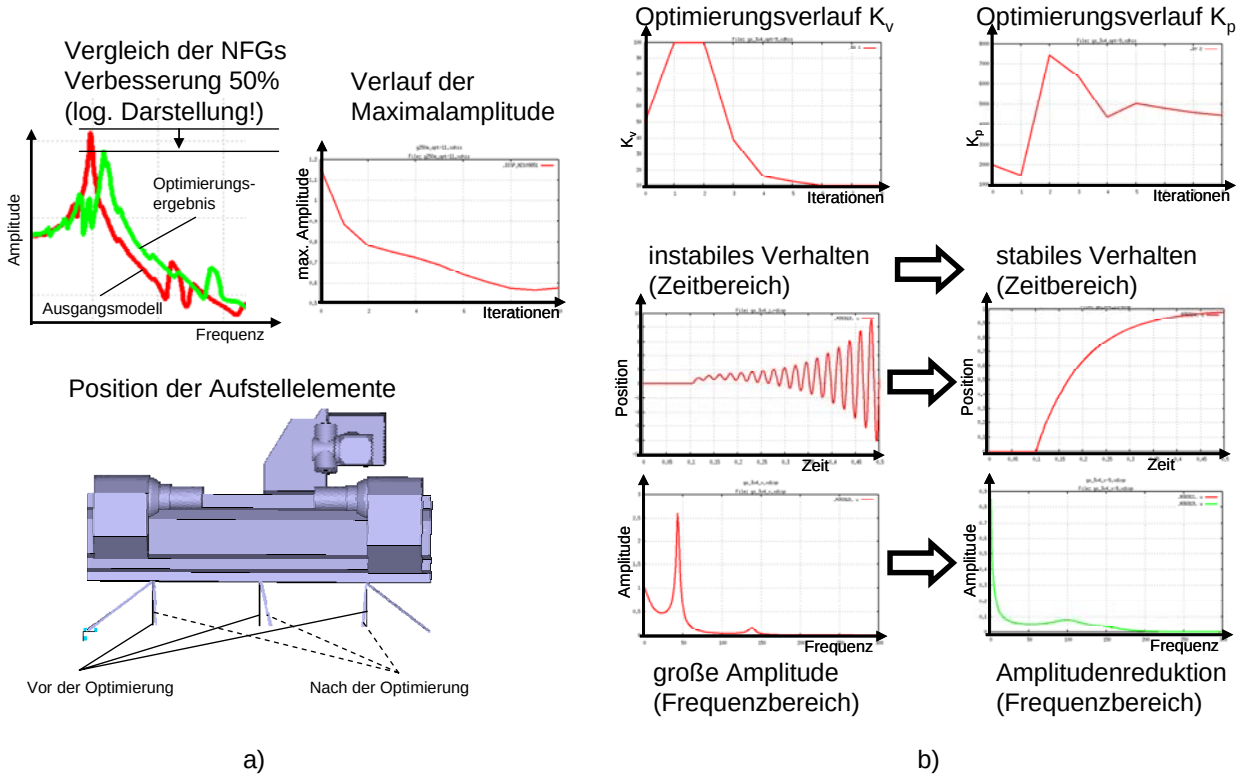


Abbildung 9-5: Ergebnisse der Optimierung mit PERMAS. a) Durch Optimierung mit Federsteifigkeiten und Knotenpositionen der Aufstellelemente ergibt sich eine Verbesserung der Maximalamplitude um ca. 50%. b) Bei Variation der Reglerparameter lässt sich, ausgehend von einer instabilen Reglereinstellung, ein stabiles Ergebnis erreichen.

9.5.3 Parameteroptimierung mit OptiSLang

Mit OptiSLang wurde ebenfalls die Parameteroptimierung auf Federsteifigkeiten durchgeführt. Hierzu musste zunächst eine Datenaufbereitung erfolgen, um die NFGs, die PERMAS als xy-Daten exportiert, auszuwerten. Für die Optimierung wurden in den unterschiedlichen NFGs unterschiedliche Frequenzfenster definiert. Vor der Optimierung fand eine Sensitivitätsstudie statt. Ergebnis der Sensitivitätsstudie ist das Maß der Korrelation, zweckmäßigerweise als paarweise Korrelationen in einer Korrelationsmatrix dargestellt (siehe Abbildung 9-6a), sowie das Bestimmtheitsmaß, welches den prozentualen Anteil jedes einzelnen variierten Eingangsparameters bezüglich jeder Ergebnisgröße ausdrückt (Abbildung 9-6b). Für die Parametrierung wurde ebenfalls ein Variationsbereich mit 50%-200% des Nennwerts der Steifigkeiten der realen Maschine zugelassen. Für die Rechendauer galt: Sensitivitätsstudie ca. 40 Iterationen à 5 Min., Optimierung ca. 100 Iterationen à 5 Min.

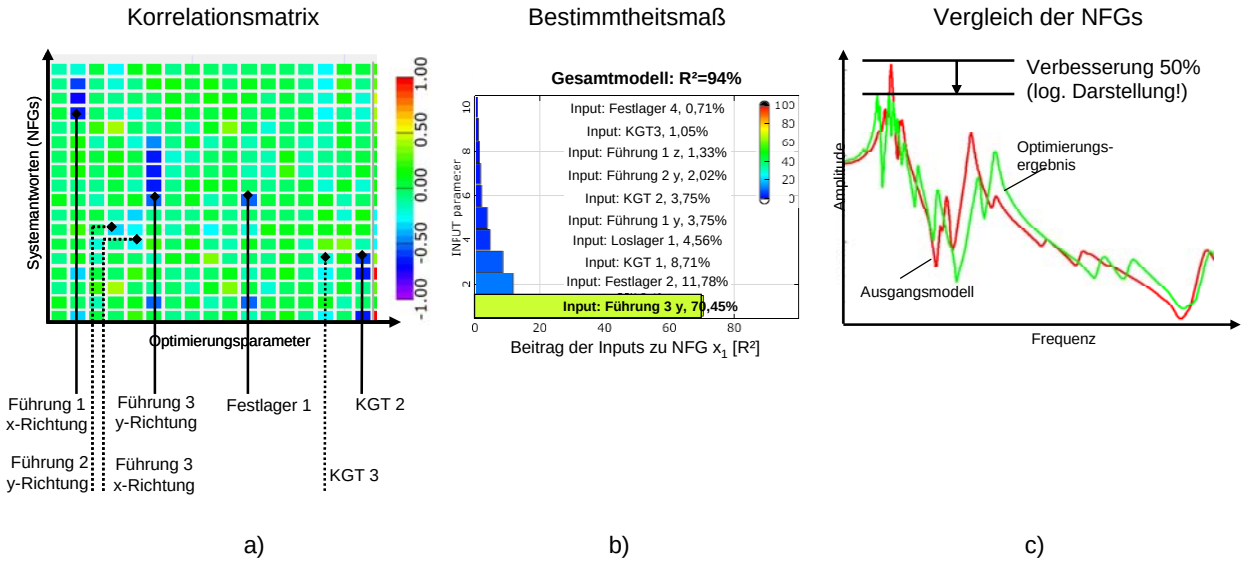


Abbildung 9-6: Ergebnisse der Optimierung mit OptiSLang. a) Korrelationsmatrix. Die blauen Felder zeigen, dass die benannten Parameter mit bestimmten NFGs negativ korreliert sind, d.h. eine Vergrößerung der Steifigkeit ergibt eine Reduktion der Amplitude. b) Bestimmtheitsmaß. Aussage darüber, welchen Anteil ein Parameter auf das Verhalten einer Antwort zeigt. In diesem Bild ist z.B. die Steifigkeit in y-Richtung des Führungssystems 3 zu 70% für die Amplitude x_1 verantwortlich. c) zeigt ein exemplarisches Optimierungsergebnis.

9.5.4 Parameteroptimierung unter Einbeziehung der Prozessdynamik

Für die Optimierungsschleife mit Prozessdynamik wurde ein kondensiertes Modell der Heller MCH250 verwendet, um die Rechenzeit auf ca. 10 Minuten zu verringern. Als Referenzprozess wurde in CutPro das Umfangsfräsen mit einem Igelfräser eingestellt (siehe Kapitel 3), für das die Stabilitätskarten abgeleitet wurden. Als Parameter wurden die wesentlichen Führungs- und Lagersteifigkeiten der Maschine im Stellbereich 50%-200% der Nennwerte verwendet. Für die Auswertung mit OptiSLang wurde wiederum ein Auswerteskript erstell, mit dem das Grundniveau und Integral unter der Stabilitätskurve erfasst wurde. Die durchgeführte Sensitivitätsstudie zeigte, dass die dem Prozess am nächsten gelegenen Führungen den größten Einfluss auf die Prozessstabilität hatten. Das beste Design der Sensitivitätsstudie stellte bereits eine deutliche Verbesserung der Prozessstabilität gegenüber dem Ausgangsdesign dar, so dass auf eine weitere Optimierung verzichtet wurde (Abbildung 9-7). Dies ist eine wesentliche Erkenntnis für die Anwendbarkeit der Optimierungsmethodik mit OptiSLang: aus den Sensitivitätsstudien in den Designräumen der Optimierung können wertvolle Erkenntnisse über Zusammenhänge zwischen Eingangsvariation und Ausgangsvariation entnommen werden. Auf dieser Grundlage werden Designverbesserungen erzielt, die mit oder ohne anschließende Parameteroptimierung realisiert werden können.

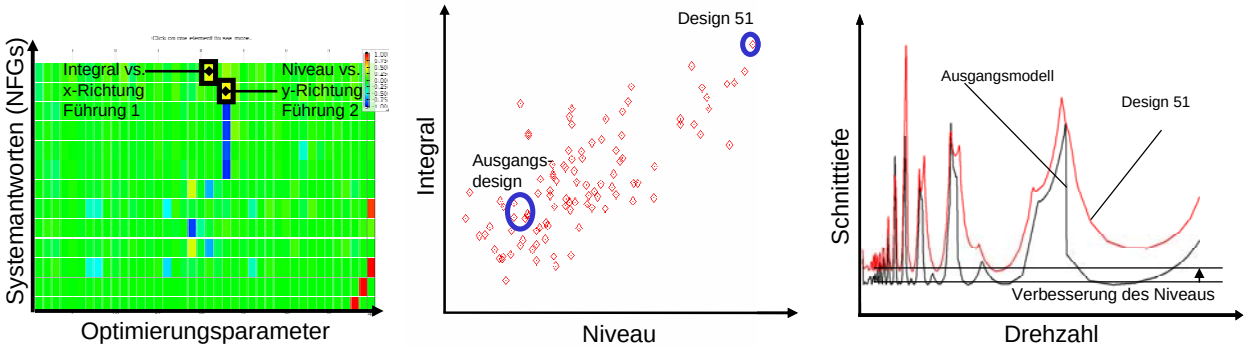


Abbildung 9-7: Ergebnisse der Optimierung mit Prozessdynamik. Aus der Korrelationsmatrix lässt sich ablesen, dass Niveau und Integral der Prozesstabilität nur wesentlich von zwei Führungssytemen abhängen. Aus dem Anthill-Plot der bereits gerechneten Design-of-Experiments zur Erstellung der Korrelationsmatrix ergibt sich ein „Bestes Design“ mit der rechts dargestellten Verbesserung der Prozessstabilität.

9.6 Anwendbarkeit der Ergebnisse

Es konnte mit den Arbeiten von SimCAT gezeigt werden, dass sich die Methoden der Parameteroptimierung in vielfältiger Weise für die Optimierung von Werkzeugmaschinen einsetzen lassen. Von großem Interesse für die WZM-Konstruktion ist hierbei die Erkenntnis, die sich aus den mit OptiSLang durchgeführten Sensitivitätsstudien ergibt, da hier die wesentlichen Stellschrauben für eine Entwurfsverbesserung offensichtlich werden.

Die Kopplung mit der Simulation der Prozessstabilität bietet grundsätzlich die Möglichkeit, Maschinen für ein bestimmtes Prozessverhalten zu optimieren. Allerdings hat sich hier gezeigt, dass auf dem Gebiet der Simulation der Prozessdynamik noch wesentliche Forschungsarbeit notwendig ist, um die von den im Projekt vertretenen WZM-Herstellern betriebene Leistungszerspanung zuverlässig abbilden zu können.

Die festgestellten Grenzen in der Anwendung der Parameteroptimierung in der virtuellen Produktentwicklung von WZM resultieren nicht aus mangelnder Leistungsfähigkeit der Optimierungswerkzeuge, sondern aus grundsätzlichen Fragestellungen der Prognosefähigkeit und Prognosesicherheit der numerischen Modellierungen bezüglich einzelner Bewertungsgrößen von Werkzeugmaschinen. Für eine praktische Anwendbarkeit parametrischer Optimierung ist festzustellen, das bezüglich einiger Komponentendaten noch erheblicher Informationsbedarf besteht, wie beispielsweise in Bezug auf Dämpfungsparameter besteht. Zwar wurde mit der Ermittlung von Dämpfungskoeffizienten in SimCAT ein Grundstein gelegt, allerdings müssten solche Daten flächendeckend zur Verfügung stehen, um auf Basis von Komponentenkonfiguration das Verhalten einer WZM im Sinne des späteren realen Einsatzes zielsicher zu verbessern. Darüber hinaus bieten die Fragen der Auswahl von geeigneten Zielfunktionen, sowie die Wahl von Restriktionen zur Definition des dynamischen Maschinenverhaltens noch Arbeitsgebiete für zukünftige Vorhaben.

9.7 Quellenverzeichnis

[1] Fischer, R.; Kirchgässner, B.; Wulf, C.; Helfrich, R.: All Tools for Optimization in PERMAS. *NAFEMS Seminar for Optimization in Structural Mechanics*, 2005.

[2] Will, J.; Bucher, C.; Riedel, J.: Multidisciplinary non-linear optimization with Optimizing Structural Language – OptiSLang. *Proceedings of the 19. CAD-FEM Users Meeting 2001*, Berlin, Germany.

[3] Kirchner, J.: *Mehrkriterielle Optimierung von Parallelkinematiken.* Dissertation, TU Chemnitz, Fakultät für Maschinenbau. Zwickau: Verlag Wissenschaftliche Scripten, 2001.

[4] Neithardt, W.: *Methodik zur Simulation und Optimierung von Werkzeugmaschinen in der Konzept- und Entwurfsphase auf Basis der Mehrkörpersimulation.* Dissertation, Universität Karlsruhe (TH), Fakultät für Maschinenbau. Forschungsberichte aus dem wbk Institut für Produktionstechnik Band 124. Karlsruhe: Heinz W. Holler Druck und Verlags GmbH, 2004.

10 Kopplung von Mehrkörpersimulation und Topologie-optimierung

Johannes Minx, IPEK Institut für Produktentwicklung, Universität Karlsruhe (TH)
Manuel Tröndle, wbk Institut für Produktionstechnik, Universität Karlsruhe (TH)

10.1 Zusammenfassung

Gegenstand der Arbeiten in diesem Arbeitspaket war die Ableitung von Randbedingungen aus der Mehrkörpersimulation (MKS) für den Optimierungsprozess. Dabei wurde auf einer existierenden Methode aufgebaut, die bereits im Rahmen früherer Forschungsprojekte entwickelt wurde.

Im Rahmen der Arbeiten im Projekt SimCAT wurde dabei zum einen eine Modellierungsmethode verwendet, die eine grundlegende Einschränkung dieses Optimierungsverfahrens – die positionsveränderliche Lasteinleitung auf flexible Strukturen – beseitigt. Damit ist eine sinnvolle Modellierung von Werkzeugmaschinen mit seriellen Kinematiken ermöglicht worden. Zum anderen wurde eine Methode umgesetzt, mit der die Berücksichtigung des mechanischen Nachgiebigkeits-Frequenz-Gangs in der Topologieoptimierung ermöglicht wird.

Der Methodische Teil der Arbeiten lag im Projekt beim Institut für Produktentwicklung während das Institut für Produktionstechnik sich mit der Anwendung in Werkzeugmaschinen befasste.

Damit steht nun eine leistungsfähige Methode zur Verfügung um Randbedingungen für eine Optimierung automatisiert zu generieren und während des iterativen Optimierungsprozesses kontinuierlich an die aktuellen Gegebenheiten anzupassen.

10.2 Problemstellung

Die Wahl der richtigen Randbedingungen (Kräfte, Lagerungsbedingungen u. ä.) ist bei der Formulierung von Optimierungsaufgaben (hier z.B. der Topologieoptimierung) von entscheidender Relevanz. Ohne korrekte Randbedingungen in den Simulationsmodellen kann ein Optimierungsalgorithmus keine sinnvollen Ergebnisse bzw. keine lastangepassten Strukturen generieren.

Die Randbedingungen für die zu optimierenden Bauteile ergeben sich dabei aus dem betrachteten System und den als relevant identifizierten Zuständen bzw. Prozessen für das Bauteil und das System. Da das zu optimierende Bauteil nun aber selbst wieder Teil des Systems ist, haben seine Eigenschaften (aus mechanischer Sicht vor allem Masse, Trägheit, Steifigkeiten) z. T. einen wesentlichen Einfluss auf die Randbedingungen.

Infolge der Tatsache dass die verfügbaren Optimierungsverfahren auf iterativen Prozessen beruhen, die die Eigenschaften des zu optimierenden Bauteils von Iteration zu Iteration verändern, müssen die Randbedingungen für die Optimierung von Iterationsschritt zu

Iterationsschritt angepasst werden um der neuen Systemkonfiguration Rechnung zu tragen. Dies spielt um so mehr eine Rolle, je mehr die Änderungen der Bauteileigenschaften eine Änderung des Systemsverhaltens bewirken.

Verfügbare Optimierungsverfahren arbeiten jedoch bislang alle mit äußeren Randbedingungen, die über die Optimierung unveränderlich sind. Um hier die Randbedingungen an die aktuelle Systemkonfiguration anpassen zu können und den automatisierten Ablauf der Optimierung nicht zu unterbrechen, muss die Aktualisierung der Randbedingungen ebenfalls automatisiert erfolgen. Dazu wurde im Vorfeld des Projekts SimCAT vom IPEK ein Optimierungsverfahren entwickelt, das auf dem kommerziellen Produkt TOSCA der Firma FE-DESIGN aufbaut.

In den konventionellen iterativen Prozess der Optimierungssoftware TOSCA aus FE-Solver und Optimierungswerkzeug wurde hier die Mehrkörpersimulaiton (MKS) mit integriert, die nun in jedem Iterationsschritt die Randbedingungen für die Optimierung aus der aktuellen Systemkonfiguration mit den aktuellen Eigenschaften des Bauteils neu ermittelt. In der Mehrkörpersimulation werden dabei die für die Optimierung maßgeblichen Situationen und Prozesse simuliert, die als Grundlage für die Optimierung herangezogen werden. Die Verbindung zwischen der Mehrkörpersimulation und der Optimierung wird über die Einbindung des Bauteils als flexibler Körper realisiert. So ist es möglich, in jeder Iteration die aktuelle Topologie des Bauteils in der Systemsimulation zur berücksichtigen. Abbildung 1 zeigt den Ablauf des iterativen Optimierungsprozesses unter Einbindung der Mehrkörpersimulation.

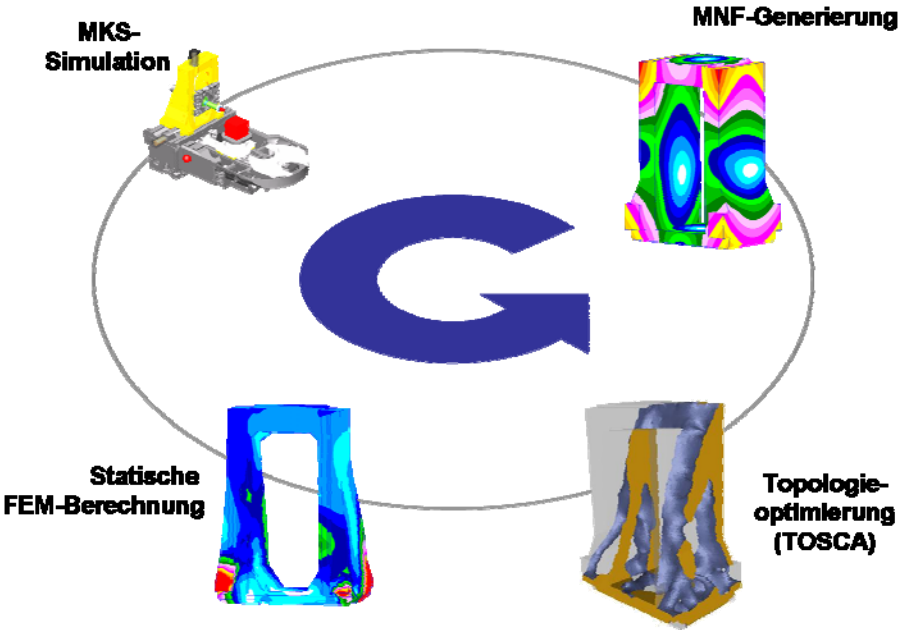


Abbildung 10-1: Einbindung der Mehrkörpersimulation in die Topologieoptimierung

Beim ersten Aufruf des FEM-Solvers wird die modale Repräsentation des zu optimierenden Bauteils für die Mehrkörpersimulation erzeugt um das Bauteil in seiner aktuellen Topologie in der MKS zu berücksichtigen.

Ein Defizit dieses Optimierungsverfahrens lag zu Beginn des Projekts in der fehlenden Möglichkeit der Mehrkörpersimulation, die Stellen der Lasteinleitung auf flexible Körper während

der Simulation verändern zu können. Gerade im Einsatz für Werkzeugmaschinen mit seriellen Kinematiken lag hier zu Beginn des Projekts eine deutliche Einschränkung für die Anwendbarkeit dieses Optimierungsverfahrens.

10.3 Zielstellung für das Projekt

10.3.1 Positionsveränderliche Lasten auf flexiblen Körpern in der MKS

Die Notwendigkeit positionsveränderlicher Lasten ergab sich zum Teil aus den Defiziten des im vorangegangenen beschriebenen Optimierungsverfahrens. Mit positionsveränderlichen Lasten sind Steifigkeitsbetrachtungen über den gesamten Arbeitsraum möglich und damit werden reale Bearbeitungsvorgänge simulierbar. Auch NF-Gang-Berechnungen sind an unterschiedlichen Positionen in einer Simulation durchführbar.

10.3.2 Optimierung der Bauteilstruktur

Ziel des wbk ist es, die Bauteilstruktur des Verfahrständers des Bearbeitungszentrum Heller MCH250 unter Berücksichtigung von Trägheits- und Bearbeitungskräften zu optimieren. Als Ziel der gekoppelten Topologieoptimierung werden die Senkung des Gewichts des Ständers und die Maximierung der statischen Steifigkeit vorgegeben. Während der Topologieoptimierung hat man durch die Anwendung von Fertigungsrandbedingungen die Möglichkeit, das Strukturwachstum für eine gussgerechte Gestaltung zu steuern. Weiterhin kann durch unterschiedliche Kraftgewichtung in unterschiedlichen Arbeitsraumpositionen ein Beitrag zur Homogenisierung des Steifigkeitsverlaufs geleistet werden [1].

10.3.3 Berücksichtigung des NF-Gangs in der MKS

Eine weitere Zielstellung für das Projekt war die Einbeziehung des Nachgiebigkeits-Frequenzgangs-Gangs (NF-Gang) einer Werkzeugmaschine in die Optimierung. Hier war das Ziel, den NF-Gang der Werkzeugmaschine durch geeignete Wahl von Randbedingungen positiv zu beeinflussen. Dabei sollten die Vorteile der Mehrkörpersimulation genutzt werden. Diese bestehen in der Möglichkeit, durch die reduzierte Anzahl an Freiheitsgraden schnelle Berechnungen des NF-Gangs für gesamte Maschinenmodelle zu ermitteln. Darüber hinaus ist es möglich, in einer Simulation die Maschinenstellung zu modifizieren und damit effizient den NF-Gang an unterschiedlichen Arbeitsraumpositionen zu ermitteln und so in der Optimierung zu berücksichtigen. Zusätzlich können nicht-lineare Effekte z.B. infolge von Regelung oder großen Verfahrwegen effizient berücksichtigt werden.

10.4 Lösungsansatz

10.4.1 Positionsveränderliche Lasteinleitung auf flexible Körper in der MKS

Der Lösungsansatz für die Simulation von veränderlichen Lasteinleitungsstellen in flexible Komponenten in der Mehrkörpersimulation wurde mit Hilfe der sog. General Constraints

realisiert. Mit Hilfe der am IPEK entwickelten Methode ist es damit möglich über geeignete Modellierung die Lasteinleitung an im Vorfeld definierten Verbindungsstellen zu realisieren. Abbildung 10-2 zeigt exemplarisch einen starren Körper als Schlitten welcher auf dem flexiblen Grundkörper verfahren kann. Dabei werden die Kräfte über fünf sogenannte Führungsmarker am Schlitten positionsabhängig auf die Knoten des FEM-Körpers übertragen.

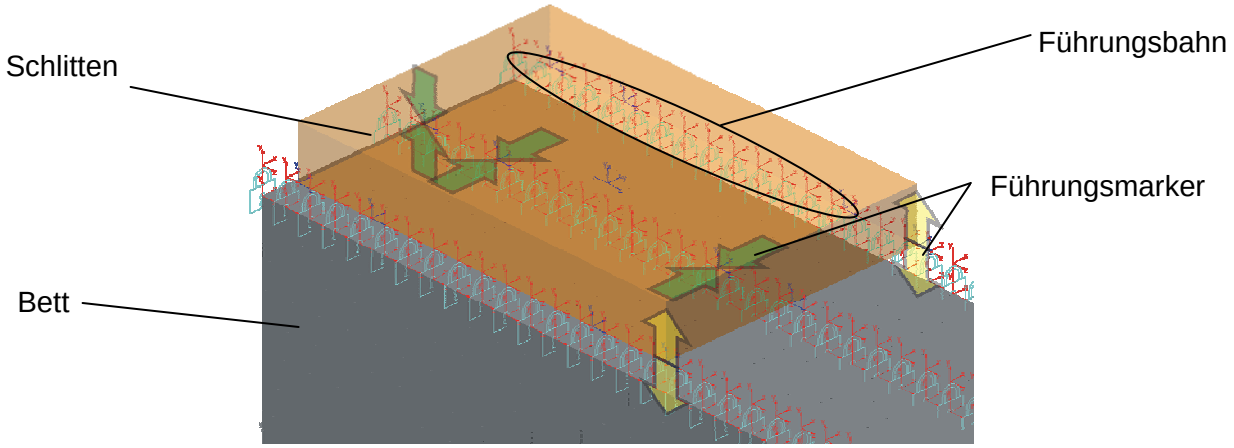


Abbildung 10-2: Positionsveränderliche Lasten

10.4.2 Optimierung der Bauteilstruktur

Um die Bauteilstruktur zu optimieren sind zunächst statische und dynamische Lastfälle notwendig. Dabei wird von einer Worst-Case-Betrachtung ausgegangen. Im Beispiel wird die Spindel der Werkzeugmaschine in x- und y-Richtung um 630 mm in 0.81 Sekunden verfahren. Dabei werden ein maximaler Ruck von 150 m/s³, eine maximale Beschleunigung von 7 m/s² und eine maximale Geschwindigkeit von 60 m/min erreicht. Während der Fahrt mit konstanter Geschwindigkeit werden konstante Lasten am Tool Center Point (TCP) von 5 kN aufgeschaltet um Bearbeitungskräfte als Lastfälle für die Optimierung zu erhalten. In Abbildung 10-3 werden die Optimierungsrandbedingungen zusammenfassend dargestellt.

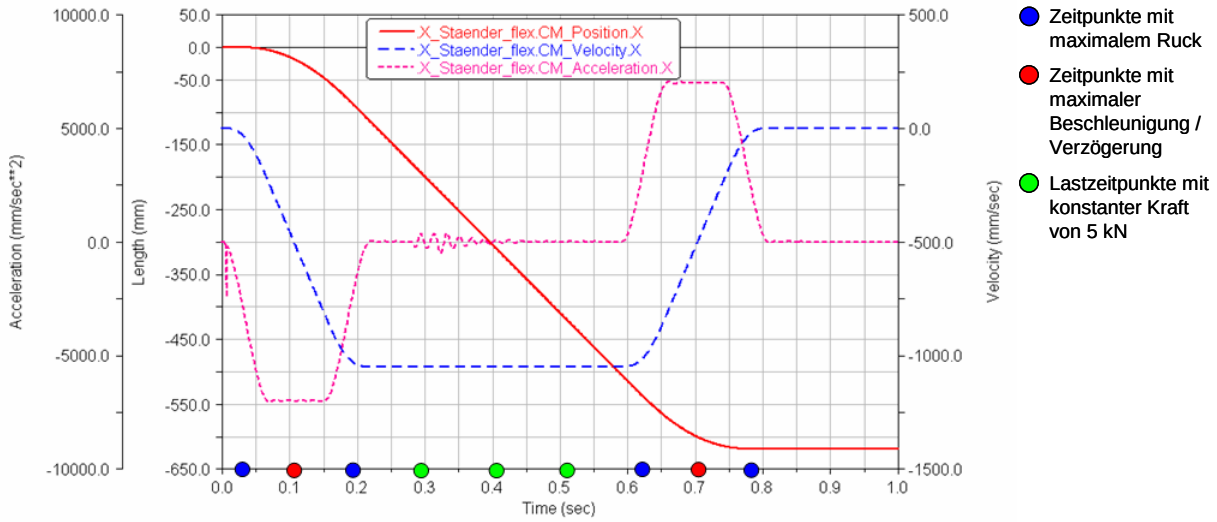


Abbildung 10-3: Optimierungsrandbedingungen

Der x-Verfahrständer der Maschine wurde in der Mehrkörpersimulation MSC.ADAMS als flexibler Körper eingebaut. Alle weiteren Körper sind als Starrkörper modelliert worden. Der Maschinenständer wird über elastische Lagerelemente durch so genannte Bushings in das Maschinenmodell integriert. Der y-Schlitten wurde mit einer positionsveränderlichen Last so modelliert, dass große Verfahrbewegungen modelliert werden können. Der Betrag dieser Kraft ergibt sich aus den auftretenden Trägheitskräften bei der Bewegung.

10.4.3 Berücksichtigung des NF-Gangs in der Topologieoptimierung

Für die Fragestellung der Berücksichtigung des NF-Gangs in der Optimierung durch Wahl von geeigneten Randbedingungen wurde eine bei der Fa. Heller schon erfolgreich eingesetzte Methode mit Hilfe der Mehrkörpersimulation umgesetzt. Kerngedanke ist hier, die Schwingungsform des zu optimierenden Bauteils als erzwungene Verschiebung in die Randbedingungen für die Optimierung mit aufzunehmen.

Die Realisierung dieser Idee wurde nun in zwei unterschiedlichen Wegen umgesetzt. In der ersten, rechenzeiteffizienteren Variante wird entsprechend Abbildung 10-4 in der Mehrkörpersimulation eine Berechnung des NF-Gangs mit Hilfe des Software-Produkts ADAMS/Vibration durchgeführt. Anhand des erhaltenen NF-Gang-Verlaufs werden nun die Frequenzen der relevanten Resonanzstellen des NF-Gangs ermittelt. Zusammen mit den modalen Beteiligungsfaktoren der Systemeigenmoden (nach Phase und Frequenz), den Beiträgen des flexiblen Körpers zu den Systemeigenmoden und den Verschiebungsfiguren der Einheitsverschiebungen des flexiblen Körpers auf Knotenebene des FE-Modells lassen sich damit sehr effizient die Verschiebungsfiguren des zu optimierenden Bauteils berechnen. Allerdings erhält man hierbei lediglich die linearisierten Eigenformen des Bauteils.

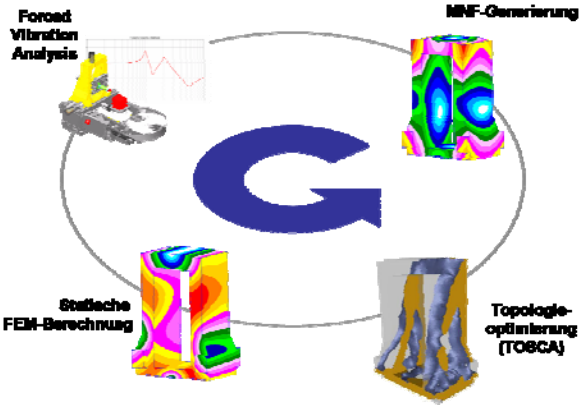


Abbildung 10-4: Ermittlung der Verschiebungsfigur mittels modaler MKS-Simulation

Alternativ kann aber auch die Ermittlung der Verschiebungsfigur über eine transiente MKS-Simulation erfolgen. Dabei wird an die Berechnung des NF-Gangs für jede betrachtete Resonanzstelle eine transiente MKS-Simulation durchgeführt. Die sich nach dem Einschwingvorgang ergebende Schwingungsfigur des Bauteils kann dann in Form von modalen Koordinaten exportiert werden und anschließend ebenfalls mit Hilfe der Einheitsverschiebungen

zu Verschiebungen auf Knotenebene des FE-Modells berechnet werden. Abbildung 10-5 stellt diese Variante des Ablaufs der Optimierung dar.

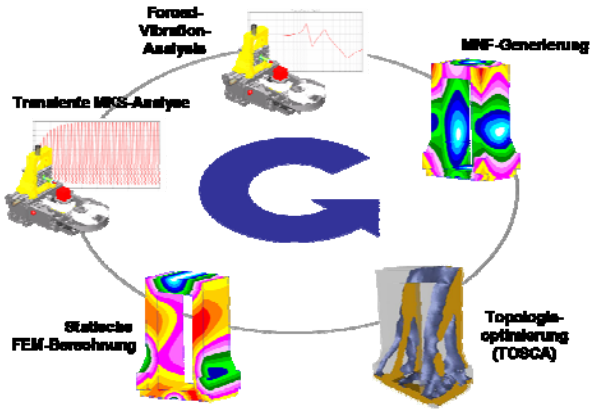


Abbildung 10-5: Ermittlung der Verschiebungsfigur mittels transienter MKS-Simulation

Bei dieser Methode zur Ermittlung der Schwingungsform aus der Mehrkörpersimulation können auch Einflüsse von z.B. der Regelung auf die Schwingungsform berücksichtigt werden.

Da die Berechnung der Verschiebungsfigur wieder in jedem Iterationsschritt der Optimierung durchgeführt wird, entsprechen die durch Knotenverschiebung aufgebrachten Randbedingungen wieder in jedem Iterationsschritt den Schwingungsformen der aktuellen Bauteiltopologie.

10.5 Ergebnisse und Mehrwert

10.5.1 Modelle

Im Rahmen der Arbeiten in diesem Arbeitspaket wurden Modelle des Bearbeitungszentrums MCH 250 der Firma Heller verwendet. Die MKS-Modelle des Bearbeitungszentrums wurden dabei vom Institut für Steuerungstechnik erstellt und zur Verfügung gestellt (s. Abbildung 10-6). Zum Teil wurden auch vereinfachte MKS-Modelle verwendet, die jedoch auf diesen Modellen basierten.

Gegenstand der Optimierungen war jeweils der Ständer des Bearbeitungszentrums. Die hierfür verwendeten Bauraummodelle für die Topologieoptimierung wurden von der Firma Heller zur Verfügung gestellt.

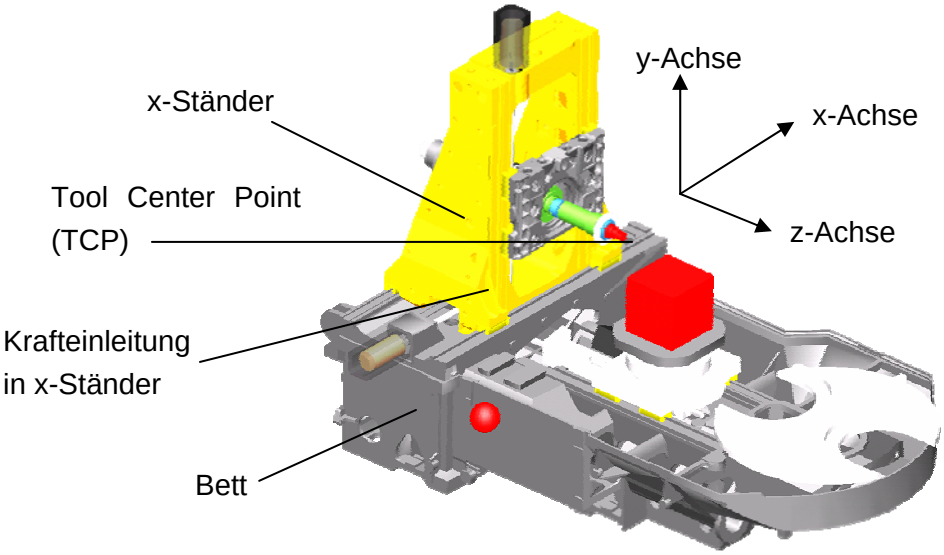


Abbildung 10-6: MKS-Modell des Bearbeitungszentrums MCH250 der Fa. Heller

10.5.2 Optimierung der Bauteilstruktur

Das Ergebnis der Optimierung bei gleichzeitiger Bewegung der x- und y-Achse zeigt Abbildung 10-7. Deutlich zu sehen ist die Ausbildung einer unsymmetrischen Lösung. Das liegt vor allem an der außermittigen Krafteinleitung (siehe Abbildung 10-6).

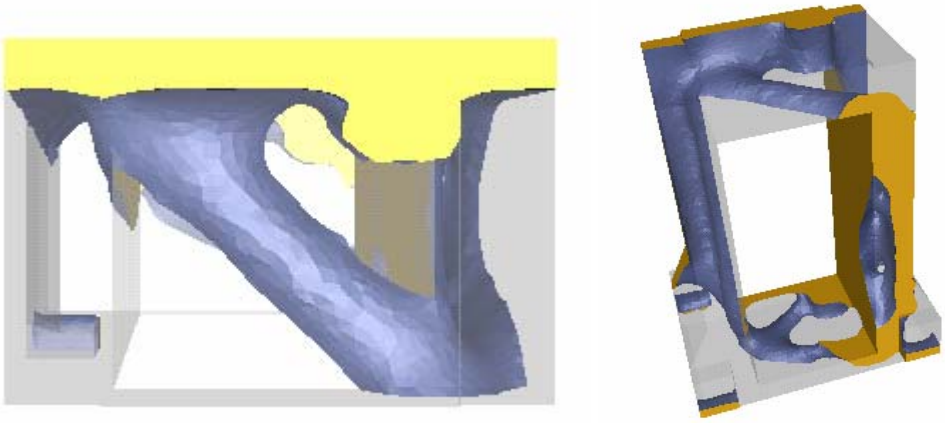


Abbildung 10-7:Optimierungsergebnis

Um die entstandene Struktur zu bewerten wurde eine Kraft von 1kN in z-Richtung auf den TCP gegeben. Dabei wird der Schlitten, welcher die Spindel trägt, mit konstanter Geschwindigkeit von 70 mm/s von unten nach oben bewegt. Der Nachgiebigkeitsverlauf ist in Abbildung 10-8 zu sehen.

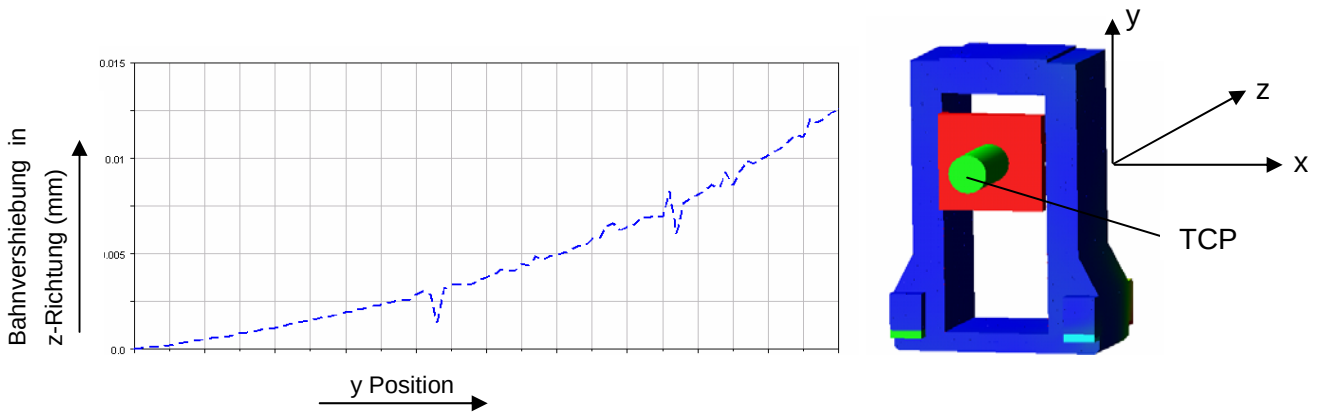


Abbildung 10-8:Nachgiebigkeit des optimierten Modells

Deutlich zu sehen ist der Effekt des einseitig eingespannten Balkens, d. h. im oberen Bereich ist die Durchbiegung des Ständers größer als im unteren Bereich.

Die Ergebnisse der Optimierung lassen sich direkt für die weitere Konstruktion und Berechnung verwenden. Durch die Generierung von FEM- und MKS-Files direkt im CAD System wird eine durchgängige Simulation erleichtert. Die Prozesskette vom CAD-System bis ins CAD-System ist geschlossen und ermöglicht eine kurze Entwicklungszeit.

Mit der gezeigten Methode lassen sich Werkzeugmaschinen und beliebige Mechanismen in kurzer Zeit verbessern.

10.5.3 Ergebnisse der Berücksichtigung des NF-Gangs in der Topologieoptimierung

Im Rahmen der durchgeführten Arbeiten wurden Modelle unterschiedlicher Detailierungsstufe in FEM und MKS mit dem oben beschriebenen Verfahren optimiert. Die Berücksichtigung der Schwingungsform als Verschiebungsrandbedingung für die Optimierung führte dabei zu einer Verlagerung der Resonanzfrequenzen hin zu höheren Frequenzen. Vergleicht man die Optimierungsergebnisse von Optimierungen ohne Berücksichtigung von Resonanzfrequenzen mit den Optimierungsergebnissen bei denen die Eigenfrequenzen berücksichtigt wurden, so konnten hier Steigerungen der ersten Resonanzfrequenzen von zum Teil bis zu 40% erreicht werden. Abbildung 10-9 zeigt für ein exemplarisches Modell den in der MKS ermittelten NF-Gang im Vergleich zwischen zwei Optimierungen sowie die erhaltene Bauteiltopologie bei Berücksichtigung des NF-Gangs. Die beiden Optimierungen unterscheiden sich dabei lediglich in der Berücksichtigung der Schwingungsformen als Randbedingungen in einer der Optimierungen.

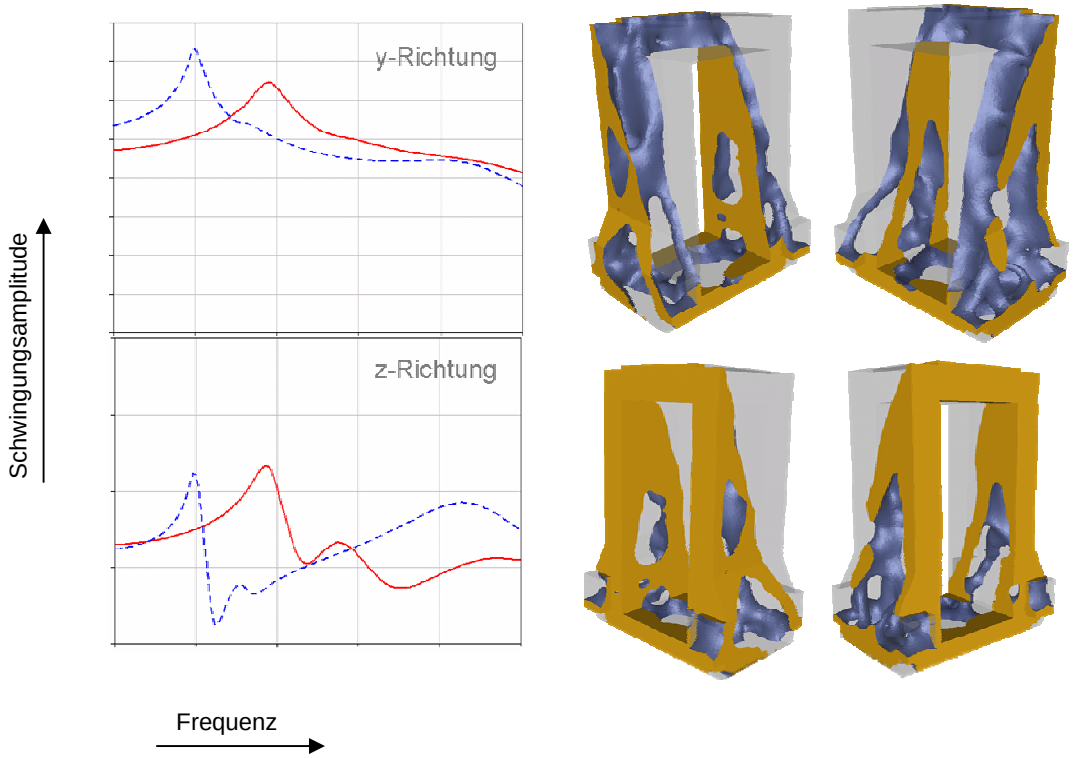


Abbildung 10-9: Vergleich der NF-Gänge von zwei ansonsten identischen Optimierungen

Die Berücksichtigung der Schwingungsformen in Resonanzfällen als Randbedingung für die Optimierung führt also zu einer positiven Beeinflussung des NF-Gangs für die optimierten Bauteile.

10.6 Ausblick

Mit den abgeschlossenen Arbeiten stehen Methoden zur Verfügung, welche weitere Untersuchungen ermöglichen. So ist eine Homogenisierung des Steifigkeitsverlaufes über den Arbeitsraum durch unterschiedliche Kraftgewichtung in unterschiedlichen Arbeitsraumpositionen denkbar. Eine Fragestellung, auf die im Rahmen des Projektes noch keine zufrieden stellende Antwort gefunden werden konnte, ist die Frage der geeigneten Gewichtung zwischen statischen Lastfällen und den aufgebrachten Verschiebungsfiguren. Im Rahmen der durchgeführten Arbeiten im Projekt wurden jeweils gute Ergebnisse erzielt, wenn sich die Beanspruchungsgrößen in der Größenordung der Beanspruchungen der statischen Lastfälle befand.

10.7 Quellenverzeichnis

[1] Fleischer, J., et al. Selection and influence of load cases for the topology optimization of the component structure of parallel kinematic machines. *Parallel Kinematic Machines in Research and Practice, PKS 2006, The 5th Chemnitz Parallel Kinematics Seminar, Proceedings, Fraunhofer-Institute for Machine Tools and Forming Technology IWU, TU Chemnitz*, Chemnitz, DE, Apr 25-26, 2006.

11 Einsatz der Simulationsmethoden bei HELLER

Dr. Gerhard Kehl, Gebr. HELLER Maschinenfabrik GmbH

11.1 Zusammenfassung

HELLER setzt in der Produktentwicklung die neu entwickelten SimCAT-Methoden innerhalb der Ebene 1 „Frequenzbereich“ ein. Hauptsächlich sind dies: Topologieoptimierung, Parameteroptimierung, Strukturmechanik-Regelungstechnik-Kopplung sowie die Kopplung zwischen Maschinenmodell und Prozessmodell. Innerhalb der grundsätzlich bereits etablierten Methoden der Topologie- und Parameteroptimierung werden neuartige Ansätze weiterentwickelt und praktisch angewendet, so dass den bei Werkzeugmaschinen unentbehrlichen Optimierungszielen im Frequenzgang die notwendige Bedeutung zukommt. Somit wird erreicht, dass dem Qualitätsmerkmal „Prozessstabilität von Werkzeugmaschinen“ schon im Entwicklungsprozess Rechnung getragen wird. Es werden zahlreiche Komponenten und Maschinen mit Hilfe der Methoden entwickelt, wobei sich für die neu entwickelten Produkte deutliche Verbesserungen in der Produktivität und Wirtschaftlichkeit ergeben.

11.2 Einordnung der Arbeiten im Projekt

Die Arbeiten von HELLER konzentrieren sich auf die Ebene 1 „Frequenzbereich“, bei der es darum geht, Maschinenmodelle mit gekoppelter Strukturmechanik und Regelungstechnik aufzubauen, an den Komponenten- oder Maschinenmodellen Topologie- und Parameteroptimierungen vorzunehmen, wobei der Zusammenhang zwischen Maschinen- und Prozessdynamik über das Simulationswerkzeug CutPro abgebildet wird.

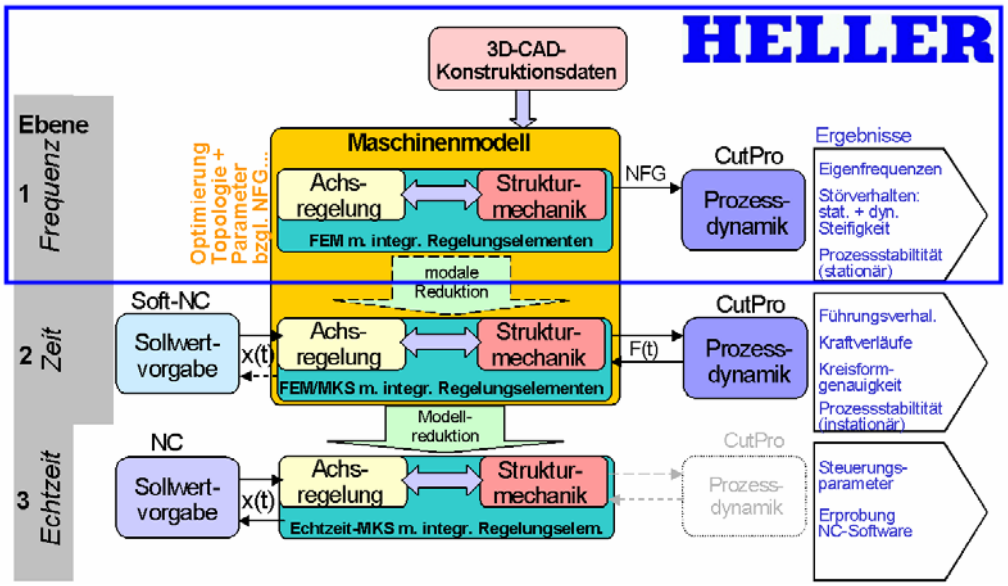


Abbildung 11-1: Einordnung der Arbeiten der Fa. HELLER

11.3 Problemstellung

Zu Beginn des Projektes stehen keine Methoden zur Verfügung, die für die Optimierung bezüglich des Qualitätsmerkmals „Prozessstabilität von Werkzeugmaschinen“ geeignet sind, da in den etablierten Methoden als Optimierungsziele nicht die Frequenzgänge bzw. die Prozessstabilität abbildbar sind.

11.4 Zielstellung für das Projekt

HELLER verfolgt in dem Projekt das Ziel, die Optimierung mit kombinierten Optimierungszielen aus Statik und Dynamik voranzutreiben, um zukünftig effektiv Werkzeugmaschinen mit hohem Kundennutzen entwickeln zu können.

Wesentliches Ziel für HELLER ist die sichere Prognose und Optimierung der Maschineneigenschaften, insbesondere der Prozessstabilität bzgl. definierter Referenzprozesse.

Hierzu werden die von den Softwarepartnern FE-Design und Dynardo bereitgestellten Softwarewerkzeuge im Entwicklungsprozess angewendet und an die spezifischen Anforderungen bei Werkzeugmaschinen angepasst.

11.5 Lösungsansatz

Zu Anfang des Projektes werden für strukturmechanische Komponenten statische Topologieoptimierungen mit gewichteten Lastfällen

- Wanderlasten (Gewichtskräfte)
- Beschleunigungslasten (quasi-statisch)
- Prozesskräfte (statisch)

durchgeführt (**Methode A**).

Dies entspricht dem Stand der Technik bei der Topologieoptimierung. Dynamische Gesichtspunkte (z.B. Frequenzgänge) werden zunächst nicht berücksichtigt. Ziel ist es hierbei, die Grenzen der rein statischen Optimierung zu qualifizieren. Abbildung 2 zeigt ein Optimierungsergebnis mit TOSCA für ein Maschinenbett unter Anwendung der adaptiven Netzverfeinerung. Die Berechnungsdauer für 44 gewichtete Lastfälle beträgt auf einem PC mit Pentium 4-Prozessor etwa 174 Stunden.

Die Ergebnisse seitens der Simulation und der Experimente anhand realisierter Strukturbauteile innerhalb des Projektes weisen darauf hin, dass zwar die statischen Eigenschaften (z.B. Verhältnis Steifigkeit / Masse) deutlich verbessert werden können, wie dies in Abbildung 3 für die Strukturkomponenten Maschinenbett und Ständer gezeigt ist, diese Methode für Komponenten mit besonderer Bedeutung für die Prozessstabilität jedoch nicht immer Ziel führend ist.

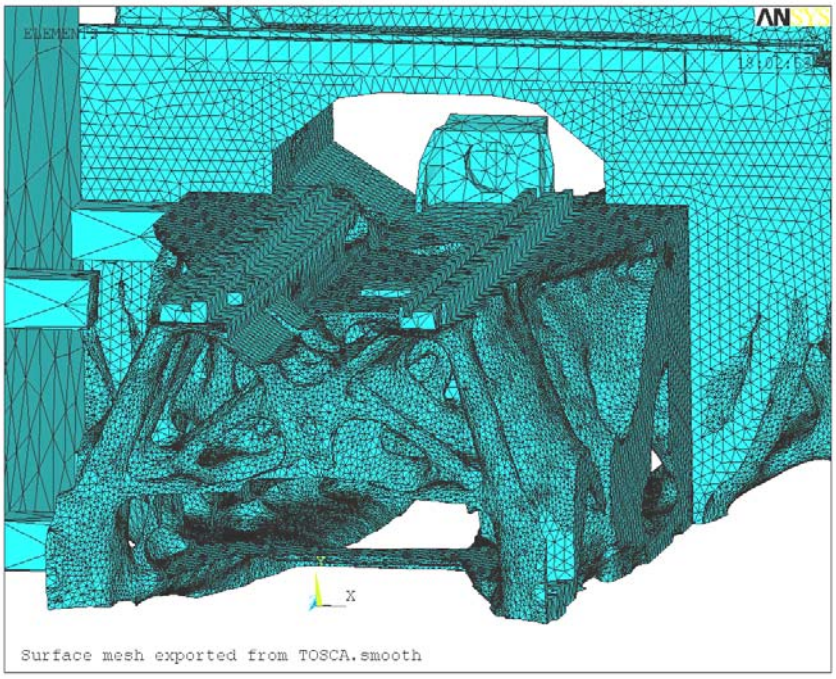


Abbildung 11-2: Topologieoptimierung an einem Maschinenbett (Methode A)

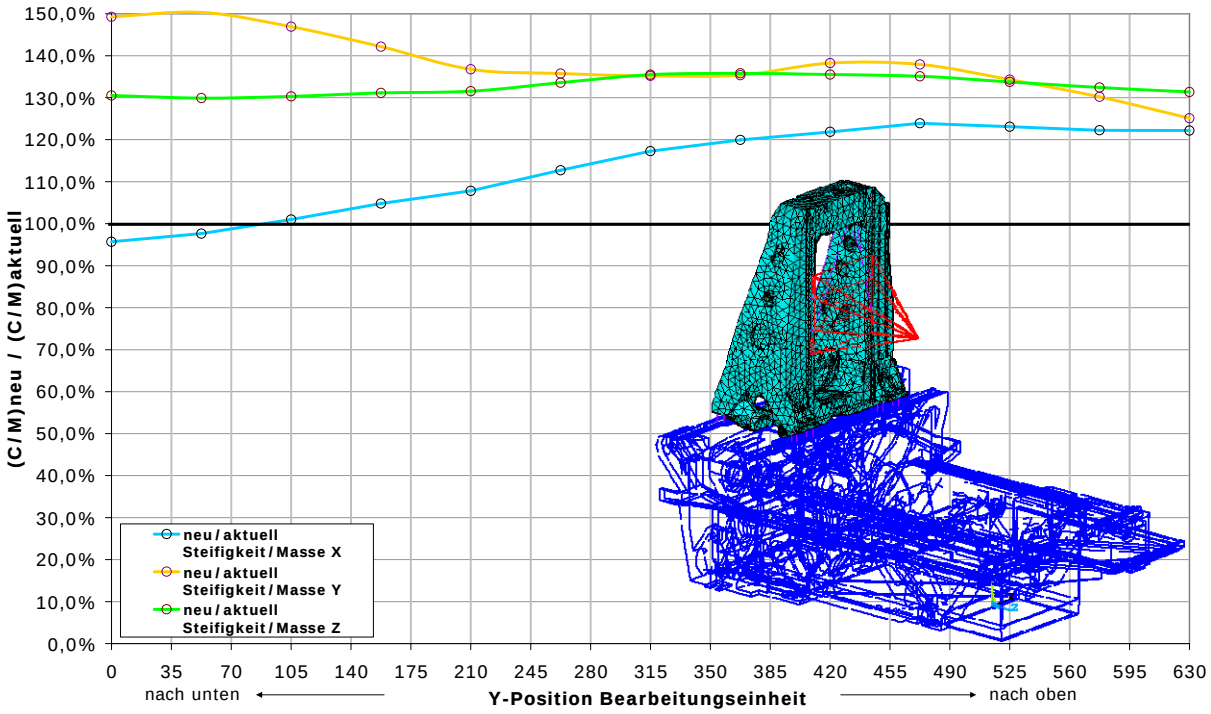


Abbildung 11-3: Topologieoptimierung von Maschinenbett und Ständer (Methode A)

Für strukturmechanische Komponenten mit großem Einfluss auf die Prozessstabilität wird die Notwendigkeit gesehen, kombinierte Topologieoptimierungen mit statischen und dynamischen Lastfällen durchzuführen. Hierbei wird im Rahmen des Projektes zunächst der Ansatz verfolgt, statische Lastfälle und Eigenfrequenzen zu kombinieren (**Methode B**). Zur Berücksichtigung der Eigenfrequenzen kommen spezifische Frequenznebenbedingungen zum Einsatz, mit der

Hoffnung, hierdurch indirekt den Verlauf des Nachgiebigkeitsfrequenzgangs formen zu können. Es zeigt sich, dass oftmals eine gleichmäßige Anordnung von Eigenfrequenzen im betrachteten Frequenzbereich zu niedrigeren Amplituden im Nachgiebigkeitsfrequenzgang führt als eine Überlagerung mehrerer Eigenfrequenzen. Abbildung 11-4 stellt das prinzipielle Vorgehen und einige Optimierungsergebnisse dar.

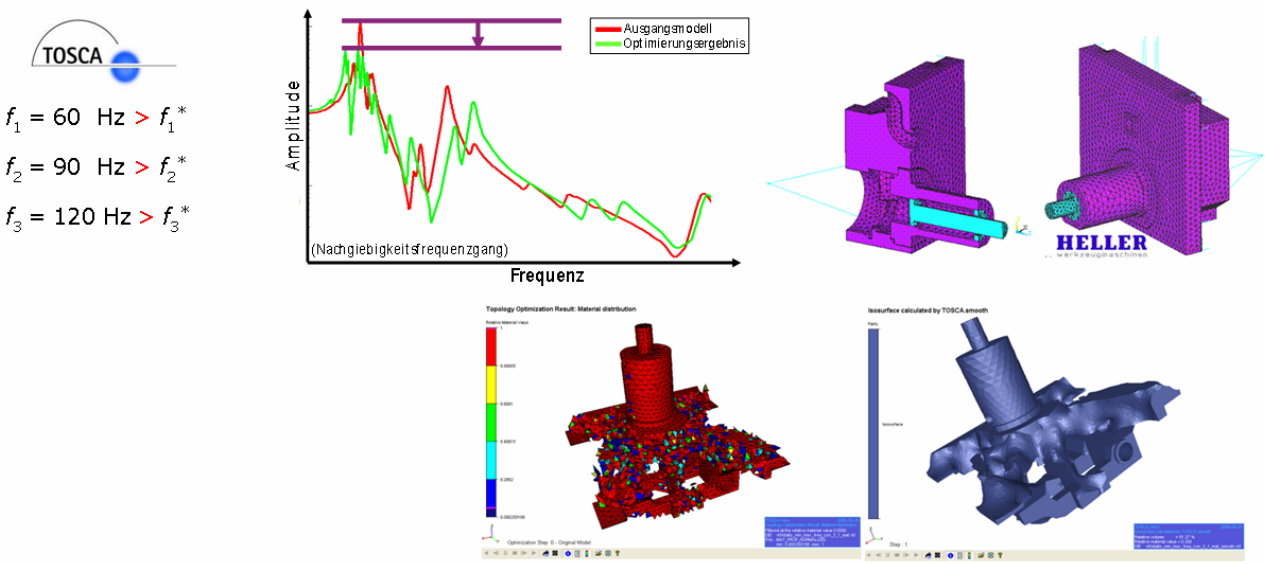


Abbildung 11-4: Topologieoptimierung an einem Frässchlitten (Methode B)

Dennoch ist offensichtlich, dass nur eine direkte Optimierung auf den Ergebnissen des Nachgiebigkeitsfrequenzganges oder sogar auf den Ergebnissen einer Prozessstabilitätskarte zu zuverlässigen Ergebnissen führt. Die drei wesentlichen Gründe sieht HELLER darin, dass ansonsten

- dynamische Prozesskräfte nicht berücksichtigt werden können
- Nachgiebigkeiten aus Eigenformen nicht skalierbar sind
- die Gewichtung der Eigenformen unklar ist.

Hierfür wird im Laufe des Projektes in Zusammenarbeit mit FE-Design **Methode C** entwickelt, die statische Lastfälle und Ergebnisse des Nachgiebigkeitsfrequenzgangs als kombiniertes Optimierungsziel zulässt und somit eine sinnvolle Topologieoptimierung der mechanischen Strukturen ermöglicht. Die hierbei gewonnene Gestaltungsmöglichkeit bei der Definition des Optimierungszieles kann jedoch nur durch große Sorgfalt bei der Gewichtung der statischen und dynamischen Lastfälle Erfolg versprechend genutzt werden. Als Nachteil bleibt der große Rechenaufwand, der pro Iteration die statischen Lastfälle und die Frequenzganganalyse beinhalten muss, so dass diese Methode momentan nur für kleinere Komponentenmodelle geeignet ist und in jedem Fall für nicht zu optimierenden Komponenten eine Modellreduktion erforderlich macht.

Als weitere geeignete Methode kann die Parameteroptimierung angesehen werden, da mit Ihr Optimierungsziele im Nachgiebigkeitsfrequenzgang und in der Prozessstabilitätskarte direkt berücksichtigt werden können. HELLER analysiert in Zusammenarbeit mit Dynardo zunächst

am Modell einer Frässpindel mit 46 kontinuierlich variierten Parametern (lokale Steifigkeiten und Dämpfungen) und 10 diskret variierten Parametern (Werkstoffen) die Sensitivitäten und ermittelt eine optimale Konfiguration bezüglich der Optimierungsziele

- Amplitude im Nachgiebigkeitsfrequenzgang
- Schwinggeschwindigkeit durch Unwuchterregung an Werkzeug oder Spindel.

Die Ergebnisse der Untersuchungen weisen auf zukünftige Entwicklungspotentiale hin.

Abbildung 11-5 zeigt links die Variation der Ergebnisse im Nachgiebigkeitsfrequenzgang und die optimale Konfiguration (rot) sowie rechts deren zugehörige Parameter.

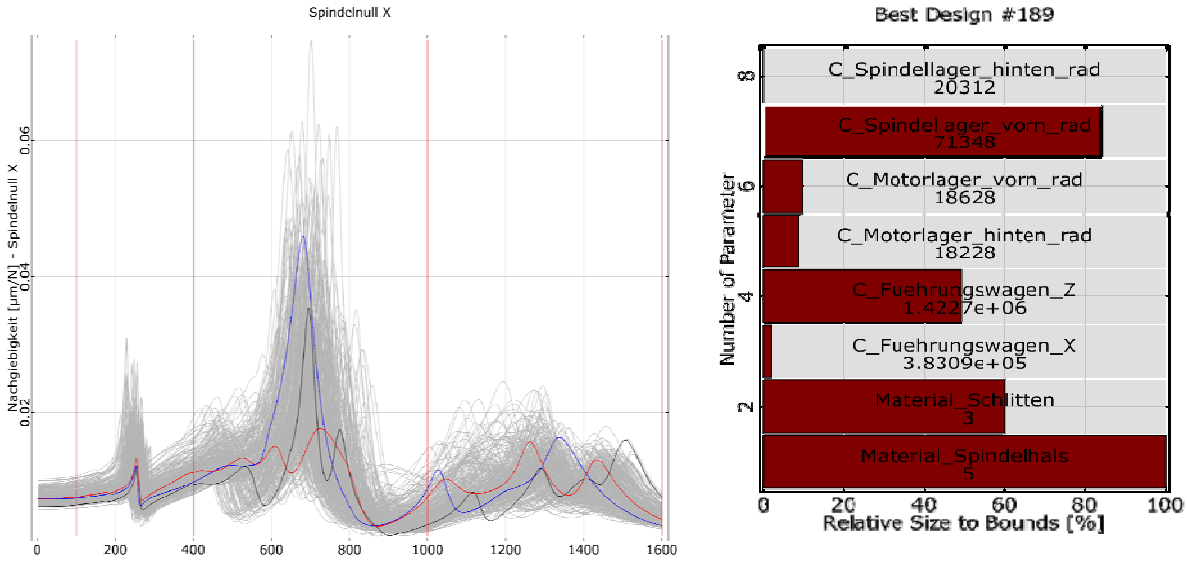


Abbildung 11-5: Ergebnisse der Parameteroptimierung

Weitere Möglichkeiten für die Maschinensimulation und –optimierung ergeben sich durch die Kopplung von Strukturmechanik und Regelungstechnik. Mit den SimCAT-Methoden ist es nun möglich, Führungs- und Störverhalten im Frequenz- und Zeitbereich zu simulieren, so dass bei HELLER konkrete Fragestellungen im Entwicklungsprozess durch Simulation beantwortet werden können. Dies sind:

- Ermittlung von Regelungsparametern, einstellbarem Ruck, Positionierzeiten
- Ermittlung von realistischen Nachgiebigkeitsfrequenzgängen im geregelten Zustand

Für die Einbindung des Softwarewerkzeugs CutPro in die SimCAT-Entwicklungsmethoden wurden zahlreiche Untersuchungen zur Evaluierung simulierter Stabilitätskarten (auf Basis gemessener Nachgiebigkeitsfrequenzgänge) anhand gemessener Stabilitätskarten durchgeführt. Die Ergebnisse deuten auf Defizite von CutPro bei der Vorhersage der Prozessstabilität bei der Leistungszerspanung hin.

11.6 Ergebnisse und Mehrwert

Abbildung 11-6 zeigt beispielhaft anhand des Nachgiebigkeitsfrequenzganges einer Frässpindel die durch SimCAT-Methoden erzielten Verbesserungen über einem breiten Frequenzbereich. Die gewonnenen Erkenntnisse werden in einer zukünftigen HELLER-Maschinengeneration umgesetzt.

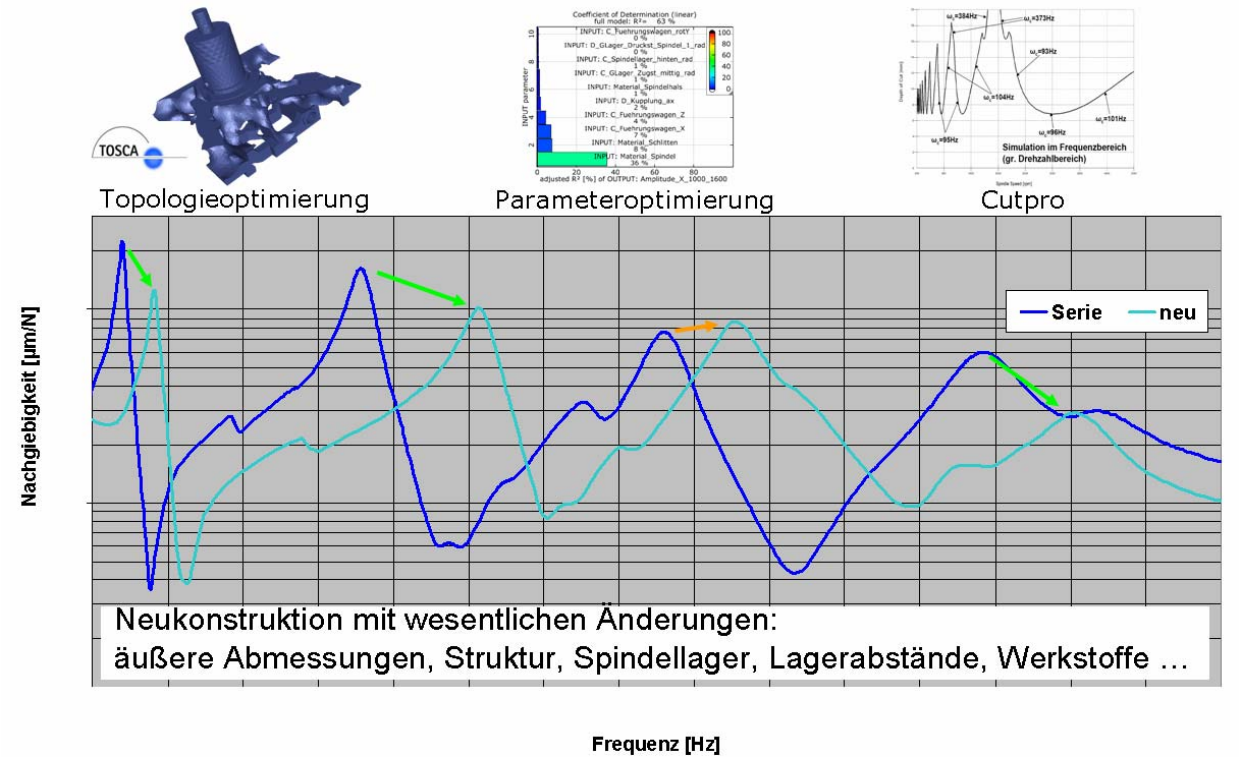


Abbildung 11-6: Angewendete Methoden und erreichte Ergebnisse im Nachgiebigkeitsfrequenzgang

Der Einsatz der SimCAT-Methoden in der Produktentwicklung bei HELLER führt zu folgenden Erfahrungen:

Statische Steifigkeit	+5…40	%
Maschinengenauigkeit (Geradlinigkeit der Bewegung)	+40…60	%
Masse von Großgussteilen (Materialkosten)	-28…0	%
Typkosten für Modellbau	-40…0	%
Regelungsparameter der Vorschubachsen	+20…50	%
Positionierzeiten der Vorschubachsen	-33…-8	%
Prozessstabilität für unterschiedliche Fräsprozesse	-40…+80	%

Die teilweise unbefriedigenden Ergebnisse bei der Prozessstabilität können u.U. den Einschränkungen der Methoden A und B der Topologieoptimierung zugerechnet werden, wodurch Methode C ihre Existenzberechtigung erhält.

Insgesamt kann für die mit den SimCAT-Methoden entwickelten Werkzeugmaschinen von einer Steigerung der Produktivität um 3…5% ausgegangen werden.

11.7 Ausblick

Da die SimCAT-Prozessketten bzgl. der Optimierung zuverlässige Eingangsgrößen benötigen, ist es erforderlich, ein prognosesicheres Softwarewerkzeug für die Beurteilung der Prozessstabilität von Leistungszerspanungsprozessen zur Verfügung zu haben.

Beim Abgleich experimentell im Bearbeitungsprozess und simulativ mit CutPro ermittelter Stabilitätskarten zeigen sich jedoch momentan deutliche Abweichungen. Hierdurch ist Handlungsbedarf bzgl. der Weiterentwicklung des Softwarewerkzeugs sichtbar, dem in einer Aufstockung des Projektes mit interessierten Partnern aus SindBap und SimCAT Rechnung zu tragen ist.

12 Anwenderbericht INDEX Werke GmbH & Co. KG

Dr. Andreas Melchinger, Index Werke GmbH & Co. KG

Ernst-Ulrich Schmitz, Index Werke GmbH & Co. KG

12.1 Zusammenfassung

Die INDEX-Werke GmbH & Co. KG verfolgte im Projekt das grundlegende Ziel, eine prognosefähige Simulation der Maschinendynamik unter Einbeziehung geregelter Antriebe zu erreichen. Hierfür wurden in enger Kooperation mit den beteiligten Projektpartnern Arbeiten in allen drei Ebenen des Projektes durchgeführt.

An durch Gewindespindeln angetriebenen Achsen gelang es, die dafür notwendige Simulationsmethodik erfolgreich einzusetzen. Hierfür war sowohl die Entwicklung von Teilmodellen der einzelnen Komponenten eines Antriebsstrangs, als auch die Erprobung neuer Rechenmethoden, wie der Substrukturtechnik, erforderlich. Die Verifikation der Modelle konnte während der Projektlaufzeit lediglich an Messungen einer kompletten Maschine und mit linearen Modellen durchgeführt werden und ist vor allem im höheren Frequenzbereich und bei der Berechnung von Positioniervorgängen noch nicht zufriedenstellend.

Die experimentelle Bestimmung von Dämpfungswerten einiger Linearführungen stellt eine erfreuliche Entwicklung dar, welche zukünftig auf weitere Maschinenkomponenten ausgedehnt werden muss. Im Rahmen von Sensitivitätsstudien an Modellen ohne modale Dämpfung konnte gezeigt werden, dass es prinzipiell möglich ist, Maschinen gezielt hinsichtlich optimaler dynamischer Nachgiebigkeiten zu konstruieren und an welchen Stellen hierfür eingegriffen werden muss.

Neue Themenfelder, wie die Verwendung von großen Verfahrwegen im Finite-Element System oder die virtuelle Inbetriebnahme und Parametrierung von Maschinenachsen am Echtzeitsystem wurden prototypisch erprobt.

Insgesamt wurde das Ziel einer prognosefähigen Simulation der Maschinendynamik im Projekt noch nicht vollständig erreicht. Es ist aber bereits jetzt ein Mehrwert durch die Anwendung der neuen Simulationsmethodik in vergleichenden Studien und die Verbesserung des Systemverständnisses gegeben. Ferner wurden Wege aufgezeigt, auf denen in naher Zukunft weitere Potentiale erschlossen werden können.

12.2 Problemstellung

Die bei INDEX zu Beginn des Projektes vorliegende Ausgangssituation war dadurch gekennzeichnet, dass sich dynamische FE-Berechnungen auf rein mechanische Modelle beschränkten. Aus den in diesem Umfeld typischen Rechenläufen „reelle Eigenwertanalyse“ und „Nachgiebigkeitsfequenzgänge mit modalen Dämpfungen“ können vergleichende Aussagen bezüglich zweier mechanischer Modellvarianten abgeleitet werden. „Kritische“ Eigenformen können von „unkritischen“ Eigenformen unterschieden werden. Ferner kann die

Lage der niedrigsten mechanischen Eigenfrequenz in einem KGT abgeschätzt werden, die den KV des Reglers begrenzt.

Durch das Fehlen der elektrischen Komponenten im Modell ist es aber nicht möglich, Aussagen über das Führungs- und Störverhalten der Maschinenachsen zu treffen. Sämtliche, mit den Regelkreisen zusammenhängende Effekte bleiben unberücksichtigt. Die Modellierung der Dämpfung über modale Dämpfungsverhältnisse ist zwar elegant, bleibt aber technisch unbefriedigend, weil die Dämpfung nicht den einzelnen Komponenten zugeordnet werden kann. Jedes FE-Modell stellt eine Annäherung an die realen Verhältnisse dar, bei welcher der bestmögliche Kompromiss zwischen Modellierungsaufwand (wie genau müssen die physikalischen Eigenschaften eines Teilsystems abgebildet werden) und gewünschter Abbildungsgenauigkeit gefunden werden muss. In der Dynamik spielen Nichtlinearitäten wegen des transienten Verlaufs der vorgegebenen und zu berechnenden Größen eine noch bedeutendere Rolle als in der Statik. Unglücklicherweise steigt beim Berücksichtigen von Nichtlinearitäten neben dem Modellierungsaufwand auch der erforderliche Rechenaufwand stark an, so dass das Finden eines geeignet abstrahierten nichtlinearen Modells den Erfolg der Berechnung wesentlich beeinflusst.

12.3 Zielstellung für das Projekt

Für die INDEX-Werke GmbH & Co. KG stellt die prognosefähige Simulation der Prozessfähigkeit samt den zu erwartenden erreichbaren Prozessparametern einer Maschine die grundlegende Zielstellung dar. Bei vollständigem Erreichen dieses Ziels könnte die Entwicklung neuer Maschinen exakt auf die gewünschten Maschineneigenschaften ausgelegt werden, wodurch Entwicklungskosten und -zeiten gespart werden und das Verhältnis Preis/Leistung des fertigen Produkts optimiert werden kann. Diese grundlegende Zielstellung lässt sich grob in die zwei Teile: „prognosefähige Modellierung der Maschinendynamik“ und „Simulation des Zerspanprozesses bei gegebener Maschinendynamik“ zerlegen, wovon sich INDEX im Projekt SimCAT auf den immer noch ehrgeizigen ersten Teil beschränkt, weil sich damit bereits wesentliches Verbesserungspotential bei der Entwicklung neuer Maschinen ausschöpfen lässt.

Hieraus leiten sich folgende Teilziele ab:

1. erstes wesentliches Teilziel ist die Verfügbarkeit der gekoppelten Simulation (Mechanik mit Berücksichtigung der Regelkreise) samt zugehöriger Rechentechniken, weil auf dieser Basis erst alle weiteren Problemstellungen sinnvoll untersucht werden können. Die prinzipielle Funktionsfähigkeit der Simulationssoftware muss in diesem Schritt überprüft werden.
2. Ein zweites Teilziel stellt die Integration und Parametrierung lokaler Dämpfung in FE-Modellen dar. Hierbei soll die modale Dämpfung teilweise oder ganz ersetzt werden.
3. Durch eine Verifikation der zunächst linearen Simulationsmodelle beginnend von einzelnen Achsen bis zum Gesamtmaschinenmodell soll das Systemverständnis erweitert werden. Gleichzeitig sollen Hinweise für die Grenzen linearer Modelle erhalten werden.

4. Durch Anwenden der Methodik auf neue Maschinenkonzepte ist die Prognosefähigkeit nachzuweisen.

12.4 Lösungsansätze und prototypische Anwendung

12.4.1 Lösungsansätze im Gesamtprojekt

Um die Teilziele aus 1.3 zu erreichen, wurden vielfältige Aktivitäten im Konsortium durchgeführt. Die INDEX-Werke haben den Aktivitäten der Projektpartner, insbesondere der Softwarefirmen und der Forschungsinstitute zugearbeitet, beispielsweise durch die Bereitstellung von Geometriedaten für Simulationen und die Erarbeitung einer Spezifikation, wie ein Reglerelement zur Simulation von Werkzeugmaschinenachsen aufgebaut werden muss. Detaillierte Informationen über die einzelnen Arbeitsschritte sind den Berichten der ausführenden Projektpartner zu entnehmen.

12.4.2 Prototypische Anwendung der Teillösungen bei INDEX

1. Einbau und Erprobung des in PERMAS integrierten Reglerelements CONTROL8 in verschiedene Modelle. Wir sprechen im Folgenden von „gekoppelter Simulation“, wenn in den FE-Modellen auch die Regelkreise berücksichtigt sind.
2. Verwenden der von BRL bestimmten Dämpfungswerte von Linearführungen in einem Prüfstandsmodell der TNX65.
3. Verifikation der gekoppelten Simulation an vermessenen G250 Maschinenachsen und KGT Prüfstand mit unterschiedlichen Modellen.
4. Untersuchung der Prognosefähigkeit durch die Anwendung der Methode auf neue Maschinenkonzepte.

12.5 Ergebnisse und Mehrwert

12.5.1 Gekoppelte Simulation I: Modellierung Systemverständnis

Komponentenmodellierung

Im Projekt wurde die gekoppelte Simulation ausschließlich auf Achsen mit Kugelgewindetrieben angewendet. Wenn keine Regelung im Modell implementiert ist, ist die Nachbildung des Kugelgewindetriebs als Feder mit der Gesamtsteifigkeit hinreichend. Mit der Verwendung des Reglerelementes sind jetzt detaillierte Kugelgewindetriebsmodelle erforderlich, welche sowohl den rotatorischen, als auch den translatorischen Strang der beteiligten Nachgiebigkeiten modellieren und ferner die durch die Steigung der Spindel festgelegte Kinematik des Antriebs richtig abbilden. Für weitere Komponenten, wie Riementrieb, Antriebsmotor und Sensorik (Motormeßsystem, direktes Meßsystem) mussten Modelle gefunden werden. Die prinzipielle Funktionsfähigkeit des Regler Elements CONTROL8 ist daraufhin an einem Achsprüfstandsmodell mit vereinfachter Geometrie erfolgreich nachgewiesen worden. Mit

diesen mechatronischen Achsmodellen sind viele neue Parameter hinzugekommen, welche die beteiligten elektrischen und mechanischen Komponenten beschreiben. Für die praktische Parametrierung solch komplexer Modelle muss neben der genauen Kenntnis der Komponenteneigenschaften ein detailliertes Systemverständnis vorhanden sein.

Masse-Feder-Dämpfer Modelle

Um solch ein Systemverständnis zu gewinnen, wurden Massepunkt-Feder-Dämpfer Modelle aufgebaut. Das einfachste untersuchte Modell besteht aus den 3 Massen „Rotor“, „Spindelwelle“ und „Schlitten“, welche über die zwei Feder/Dämpfer-Elemente „Riementrieb“ und „Spindelmutter“ miteinander gekoppelt werden. Die Kinematik (Übersetzung der Drehbewegung des Rotors durch den Riemen auf die Spindelwelle und Umsetzung deren Rotation in Vorschubbewegung durch die Spindelmutter) ist in diesem Modell durch MPC-Bedingungen, mit denen die Freiheitgrade der Knoten im Teilsystem gekoppelt werden, eingebracht. Abbildung 12-1 zeigt zunächst zwei Frequenzgänge, welche den mechanischen Teil des Modells charakterisieren: den Mechanikfrequenzgang und die Drehzahlregelstrecke des Modells. Das Modell ist hinsichtlich der Steifigkeits- und Masseparameter mit den Katalogdaten der Komponentenhersteller bzw. der Geometrie aus dem CAD parametriert; die Dämpfungswerte sind geschätzt. In der Abbildung ist zu sehen, dass die Rechnung genau zwei Resonanzstellen hat, denen die zwei folgenden Schwingungsformen zugeordnet sind:

- „Spindelschwingung“ bei der niedrigeren Resonanzfrequenz: die Spindel tordiert (und wird gestaucht) während sich die Schlittenmasse gegen die Vorschubrichtung bewegt.
- „Riemenschwingung“ bei der höheren Resonanzfrequenz: Motorritzel und Zahnriemenrad rotieren gegeneinander, während sich die Schlittenmasse nur wenig bewegt.

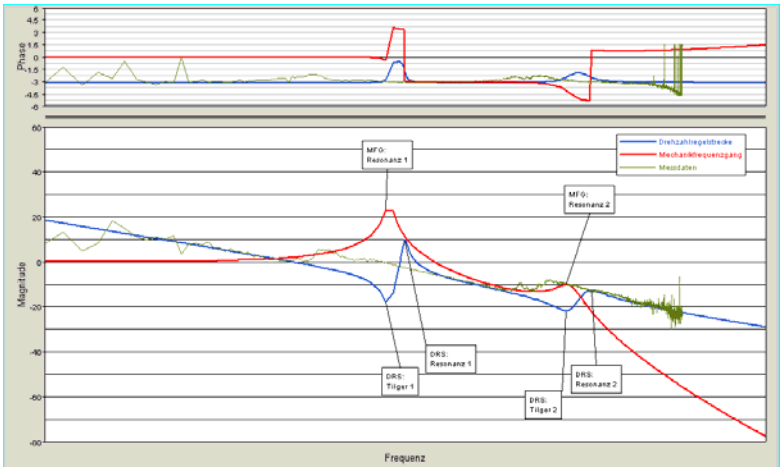


Abbildung 12-1: Mechanikfrequenzgang und Drehzahlregelstrecke eines einfachen Masse-Feder-Dämpfer Modells mit Messdaten einer realen Achse

Im Diagramm der Abbildung 12-1 ist ferner ein mit einer realen Achse (X1 Achse unserer Maschine G250; siehe dazu auch Abschnitt 1.5.2) aufgenommener Frequenzgang eingetragen, der wesentlich mehr Resonanzstellen aufweist (5 davon sind leicht zu erkennen). Es sind

jedoch auch zwei „Hauptresonanzen“ zu sehen, bei denen sich jeweils merklich Masse vom Antrieb abkoppelt. Durch Anpassen der wenigen Modellparameter gelingt es zwar leicht, den berechneten Frequenzgang an den gemessenen anzupassen; hierbei müssen jedoch die beiden Parameter Spindelmuttersteife und Rotorträgheit gegenüber der Realität zu klein angenommen werden.

Wird das Modell um zusätzliche Federn und Massen erweitert, so entstehen weitere Resonanzstellen, mit denen sich die an der realen Achse vorhandenen Komponenten wie z.B. Spindellager, Überlastkupplung, Motorwellensteifigkeit, … näherungsweise abbilden lassen. Ein Beispiel hierfür zeigt Abbildung 12-2. Dort ist im oberen Teil der Abbildung die gerechnete Drehzahlregelstrecke mit 4 Resonanzstellen zusammen mit den Messdaten zu sehen. Die Abbildung der reinen Mechanik gelingt mit diesem Modell recht gut; trotzdem sind beim Führungsfrequenzgang des Drehzahlreglers vor allem im Bereich hoher Frequenzen deutliche Abweichungen von den Messwerten zu sehen (s. Abb. 12-2 unten). Durch Verringern der Zeitkonstante des Stromregelkreises und Vergrößern der Proportionalverstärkung K_P des Drehzahlregelkreises kann diese Abweichung verringert werden. Die vollständige Identifikation der Parameter dieser Modelle - so dass mechanische und elektrische Frequenzgänge befriedigende Übereinstimmung zeigen - ist manuell kaum zu leisten, kann aber mit Optimierungsmethoden durchgeführt werden. Der Mehrwert liegt für INDEX vor allem in der Gewinnung eines Systemverständnisses und der schnellen Durchführung von „was - wäre - wenn Studien“, da derartige Modelle Rechenzeiten im Sekundenbereich haben. Ferner eignen sich diese Modelle zum Studium des Einflusses von Nichtlinearitäten, was im Rahmen des Projektes leider nicht mehr umfassend untersucht werden konnte.

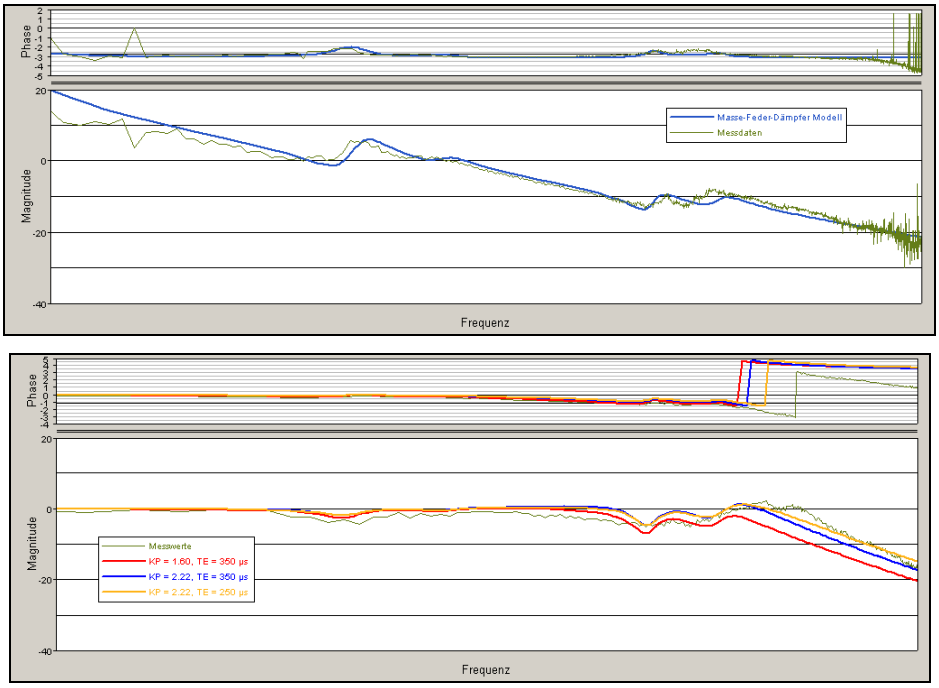


Abbildung 12-2: oben: Drehzahlregelstrecke eines komplexeren Masse-Feder-Dämpfer Modells mit Messdaten einer realen Achse; unten: zugehöriger Führungsfrequenzgang Drehzahlregler

12.5.2 Gekoppelte Simulation II: Maschinenmodelle

Modellreduktion

Abbildung 12-3 zeigt das FE-Modell unserer Maschine G250 bestehend aus Unterkastenstruktur, Maschinenbett, Haupt- und Gegenspindel, sowie Werkzeugträger 1 mit den Achsen X1, Y1 Z1 und B1. Die Achsen X1 (Zustellung des Werkzeugs) und Z1 (Längsachse: Bewegung des Bettschlittens auf dem Maschinenbett) wurden geregelt implementiert. Dieses Modell enthält rund 536000 Knoten und 1000000 Elemente, was insgesamt einer Anzahl von etwa 1860000 Freiheitsgraden entspricht. Die Berechnung von 864 reellen Eigenformen (entspricht 0 bis 1200 Hz Eigenfrequenzbereich) dauert auf einem PC System etwa 9 Stunden. Weil sämtliche im Frequenzbereich durchgeführten dynamischen Berechnungen zunächst eine reelle Eigenformanalyse benötigen ist es zwingend erforderlich, die Anzahl der Freiheitsgrade deutlich zu reduzieren. Dazu wird das Modell in zwei Teilmodelle – eine sog. Subkomponente und eine Topkomponente – zerlegt. Abb. 12-4 zeigt die Topkomponente, in der alle diejenigen Elemente enthalten sind, auf die bei der Berechnung zugegriffen werden soll. Alle anderen Elemente sind in der Subkomponente und werden in der Kondensationsrechnung nach dem Verfahren von Craig-Bampton in Matrizen kondensiert, die für weitere Berechnungen mit der Topkomponente nur noch eingelesen werden müssen.

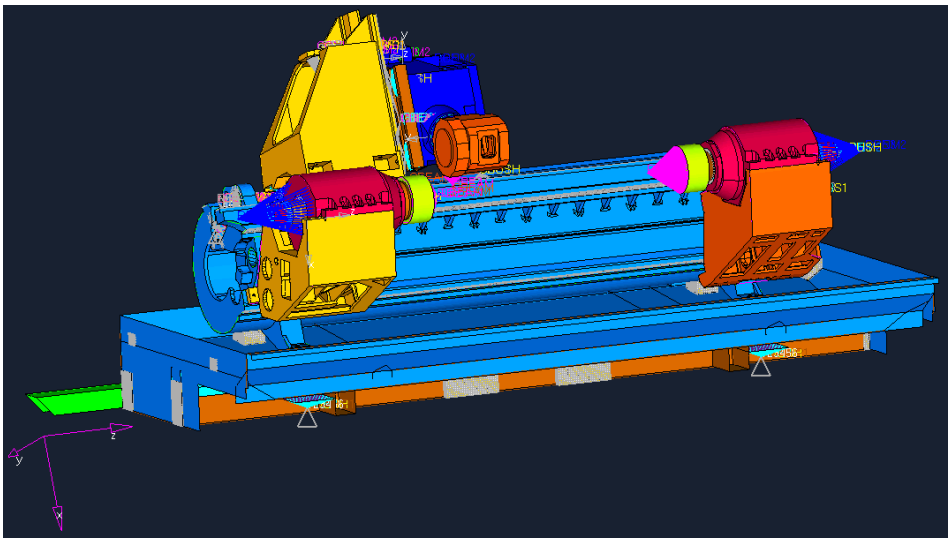


Abbildung 12-3: FE-Gesamtmodell der INDEX G250 (Netz ausgeblendet)

In der Topkomponente sind die kompletten Antriebsstränge mit Aktorik und Sensorik der beiden geregelten Achsen X1 und Z1 enthalten. Abbildung 12-4 zeigt außerdem die modellierten Linearführungswagen und die Elemente der „Führungsschienen“ der beiden geregelten Achsen, mit denen die Achsen über große Verfahrwege bewegt werden können. Ferner sind die 4 Aufstellelemente und zwei steife Balkenelemente für Werkzeug und Werkstück an der Bearbeitungsstelle zu sehen. Die Topkomponente enthält insgesamt rund 3000 Knoten, 2500 Elemente, was noch etwa 8500 Freiheitsgraden entspricht. Es wurden zwei Kondensationsrechnungen mit folgendem Ergebnis durchgeführt:

- eine Kondensation mit 200 Moden ergibt einen Fehler in den Eigenfrequenzen kleiner als 0.1 Hz für Frequenzen kleiner 175 Hz. Rechenzeit (ohne den Einsatz des MLDR Solvers): rund 11 Stunden.
- eine Kondensation mit 850 Moden ergibt einen Fehler in den Eigenfrequenzen kleiner als 0.1 Hz für Frequenzen kleiner 555 Hz. Rechenzeit (ohne den Einsatz des MLDR Solvers): rund 20 Stunden.

Ist die Kondensationsrechnung durchgeführt, können die reellen Eigenformen der Topkomponente in wenigen Minuten durchgeführt werden. Man erhält damit eine etwa um den Faktor 180 schnellere Rechenzeit, als mit dem kompletten Modell. Dadurch wird es möglich, eine Vielzahl von Parametern schnell zu variieren um z.B. die Achse zu parametrieren oder die Einflussgrößen zu ermitteln, die das Verhalten der Antriebe dominieren.

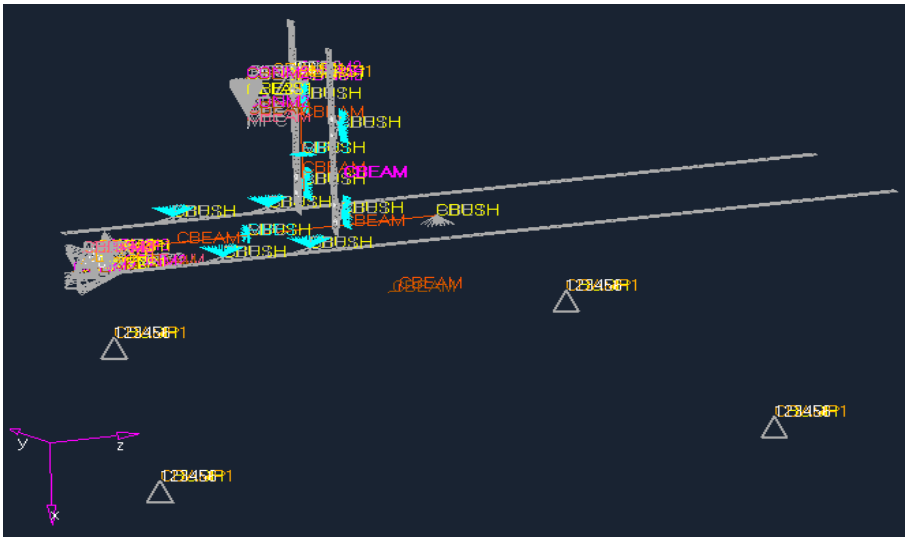


Abbildung 12-4: Topkomponente des INDEX G250 FE-Modells

G250-Modell Frequenzgänge und Verfahrbewegungen; Verifikation der Modelle

Mit dem Substrukturmodell lassen sich jetzt verschiedene Frequenzgänge in einem Arbeitspunkt, sowie Verfahrbewegungen der beiden Achsen berechnen. Vergleicht man die Drehzahlregelstrecke und den Mechanikfrequenzgang mit den Messdaten, so sind ähnliche Unterschiede, wie bereits beim Masse-Feder-Dämpfer Modell festzustellen (s. Abschnitt 1.5.1). Ergänzend zu den dort gezeigten Ergebnissen ist in Abbildung 12-5 der gemessene Mechanikfrequenzgang der X1-Achse zusammen mit zwei Simulationsergebnissen zu sehen. Bei der schwarzen Kurve war die Z1-Achse in Regelung (wie auch bei der Messung); bei der gelben Kurve lediglich am Motor geklemmt. Die Übereinstimmung mit beiden Rechenergebnissen ist nicht wirklich befriedigend. Die Ursachen hierfür sind im Einzelnen noch nicht geklärt und Gegenstand weiterer Untersuchungen.

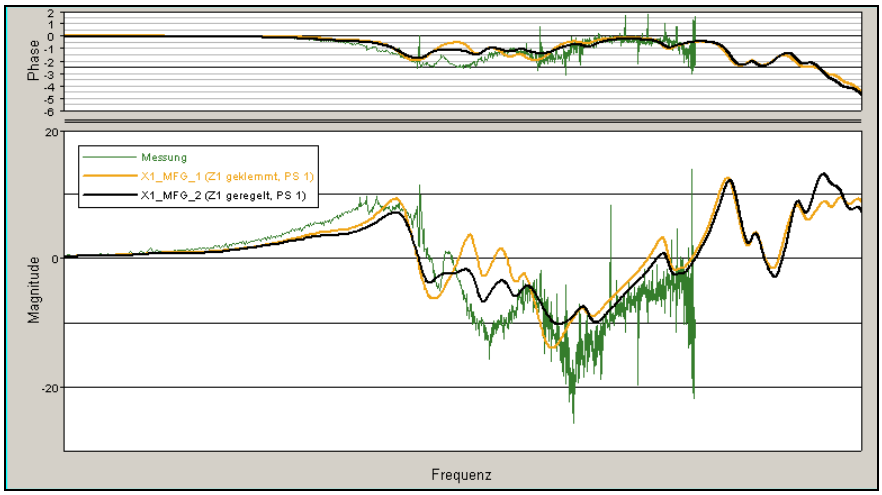


Abbildung 12-5: Mechanikfrequenzgang der X1-Achse: Simulation und Messung.

Abbildung 12-6 zeigt einen Störfrequenzgang mit Krafteinleitung und Auswertung an der Bearbeitungsstelle für zwei Raumrichtungen.

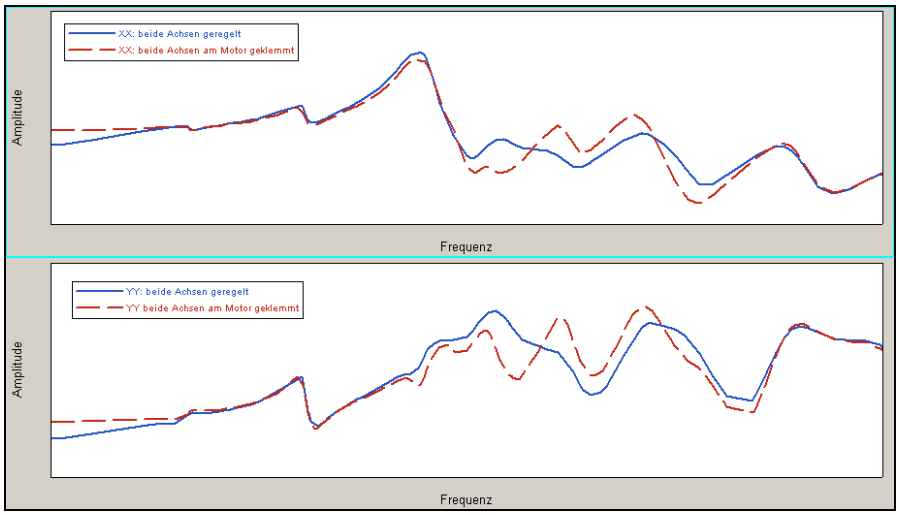


Abbildung 12-6: Störfrequenzgänge des INDEX G250 FE-Modells

Die Frequenzgänge wurden einmal mit geklemmten Motorwellen ohne Regelkreise und einmal mit Regler berechnet. Man erkennt deutlich die Verringerung der Nachgiebigkeit für kleine Frequenzen.

Ein Beispiel für eine sprungartige Verfahrbewegung der X1-Achse ist in Abbildung 12-7 zu sehen. Hier wurde als Sollkurve ein Sprung um 0.2 mm in einer Zeit von 3 ms vorgegeben. Auch hier ist die Übereinstimmung mit den Messdaten nicht gegeben; außerdem ist zu sehen, dass im Modell gegenüber der Realität wohl noch zu wenig Dämpfung enthalten ist. Das prinzipielle Verhalten beim Ändern einzelner Parameter ist aber auch bei dieser Berechnungsart durchaus plausibel.

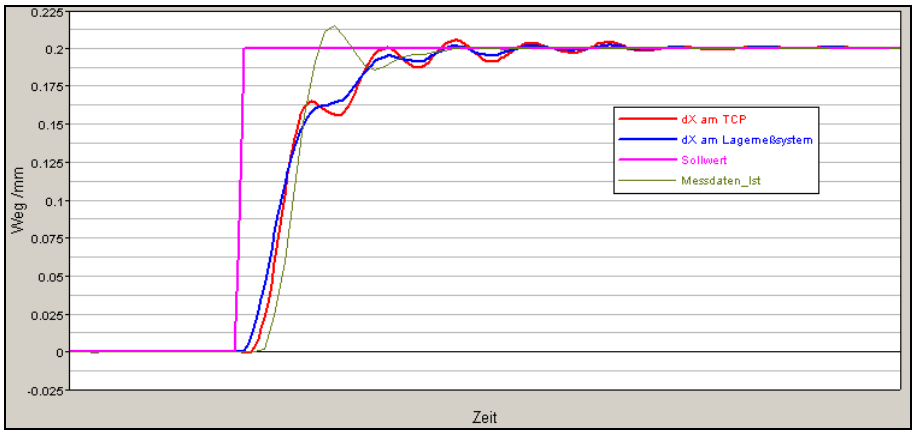


Abbildung 12-7: Verfahrbewegung „Sprung“ der X1-Achse

12.5.3 Lokale Dämpfung, Sensitivitätsanalyse

Messung von Dämpfungswerten für Linearführungen

Mit Hilfe eines im Projekt entwickelten Prüfstands wurden von der Firma Bosch-Rexroth AG Linear Motion and Assembly erstmalig Dämpfungswerte von Linearführungen bestimmt. Derartige Führungen sind in der Maschine TNX65 unserer Tochterfirma Traub in mehreren Achsen verbaut, so dass mit den vorliegenden Messwerten erfolgreich lokalisierte Dämpfung in Form von viskosen Dämpferelementen in die zugehörigen Maschinenmodelle eingebracht werden konnten. Der Mehrwert solcher Komponentendaten ist bereits erkennbar. Das vollständige Potential kann aber erst dann erschlossen werden, wenn verlässlichen Daten für weitere wichtige Komponenten, wie Kugelgewindetriebsmuttern, Lager, Kupplungen, Getriebe, Schraubverbindungen, etc. vorliegen.

Sensitivitätsstudie mit lokalisierter Dämpfung

Ein Prüfstandsmodell der Maschine TNX65 bestehend aus Maschinenbett, Hauptspindeleinheit und eines XYZ-Werkzeugträgers wurde so parametrisiert, dass überhaupt keine modale Dämpfung mehr enthalten sind. Neben viskosen Dämpferelementen aller Lagerstellen und Führungen wurde auch Strukturdämpfung für verschiedene massive Bauteile des Modells vorgesehen. Man erhält damit in diesem Modell insgesamt 104 verschiedene Parameter, welche die Dämpfung beschreiben. Nun wurde mit Hilfe der Software OptiSlang der Firma dynardo GmbH eine Sensitivitätsstudie aller dieser Parameter bezüglich ihrer Auswirkung auf die Amplituden aller Resonanzstellen im Nachgiebigkeitsfrequenzgang eines relevanten Frequenzbereichs durchgeführt. Das Ergebnis dieser Studie zeigt, dass lediglich 9 der 104 Parameter einen wesentlichen Einfluss auf die dynamischen Nachgiebigkeiten zeigen (siehe Abb. 12-8). Darunter befinden sich neben der Strukturdämpfung einiger Baugruppen in der Hauptspindel auch lokale Dämpfungswerte an einzelnen Linearführungswagen der Werkzeugträgereinheit.

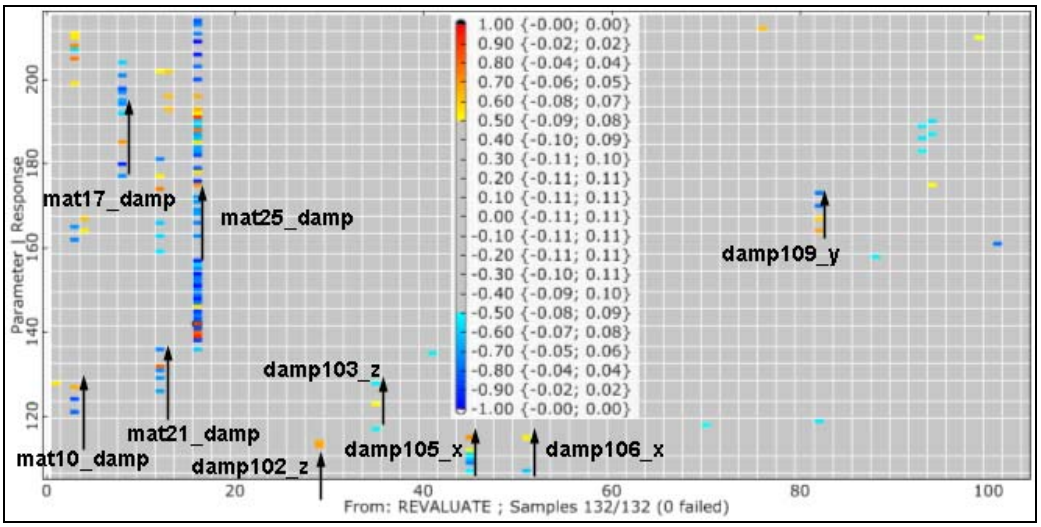


Abbildung 12-8: Ergebnis einer Sensitivitätsanalyse: Korrelationen > 0.5 in Farbe

Wegen der geringen Anzahl sensitiver Parameter wird durch solche Studien klar aufgezeigt, dass es prinzipiell möglich ist, Maschinen gezielt hinsichtlich optimaler dynamischer Nachgiebigkeiten zu konstruieren und an welchen Stellen eingegriffen werden muss. Für das vollständige Ausschöpfen dieses Potentials müssen aber noch umfassende weitere Studien, begleitet durch entsprechende experimentelle Anstrengungen durchgeführt werden.

12.5.4 weitere bearbeitete Themen

Große Verfahrwege im FE Simulationssystem

Wird ein Simulationsmodell, das Reglerelemente enthält im Zeitbereich berechnet, so können vom Antrieb her betrachtet mit jeder Achse beliebige Sollkurven verfahren werden. Andererseits werden im FE-Modell die berechneten Verschiebungen immer auf das Ursprungsmodell bezogen, in dem die Achsen in ihren Ausgangspositionen stehen. Diese Vorgehensweise führt nur dann zu keinen Fehlern, wenn die Eigenformen des Modells sich nicht wesentlich ändern. Dies bedeutet, dass nur kleine Verfahrbewegungen um einen Arbeitspunkt durchgeführt werden dürfen. Um diese Einschränkung aufzuheben entwickelt die Fa. INTES eine Methode, mit Hilfe der inkompatiblen Netzkoppelung auch im FE-Simulationssystem größere Verfahrwege unter Beibehaltung der vollständigen Deformierbarkeit der bewegten Körper berücksichtigen zu können. Diese Methode ist bisher für lineare Achsen implementiert und wurde am Beispiel des Modells unserer Maschine G250 prototypisch überprüft. Ein Mehrwert entsteht für INDEX dadurch, dass FE- und MKS- Funktionalitäten an ein und demselben Modell mit einem Solver verfügbar werden. Die Einschränkung auf lineare Verfahrbewegungen sollte möglichst schnell beseitigt werden.

Echtzeitsimulation

INDEX leistete in Ebene 3 Zuarbeit für die Entwicklung der Echtzeitsimulation, indem Achsen vermessen, sowie Geometrie und Komponentendaten zur Verfügung gestellt wurden. Entgegen ursprünglicher Bedenken zeigte sich, dass durchaus Modelle mit mehreren Achsen in Echtzeit

an einer realen Steuerung betrieben werden können. Dies eröffnet prinzipiell die Möglichkeit, eine „virtuelle Inbetriebnahme“ am (stark vereinfachten) Echtzeitmodell einer noch nicht real existierenden Maschine durchzuführen, oder auch unterschiedliche Parametrierungen der Achsen virtuell erproben zu können. Allerdings ist ein realer Mehrwert nur dann gegeben, wenn das Echtzeitmodell prognosefähig ist. Im Projekt konnte gezeigt werden, dass ein durch automatische Parametrierung an einer vermessenen realen Achse identifiziertes Echtzeitmodell vernünftige Eigenschaften zeigt. Dies stellt aber noch keine Absicherung der Prognosefähigkeit dar. Insbesondere sind die erforderlichen Modellparameter bisher nicht aus Datenkatalogen ableitbar.

Kugelgewindetriebsprüfstand

Am wbk wurde unter Mitwirkung der im Projekt vertretenen Anwender und Komponentenlieferanten ein Achsprüfstand aufgebaut, auf dem sowohl die Z1-, als auch die X1-Achse unserer G250 eingebaut und vermessen werden können. Wegen der späten Verfügbarkeit des Prüfstandes im Projekt liegen uns erst seit kürzerer Zeit lediglich einige Daten der Z1-Achse vor. Ein PERMAS Simulationsmodell ist ebenfalls noch nicht vorhanden. Die gemessene Drehzahlregelstrecke und der Mechanikfrequenzgang der Z1-Achse unterscheiden sich deutlich von den an der Maschine gemessenen Frequenzgängen. Aus diesen Unterschieden und der vereinfachten Struktur des Prüfstandes im Vergleich zur Maschine erhoffen wir uns im Nachlauf des Projektes eine verbesserte Verifikation der Simulationsmodelle.

12.6 Fazit und Ausblick

Das erste in Abschnitt 1.3 genannte Teilziel, die Verfügbarkeit der gekoppelten Simulation, wurde im Projekt vollständig erreicht. Das zweite Teilziel, die Bestimmung und Verwendung lokaler Dämpfung, wurde exemplarisch (für die vermessenen Komponenten) erreicht, die Ermittlung von Komponenteneigenschaften muss aber durch die Hersteller noch weitergeführt werden. Die Verifikation der bestehenden linearen Modelle mit Hilfe vermessener Maschinenachsen (Teilziel 3) ist noch unbefriedigend. Dieses Thema wird auch über die Projektlaufzeit hinaus weiter bearbeitet werden müssen; insbesondere erwarten wir einen weiteren Fortschritt vom Vergleich der Simulation mit den Messungen des Kugelgewindetrieb Prüfstandes beim wbk Karlsruhe (siehe Abschnitt 1.5.4). Auch lässt sich die Frage nach den Grenzen der linearen Modelle noch nicht abschließend beantworten, so dass zur Absicherung der Prognosefähigkeit weiterführende Untersuchungen auf diesem Gebiet erforderlich sind. Weitere zukünftige Themen sind sicher die Anwendung der gekoppelten Simulation bei Direktantrieben, wo sich über statische und dynamische Steifigkeiten ohne die Methode der gekoppelten Simulation nur schwer Aussagen machen lassen. Ferner wird die Methodik zur Zeit auch an alternativen Antriebskinematiken (z.B. Stabkinematiken für 2 Achs Schlittenantriebe) erprobt. Schließlich muss die Integration der Zerspanprozeßsimulation das Thema abrunden.

13 Darstellung der beteiligten Projektpartner

13.1 Index-Werke GmbH & Co. KG Hahn&Tessky

Ansprechpartner: Index-Werke GmbH & Co. KG Hahn & Tessky
Plochinger Str. 92
73730 Esslingen

Dipl.-Ing. Ernst-Ulrich Schmitz
Telefon: (0711) 3191 - 602
E-Mail: ernst-ulrich.schmitz@index-werke.de

Die 1914 gegründete INDEX-Gruppe zählt heute gemeinsam mit ihrem Tochterunternehmen TRAUB zu den weltweit führenden Herstellern von CNC-Drehmaschinen. Mit sechs Produktionsstandorten, davon drei im Ausland sowie Vertriebs- und Servicegesellschaften in Europa, Nord- und Südamerika und China ist die Esslinger Unternehmensgruppe heute international auf den wichtigen Märkten präsent.

Mit rund 2300 Mitarbeitern wurde im Jahr 2005 ein Umsatz von rund 370 Millionen Euro erwirtschaftet. Die INDEX Produktpalette umfasst Produktionsdrehautomaten, Dreh-Fräszentren, Dreh-Schleifzentren, Vertikal-Drehmaschinen und CNC-Mehrspindeldrehautomaten. Die seit 1997 zur Gruppe zählende Traub-Drehmaschinen GmbH & Co. KG, Reichenbach/Fils, konzentriert sich auf die Entwicklung und Herstellung von Universaldrehzentren, Kurz- und Langdrehautomaten sowie Dreh-Fräszentren. Index verfügt damit in der Drehtechnologie über ein außergewöhnlich breites Produktspektrum. Die starke Marktposition des Unternehmens resultiert aus seiner Innovationskraft und seinem hohen Qualitätsanspruch. Hauptgesellschafter der Index-Gruppe ist mit 85% die gemeinnützige Euren und Irmgard Hahn Stiftung.

Mitarbeiter am Projekt: Dipl.-Ing. Ernst-Ulrich Schmitz – Projektkoordination
Dr. rer. nat. Andreas Melchinger – Simulation

13.2 Gebr. Heller Maschinenfabrik GmbH

Ansprechpartner: Gebr. Heller Maschinenfabrik GmbH
Abt: EM5 Vorentwicklung / Berechnung
Gebrüder-Heller-Straße 15
D-72622 Nürtingen

Dr.-Ing. Gerhard Kehl
Telefon: 07022-77-623
Telefax: 07022-77-16-623
E-Mail: gerhard.kehl@heller.de

Vor über 100 Jahren begannen Ernst und Hermann HELLER in Nürtingen mit dem Vertrieb von Werkzeugen und Metallerzeugnissen. Aus den vertriebsorientierten Anfängen entwickelte sich die Gebrüder HELLER Maschinenfabrik GmbH zu einer weltweit agierenden und produzieren-

den Unternehmensgruppe. Heute erwirtschaften weit über 2.000 Menschen für den Firmenverbund einen jährlichen Umsatz jenseits der 300 Mio. Euro Marke. Das Familienunternehmen liefert Lösungen für die produzierende Metallverarbeitende Industrie, insbesondere hochgenaue und hochproduktive Maschinen und Dienstleistungen zur geometrisch bestimmten Zerspanung. Mehr als die Hälfte der erzeugten Waren- und Dienstleistungen wird exportiert.

Mit einem hohen Wertschöpfungsanteil werden an Standorten in Deutschland, Großbritannien, Brasilien und den Vereinigten Staaten Werkzeugmaschinen produziert. Zahlreiche Vertriebs- und Serviceniederlassungen sowie ergänzende Vertriebspartner ermöglichen eine kundennahe Präsenz, gerade im Bereich der prozessorientierten Unterstützung vor und während des Betriebs der weltweit gelieferten Produktionsanlagen.

In der Gruppe sind im Bereich Entwicklung und Konstruktion über fünf Prozent der Beschäftigten fest angestellt.

Kontinuierliche Produktivitätssteigerungen entlang der gesamten Entwicklungsprozesskette werden durch die Verbesserung des Einsatzes computergestützter Methoden und Werkzeuge getragen. Auf konsequenter Einführung der 3D-CAD Modellierung in der Entwicklung zu Beginn der 90er-Jahre basiert die zeitnahe Einführung und Anwendung automatisierter und konstruktionsbegleitender strukturmechanischer Berechnung. Heute stellt die in die Entwicklungsprozesskette integrierte strukturmechanische Simulation des Systemverhaltens einen wesentlichen Stützpfeiler für die Entwicklung zukunftsweisender Maschinen und Anlagen dar.

Dadurch ist es HELLER gelungen, zur Reduzierung der Versuchsaufwendungen und der Verkürzung der Entwicklungszeit beizutragen, unter ständiger Verbesserung der Qualität und Leistungsfähigkeit der entwickelten Maschinen und Anlagen.

Mitarbeiter am Projekt: Dr.-Ing. Gerhard Kehl – Projektleiter; Strukturmechanik-Regelungstechnik-Kopplung, Maschinenmodell-Prozessmodell-Kopplung (Cutpro), Parameteroptimierung, Systemverifizierung an bestehenden Produkten und Einsatz der SimCAT-Methoden in der Produktentwicklung

Dipl.-Ing. (FH) Harald Altstädter -- Topologieoptimierung, Modellreduktion, Einsatz der SimCAT-Methoden in der Produktentwicklung

Dipl.-Ing. Markus Gottwald – Systemverifizierung an bestehenden Produkten und Einsatz der SimCAT-Methoden in der Produktentwicklung (insbesondere Frässpindeln)

13.3 Siemens AG Automation & Drives

Ansprechpartner: Siemens AG
A&D MC RD 2
Frauenauracher Straße 80
91056 Erlangen

Dr.-Ing. Michael Kaever
E-Mail: michael.kaever@siemens.com

In den Bereichen Automatisierungs-, Steuerungs- und Antriebstechnik für Werkzeugmaschinen und Produktionsmaschinen hat das Geschäftsgebiet Automation & Drives der Siemens AG eine anerkannte und führende Kompetenz. Mit der 'SINUMERIK'-Steuerungstechnik sowie der 'SIMODRIVE'-Antriebstechnik ist Siemens seit vielen Jahren leistungsstarker Partner und Ausrüster der Werkzeugmaschinenindustrie in Europa und weltweit. Die neuen 'Simotion'-Steuerungstechnik-Generation wird diese Erfolgsgeschichte im Bereich der Werkzeugmaschinen konsequent fortschreiben und auf den Bereich der Produktionsmaschinen ausdehnen und übertragen.

Kontinuierliche Weiterentwicklung und Innovation, frühzeitig die Möglichkeiten neuer Verfahren und Techniken erforschen und produkttechnisch umzusetzen - in eigener Regie oder im Partnerverbund - war und ist dabei der tragende Leitgedanke.

Siemens Automation and Drives investiert jährlich über sechs Prozent seines Umsatzes in Innovation. 5.500 Mitarbeiter in Forschung und Entwicklung realisieren Jahr für Jahr über 900 Patente. Das Ergebnis: die modernste Produktpalette der Automatisierungs- und Antriebstechnik.

Gerade in einem Gebiet, das einem so starken Wandel unterworfen ist wie die Fertigungs- und Prozessindustrie, engagiert sich Automation and Drives besonders, um neue Trends zu setzen und die technische Entwicklung von morgen mitzubestimmen.

Siemens bietet aus einer Hand ein durchgängiges Spektrum an Produkten und Systemen für alle Branchen und unterstützt Unternehmen, ihre Fertigungs-, Prozess- und Anlagenabläufe zu optimieren. Geringerer Engineering-Aufwand bei der Erstellung von Automatisierungslösungen, niedrigere Life-Cycle-Kosten beim Betrieb von Anlagen und deutliche Verkürzung von Time to Market führen zu einer erheblichen Steigerung der Produktivität und zu höherer Investitionssicherheit.

Mitarbeiter am Projekt: Dr.-Ing. Carsten Hamm – Projektleitung; Projektmanagement Simulation

Dr.-Ing. Guido Stöppler – Entwicklung Antriebssoftware

Dr.-Ing. Thomas Menzel – Produktmanagement

Dipl.-Ing. Stefan Buhl – Simulation NC-Systeme und Produktionsmaschinen

13.4 Bosch-Rexroth Mechatronics GmbH

Ansprechpartner: Bosch Rexroth AG Linear Motion and Assembly Technologies
Ernst-Sachs-Straße 100
97424 Schweinfurt

Matthias Howorka
Telefon: 09721/937536
Telefax: 09721/937555
E-Mail: matthias.howorka@boschrexroth.de

Heinz Roßteuscher
Telefon: 09721/937593
Telefax: 09721/937555
E-Mail: heinz.rossteuscher@boschrexroth.de

Seit Mai 2001 ist die Bosch Rexroth Mechatronics GmbH (hierbei bis 16.12.2005 unter der Firmenbezeichnung Rexroth Star GmbH) ein Unternehmen der Bosch Rexroth AG. Zusammen mit der Montagetechnik von ehemals Bosch Automation bilden sie den Geschäftsbereich Linear Motion and Assembly Technologies. Die Bosch Rexroth AG ist wiederum eine hundertprozentige Tochter der Robert Bosch GmbH.

Die Geschäftsbereiche der Bosch Rexroth AG bieten als „The Drive & Control Company“ umfassende Lösungen zum Antreiben, Steuern/Regeln und Bewegen. Mit 12 Standorten und 6 Vertriebs-Regionalzentren in Deutschland, Tochtergesellschaften in 36 Ländern und einem Netz an Vertriebs- und Service-Partnern in 80 Staaten der Welt ist Rexroth als globaler Partner für die Industrie bestens aufgestellt. Die Produkte der Bosch Rexroth Mechatronics GmbH kommen überall dort zum Einsatz, wo Präzision und hohe Belastbarkeit gefordert sind. Hierbei dienen Schienenführungen, Kugelgewindetriebe oder andere Bauformen als Schnittstelle zwischen stehenden und bewegten Maschinenteilen. Heute hat die Bosch Rexroth Mechatronics GmbH 2410 Mitarbeiter und machte in 2005 einen Umsatz von 378 Millionen Euro. Eine wichtige Zielbranche für Produkte der Bosch Rexroth Mechatronics GmbH ist die Werkzeugmaschinenindustrie.

Mitarbeiter am Projekt: Ernst Albert – Vertrieb und Produktmanagement
Stefan Dorn – Produktentwicklung
Roland Greubel – Produktentwicklung
Matthias Howorka – Produktentwicklung
Michael Klein – Produktentwicklung
Heinz Roßteuscher – Produktentwicklung
Rudolf Schlereth – Versuch
Frank Schleyer – Versuch
Michael Scholz – Produktentwicklung
Marco Stock – Produktentwicklung
Bruno Will – Vertrieb und Produktmanagement
Mario Ziegler – Produktentwicklung
Andre Ziegler – Versuch

13.5 Intes Ingenieurgesellschaft für technische Software mbH

Ansprechpartner: INTES Ingenieurgesellschaft für technische Software mbH
Schulze-Delitzsch-Str. 16
70565 Stuttgart

Dr. Reinhard Helfrich
Telefon: (0711) 78499 - 0
Telefax: (0711) 78499 - 10
E-mail: info@intes.de

INTES wurde 1984 gegründet und bietet eine hochentwickelte FE-Technologie für ein breites Spektrum von Anwendungen an. Die Arbeitsschwerpunkte sind:

- Entwicklung und Vertrieb von PERMAS, einem allgemein einsetzbaren Finite-Elemente-Programm, das in vielen Branchen Anwendung findet.
- Entwicklung von FE-Methoden mit hoher Leistungsfähigkeit.
- Integration und Kopplung mit anderen Softwaresystemen.
- Alle Dienstleistungen im CAE-Umfeld, z. B. FE-Schulung, Einführung von FE-Methoden in Unternehmen sowie Modellierung und Berechnungsdienstleistungen.

Mitarbeiter am Projekt: Dipl.-Ing. Rolf Fischer – Projektleitung; Optimierungsmethoden
Dr. Bertold Kirchgäßner – Dynamische Berechnung, Reglerintegration
Dipl.-Ing. Christian Wulf – Optimierungsmethoden
Dr. Winfried Möhring – lange Verfahrwege in der FEM

13.6 FE-Design GmbH

Ansprechpartner: FE-DESIGN GmbH
Technologiefabrik Bau A, EG.
Haid-und-Neu-Straße 7
76131 Karlsruhe / Germany

Dr. Jürgen Sauter
Telefon: (0721) 96467 - 0
Telefax: (0721) 96467 – 290
E-Mail: info@fe-design.de

FE-DESIGN ist ein weltweit führender Anbieter von Dienstleistungen, Lösungen und Softwareprodukten zur Struktur- und Prozessoptimierung im Bereich der numerischen Simulation. FE-DESIGN unterstützt seine Kunden darin, ihre Produkte zu verbessern, Innovation voran zu treiben, Entwicklungszeiten zu verkürzen und Prototypen und Hardwaretests zu reduzieren.

FE-DESIGN entwickelt und vertreibt die Optimierungssoftware TOSCA mit Modulen zur Topologie-, Gestalt- und Sickenoptimierung, die in zahlreichen Entwicklungsabteilungen erfolgreicher Unternehmen eingesetzt wird.

Mit OPTIMUS vertritt FE-DESIGN in den D-A-CH-Ländern außerdem einen der leistungsfähigsten allgemeinen Parameteroptimierer – das ideale Werkzeug für zielorientierte IT- und Engineering-Teams zur Prozessintegration und zur Durchführung von Zuverlässigkeits- und Robustheitsbewertungen in allen Bereichen der numerischen Simulation.

Als Full Service Optimization Supplier deckt FE-DESIGN das gesamte Spektrum der Optimierungsdienstleistungen ab: Analyse einzelner Komponenten mit TOSCA, komplette Abwicklung von Entwicklungsprojekten, Integration von TOSCA und OPTIMUS in existierende Design- und Analyseumgebungen sowie Schulungen und Coaching für Konstrukteure, Ingenieure und technische Leiter vor Ort beim Kunden.

Zu den Kunden von FE-DESIGN im Bereich Software und CAE-Services gehören zahlreiche namhafte Unternehmen aus den Bereichen Automobilbau, Luft- und Raumfahrt, Maschinenbau, Antriebstechnik, Elektronik, Medizintechnik und Schwerindustrie.

FE-DESIGN hat seinen Firmensitz in Karlsruhe, Vertriebsbüros in München und Husum und wird weltweit durch autorisierte Vertriebspartner repräsentiert.

Mitarbeiter am Projekt: Dr. Claus Pedersen – Theoretische Arbeiten im Bereich Frequency Response und sens. Basierte Optimierung

Dr. Jürgen Sauter – Definition von Anforderungen für die Optimierung, Nachverfolgung der Projektteile, Interne Koordination und Abstimmung innerhalb des Konsortiums

Peter Allinger – Entwicklung der Optimierungsumgebung, Abstimmung der Entwicklungsarbeiten für das Forschungsprojekt innerhalb von FE-Design GmbH

Dr. Claudia Bangert – Entwicklungsarbeiten im Bereich der Optimierungsalgorithmen

Boris Lauber – Schnittstellenentwicklung für TOSCA zu ANSYS und Permas

Dr. Ralf Meske – Schnittstellenentwicklung für TOSCA zu ANSYS, Theoretische Arbeiten im Bereich der Frequenzoptimierung

Uwe Brandt – Entwicklung einer Datenbank zur Speicherung großer Mengen von Simulationsdaten wie sie im Bereich der Frequenzoptimierung anfallen

Matthias Friederich – Definition von Anforderungen, Durchführung von Programmtests nach der Entwicklung, Durchführung von Berechnungsprojekten von Projektpartnern

Fritz Mulfinger – Durchführung von Programmtests nach der Entwicklung, Durchführung von Berechnungsprojekten von Projektpartnern

13.7 DYNARDO Dynamic Software and Engineering GmbH

Ansprechpartner: DYNARDO
Dynamic Software and Engineering GmbH
Luthergasse 1D
99423 Weimar

Dr. Johannes Will
Telefon: (03643) 494980
Telefax: (03643) 494981
E-Mail: kontakt@dynardo.de

Die Firma DYNARDO wurde 2001 als Softwareentwicklungs- und Consultingfirma gegründet. Mit einem ausgeprägten Hintergrund in der Strukturmechanik und Strukturdynamik sowie in numerischen Methoden der Optimierung und Zuverlässigkeitsanalyse ist DYNARDO dabei vor allem im Fahrzeugbau, im Maschinen- und Anlagenbau und im Bauwesen aktiv. Die Softwareprodukte von DYNARDO basieren auf dem Programmsystem SLang, welches zusammen mit der Bauhaus-Universität Weimar entwickelt wird. Das wichtigste Softwareprodukt ist optiSLang ein Softwareplattform für Sensitivitätsanalyse, mutlidisziplinären Optimierung und Zuverlässigkeitsanalyse. optiSLang hat sich seit der Markteinführung im Jahre 2002 bei zahlreichen Kunden als fester Bestandteil des virtuellen Produktentwicklungsprozesses etabliert.

Mitarbeiter am Projekt: Dr.-Ing. Johannes Will – Projektleitung; Bearbeitung/Unterstützung der optiSlang Anwendungen bei den Konsortialpartnern

Dipl.-Ing. Andreas Grosche – Bearbeitung/Unterstützung der optiSlang Anwendungen bei den Konsortialspartnern; Assemblierung und Bereitstellung der Softwareversionen

Dipl.-Ing. Stephan Blum – Weiterentwicklung der optiSLang Algorithmen (Pareto-Optimierung, Evolutionäre Optimierung)

Dipl.-Ing. Jörg Riedel – Weiterentwicklung der optiSLang Algorithmen (Sensitivitätsstudie, adaptive Response-Surface-Methoden)

13.8 Institut für Steuerungstechnik der Werkzeugmaschinen und Fertigungseinrichtungen (ISW), Universität Stuttgart

Ansprechpartner: Institut für Steuerungstechnik der Werkzeugmaschinen und Fertigungseinrichtungen (ISW)
Seidenstraße 36
70174 Stuttgart

Dipl.-Ing. Peter Pruschek
Telefon: (0711) 685 - 82410, - 82420
Telefax: (0711) 685 - 82808
E-Mail: peter.pruschek@isw.uni-stuttgart.de

Das Institut für Steuerungstechnik der Werkzeugmaschinen und Fertigungseinrichtungen wurde 1965 unter der Bezeichnung „Lehrstuhl für Werkzeugmaschinen B" an der Universität Stuttgart eingerichtet und entwickelte sich in der Folgezeit unter der Leitung von Prof. Dr.-Ing. G. Stute zu einem der anerkanntesten Forschungsinstitute auf seinem Gebiet. Nach dem unerwartet frühen Ableben seines Begründers im Jahre 1982 wurde Prof. Dr.-Ing. Dr.h.c. G. Pritschow zu seinem Nachfolger berufen, der das Institut von 1984 bis 2005 leitete. Im Herbst 2005 übernahm Prof. Dr.-Ing. Alexander Verl den Posten als geschäftsführender Direktor.

Im Laufe des über 40jährigen Bestehens konnten die Forschungsschwerpunkte sowie die Anwendungsgebiete ständig erweitert werden. Dabei liegt der Leitgedanke in der Entwicklung und in der Anwendung steuerungstechnischer und anderer rechnergeführter Mittel zur Lösung von Automatisierungsaufgaben. Die themenbezogene Gliederung des Instituts in 3 Fachbereiche gibt zugleich einen Überblick über die derzeitigen Arbeitsschwerpunkte. Wesentlich ist die enge Verzahnung und eine über die Bereiche „Steuerungstechnik", „Mechatronik" sowie „Antriebs- und Maschinentechnik" reichende Projektbearbeitung.

Das Institut fühlt sich gleichermaßen der grundlagenorientierten Forschung und der anwendungsbezogenen Entwicklung verpflichtet, woraus sich die erfolgreiche Zusammenarbeit sowohl mit öffentlichen Projektträgern als auch mit der Industrie ableitet.

Mitarbeiter am Projekt: Dipl.-Ing. Peter Pruschek – Projektleitung; Abgleich von Simulationsmethoden

Dipl.-Ing. Nico Croon – Mehrkörpersimulation

Dipl.-Ing. Anton Dietmaier – Mehrkörpersimulation, Schnittstellen

Dipl.-Ing. Sascha Röck – Echtzeitsimulation

Dipl.-Ing. Michael Walther – Messtechnik

13.9 wbk Institut für Produktionstechnik, Universität Karlsruhe (TH)

Ansprechpartner: wbk Institut für Produktionstechnik
Universität Karlsruhe (TH)
Kaiserstr. 12
76128 Karlsruhe

Dipl.-Ing. Alexander Broos
Telefon: (0721) 608 - 4297,
E-Mail: broos@wbk.uka.de

Das wbk Institut für Produktionstechnik (früher: Institut für Werkzeugmaschinen und Betriebstechnik, wbk) ist mit knapp 80 Mitarbeitern eines der größten Institute der Universität Karlsruhe (TH) und ist thematisch in der Fakultät für Maschinenbau angesiedelt.

Unsere Hauptaufgaben sind die Lehre sowie die grundlagen- und anwendungsnahe Forschung in den Bereichen Fertigungstechnologie, Werkzeugmaschinen, Handhabungstechnologie und Produktionssysteme. Dies wird ergänzt durch Querschnittsbereiche, die gruppenübergreifend

aktuelle Forschungsthemen bündeln. Dies sind die Mikroproduktion, die Virtuelle Produktion und die Life Cycle Performance.

Unsere moderne und umfangreiche Sachausstattung bietet unseren wissenschaftlichen Mitarbeitern und Studenten gute Rahmenbedingungen für theoretische und experimentelle Forschungsarbeiten, gestattet aber auch praxisnahe Lehre bzw. Weiterbildungsangebote für die Industrie.

Über die Grenzen der Technologieregion Karlsruhe hinaus erarbeiten wir in gemeinsamen Projekten mit unseren Industriepartnern Lösungen für vielfältige Themenstellungen der Produktionstechnik und entwickeln Methoden und Prozesse für die Produktion von morgen.

Mitarbeiter am Projekt: Dipl.-Ing. Alexander Broos – Projektleitung; Simulations- und Optimierungsmethoden; Messtechnik

Dipl.-Ing. Manuel Tröndle – Kopplung von Mehrkörpersimulation und Topologieoptimierung

Dipl.-Ing. Matthias Schopp – Versuchsstandsbetreuung, Messtechnik

13.10 TAO Technologies GmbH (Projektpartner im Unterauftrag)

Ansprechpartner: TAO Technologies GmbH
Nobelstr. 15
70569 Stuttgart

Prof. Dr.-Ing. Bernd Kröplin
Telefon: (0711) 13162 - 0

Die TAO Technologies GmbH ist ein kleines mittelständisches Unternehmen, welches im Jahre 2002 von Prof. Dr.-Ing. Bernd Kröplin mit Sitz Berlin gegründet wurde. Das Unternehmen beschäftigt sich schwerpunktmäßig mit der Projektierung, der Herstellung und dem Betrieb von Luftfahrzeugen, die zwischen der Erdoberfläche und der oberen Atmosphäre operieren. Zum Geschäftsfeld gehören auch Informations- und Kommunikationssysteme, die Technologieentwicklung im Bereich der Werkzeugmaschinen, Produktions- und Fertigungsanlagen, sowie Windkanalanlagen. TAO Technologies verfügt über breites Fachwissen im Bereich der Leichtbaustrukturen, Membranen, Verbundwerkstoffe und adaptiver Strukturen. Tragwerksentwurf, Regelung von Maschinen und Strukturen gehören ebenfalls zum Anwendungsbereich wie Simulationen gekoppelter Probleme mit der Finiten Elemente Methode (FEM). Mit der Universität Stuttgart besteht eine enge Kooperation, speziell mit dem Institut für Statik und Dynamik der Luft- und Raumfahrtkonstruktionen.

TAO Technologies befindet sich momentan in einer Umstrukturierungsphase. In Stuttgart ist eine neue GmbH mit ca. 50 Mitarbeitern, speziell für die Technologieentwicklung geplant. Dieser Teil der TAO-Group wird unter anderem durch die Kompetenz ehemaliger Mitarbeiter des Zentrum Fertigungstechnik Stuttgart (ZFS) im Bereich der Automatisierungs-, Steuerungs- und Antriebstechnik, der Simulation mittels FEM und der messtechnischen Untersuchung durch experimentelle Modalanalyse für Werkzeugmaschinen und Produktionsanlagen erweitert. Als sehr

vorteilhaft erweist sich für TAO Technologies die kombinierte Nutzung von FEM-Paketen wie PERMAS oder ANSYS und Simulationswerkzeugen wie MATLAB/Simulink sowohl auf dem Gebiet der Luft- und Raumfahrtechnik als auch auf dem Gebiet des Maschinenbaus. Die Firma kann hierbei jeweils auf einen breiten Erfahrungsschatz im Bereich der Steuerungs- und Regelungstechnik sowie in der Strukturmechanik zugreifen.

Mitarbeiter am Projekt: Dipl.-Ing. Bernd Wiener – Management TAO
Dipl.-Ing. Karsten Keller – Projektleitung; Simulation (gekoppelte Simulation)
Dipl.-Ing. Dimitrios Mantziaras – Messtechnik, Prozessdynamik (CutPro)
Dipl.-Ing. Manfred Kurz – Simulation (KGT-Prüfstand)
Dipl.-Ing. Stefan Schiel (Institut für Werkzeugmaschinen (IfW), Universität Stuttgart) – Prozessdynamik
Dipl.-Ing. Oliver Schön (ehem. Zentrum Fertigungstechnik Stuttgart) – Messtechnik, Prozessdynamik (CutPro)

13.11 Institut für Produktentwicklung (IPEK), Universität Karlsruhe (TH) (Projektpartner im Unterauftrag)

Ansprechpartner: IPEK – Institut für Produktentwicklung
Kaiserstrasse 10
76131 Karlsruhe
Dipl.-Ing. Johannes Minx
E-Mail: cae@ipek.uni-karlsruhe.de

Das IPEK – Institut für Produktentwicklung beschäftigt sich mit der wissenschaftlichen Forschung und der anwendungsorientierten Entwicklung auf den Gebieten der Methoden und Prozesse der Produktentwicklung sowie den Systemen und Komponenten der Antriebstechnik und der Mechatronik.

Um diesem Anspruch gerecht zu werden ist das Institut in vier Forschungsgruppen organisiert. Die Forschungsgruppe Antriebstechnik beschäftigt sich dabei mit Fragestellungen rund um den Antriebsstrang vom Gesamtfahrzeug über einzelne Komponenten bis hin zur Grundlagenforschung an tribologischen Systemen. Die Forschungsgruppe CAE/Optimierung betreibt anwendungsorientierte Grundlagenforschung zur Simulation und Optimierung virtueller Prototypen. Die Grundlagen methodischer Produktentwicklungsprozesse sowie deren zur Unterstützung notwendige Werkzeuge werden in der Forschungsgruppe Entwicklungsmethodik und –management untersucht. Forschung im Umfeld humanoider Roboter sowie Themen der Schadenfrüherkennung, der Dünnschichtsensorik und des elastohydrodynamischen Kontaktes sind Schwerpunkte der Forschungsgruppe Mechatronik.

Mitarbeiter am Projekt: Dipl.-Ing. Johannes Minx – Kopplung von Mehrkörpersimulation und Topologieoptimierung; Ableitung von Randbedingungen, insbesondere zur Beeinflussung des mechanischen Nachgiebigkeitsfrequenzgangs

14 Veröffentlichungen der Projektpartner

In der Projektlaufzeit sind zusätzlich zu diesem Tagungsband die folgenden Veröffentlichungen entstanden, an denen ein oder mehrere Projektpartner beteiligt waren. (Darstellung in alphabetischer Reihenfolge)

Altstädter, H.; Kehl, G.: Topologieoptimierung an Werkzeugmaschinen zur Verbesserung der Prozessstabilität bei der Hochleistungszerspanung. In: Proceedings der 1. Konferenz für angewandte Optimierung in der virtuellen Produktentwicklung, Karlsruhe, 21.3. - 22.3.2006.

Broos, A.; Melchinger, A.; Schmitz, E.-U.: Mit der Simulation schneller am Markt. CA-Techniken helfen bei der Optimierung von Fertigungseinrichtungen. In: VDMA-Zeitschrift „Intelligenter Produzieren“. Frankfurt: VDMA, 06/2005.

Broos, A.; Mantziaras, D.; Keller, K.: Einsatz von optiSLang in der Prozessstabilitätsuntersuchung und -optimierung von Werkzeugmaschinen. Weimarer Optimierungs- und Stochastiktage 2.0, 2005.

Broos, A.; Schermann, T.; Schmitz, E.-U.: Neue Prozessketten für die Simulation. wt Werkstattstechnik Online Jahrgang 96 (2006) H. 1/2.

Broos, A.: Parameteroptimierung und Robustheitsbewertung an Werkzeugmaschinen. Tagungsband zum 1. Karlsruher Simulations-Symposium, 30.11.2005. Karlsruhe: wbk Institut für Produktionstechnik.

Clausen, P.; Pedersen, C. B. W. : Non-Parametric Large Scale Structural Optimization. III European Conference on Computational Mechanics, Lisbon, Portugal, June 5-9, 2006.

Fleischer, Jürgen; Broos, Alexander: Parameteroptimierung bei Werkzeugmaschinen – Anwendungsmöglichkeiten und Potentiale. In: Weimarer Optimierungs- und Stochastiktage 1.0. Weimar: dynardo AG, 02./03.12.2004.

Fleischer, J.; Broos, A.; Tröndle, M.: Parameteroptimierung bei Werkzeugmaschinen. Vortrag beim Arbeitskreis Strukturoptimierung. Karlsruhe, 16.03.2005.

Fleischer, J.; Broos, A.; Will, J.: Parameter Optimization in Combination with Finite Element Analysis and Multi-Body-Simulation: One Way towards Better Machine Tool Design. In: Proceedings of the NAFEMS World Congress, Malta, May 17-20, 2005. Glasgow (UK): NP, 2005.

Fleischer, J.; Broos, A.: Simulative Robustness Evaluation and Parameter Optimization – One Way to Account for Reality in Machine Tool Simulation. Proceedings of the PACE Conference, Darmstadt, Dec 07-08 2005.

Kehl, G.; Wagner, P.; Altstädter, H.; Sauter, J.; Pedersen, C.; Allinger, P.: Topologieoptimierung auf statische und dynamische Eigenschaften zur Verbesserung des Strukturverhaltens -

Darstellung der Methodik und die Auswirkungen bei der Konstruktion von Werkzeugmaschinen. In: Proceedings of the 23rd CADFEM Users Meeting 2005.

Keller, K.: Model verification for coupled simulation of structure and control. LMS Users Conference, Nürburgring, 2005.

Keller, K.; Kehl, G.: Simulation geregelter, hochdynamischer Werkzeugmaschinen am Beispiel des Bearbeitungszentrums HELLER MCH 250. Tagungsband zum 1. Karlsruher Simulations-Symposium, 30.11.2005. Karlsruhe: wbk Institut für Produktionstechnik.

Keller, K.; Kehl, G.: Coupled FE Analysis of Structure and Control of High Dynamic Machine Tools considering the Machining Centre HELLER MCH 250 as an Example. In: Proceedings of the PERMAS Users Conference 2006, Strasbourg, 27.4. - 28.4.2006.

Melchinger, A.: Maschinenanalyse durch Simulation – Fortschritte in der prognosefähigen Simulation komplexer Werkzeugmaschinen und Komponenten. Vortrag, EMO 2005.

Melchinger, A: Topologieoptimierung – Ein Baustein zum Design besserer Strukturbauteile für Werkzeugmaschinen. VDW-Symposium „Gefertigt wie geplant“, Düsseldorf, Juni 2006.

Pedersen, C. B. W.; Allinger, P.; Clausen, P.: Static and Modal Analysis for Topology Optimization of Practical Applications. Engineering Design Optimization Product and Process Improvement, Proceedings of the 6th ASMO UK / ISSMO conference, St Edmund Hall, Oxford, United Kingdom, July 3-4, 2006.

Pedersen, C. B. W.; Allinger, P.: Industrial Implementation and Applications of Topology Optimization and Future Needs. IUTAM-SYMPOSIUM "Topological design optimization of structures, machines and materials - status and perspectives", Rungstedgaard, Copenhagen, Denmark, October 26 – 29, 2005.

Pritschow, G.; Röck, S.: „Hardware in the Loop“ Simulation of Machine Tools. Annals of the CIRP 53 (2004) 1, S. 295…298. 2004

Pritschow, G.; Kremer, M.; Röck, S.: Virtual Setup of Reconfigurable Manufacturing Systems using Hardware in the Loop Simulation. CIRP-sponsored 3rd International Conference on Reconfigurable Manufacturing, University of Michigan, Ann Arbor, USA, 10.-12. Mai 2005.

Schmitz, E.-U.: Das Verbundforschungsprojekt SimCAT. Tagungsband zum 1. Karlsruher Simulations-Symposium, 30.11.2005. Karlsruhe: wbk Institut für Produktionstechnik.

Wagner, P.; Kehl, G.: Glaube nur der Simulation die Du selber ge… hast ! – Ein Anwendungsbericht zu Potenzialen und Grenzen der Simulation aus der Werkzeugmaschinenindustrie. In: Tagungsband des 8. Bayreuther 3D-Konstrukteurstag, Bayreuth, 27.09.2006.