

# **Simulation des thermischen Verhaltens spanender Werkzeugmaschinen in der Entwurfsphase**

Von der Fakultät für Maschinenbau der  
Technischen Universität Chemnitz

genehmigte

Dissertation

zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor der Ingenieurwissenschaften

(Dr.-Ing.)

vorgelegt

von Dipl.-Ing. Sven Gleich

geboren am 20.7.1974 in Karl-Marx-Stadt

eingereicht am 22. Februar 2008

Gutachter:

Prof. Dr.-Ing. habil. Prof. E. h. Dr.-Ing. E. h. Dr. h. c. Reimund Neugebauer

Prof. Dr.-Ing. Michael Zäh

Dr.-Ing. Frank Brinken

URL: <http://archiv.tu-chemnitz.de/pub/2009/0053>

Chemnitz, den 20. Dezember 2008

## **Bibliografische Beschreibung**

Gleich, Sven:

Simulation des thermischen Verhaltens spanender Werkzeugmaschinen in der Entwurfsphase

Dissertation an der Fakultät für Maschinenbau der Technischen Universität Chemnitz, Institut für Werkzeugmaschinen und Produktionsprozesse, Chemnitz, 2008.

107	Seiten
52	Abbildungen
20	Tabellen
5	Anlagen
89	Quellen

## **Referat**

Steigende Anforderungen an die Genauigkeit von Werkzeugmaschinen sind nicht mehr allein durch die Verbesserung des statischen und dynamischen Verhaltens zu erfüllen. Die Simulation des thermischen Verhaltens kann bereits in frühen Phasen der Produktentwicklung entscheidende Hinweise zur Gestaltung des Maschinenentwurfes geben. Die Arbeit beschreibt die Methodik und Umsetzung eines Simulationswerkzeuges aufbauend auf Programmen der Finite-Elemente-Analyse. Neben der Modellierung von Antriebs- und Gestellkomponenten wird auf deren Kopplung eingegangen. Thermische Lasten durch Hauptantrieb, Nebenantrieb und Zerspanungsprozess werden dargestellt. Mit der Berücksichtigung konvektiver Randbedingungen als funktionaler Zusammenhang wird die Genauigkeit der Simulation gesteigert. Möglichkeiten zur Abbildung von Aufstellbedingungen und Temperaturschwankungen der Umgebung werden aufgezeigt. Hinweise zur Einbindung von thermischen Kompensationsmaßnahmen runden das Konzept ab. Anhand eines Demonstrators werden der theoretische und praktische Nachweis der Funktionsfähigkeit erbracht.

## **Schlagworte**

spanende Werkzeugmaschine, thermisches Verhalten, Finite-Elemente-Simulation, Simulationswerkzeug

## Bibliographic Notes

Gleich, Sven:

Simulation of the thermal behavior of cutting machine tools during the conceptual stage

Doctoral thesis at the Faculty of Machine Engineering at Chemnitz University of Technology, Institute of Machine Tools and Production Processes, Chemnitz, Germany, 2008.

107 pages  
52 figures  
20 tables  
5 appendices  
89 references

## Abstract

Greater demands in the accuracy of machine tools can no longer be achieved by improved static and dynamic functions alone. The simulation of thermal behavior can provide essential information for the machine's design concept at the earliest stages of product development. This thesis describes methodology and implementation of a simulation tool, based on software utilizing finite element analysis. In addition to the modeling of drives and base components, the work focuses on coupling different sub-components. Heat sources of the main drive, feed drives and cutting process are described. Greater accuracy is obtained by the implementation of convection as a functional process in the simulation. Methods of implementing working area conditions and temperature deviations in the environment are illustrated. Finally, steps for incorporation of a thermal compensation mechanism are included to complete the concept. The workflow applied to a demonstration structure validates the theoretical background and demonstrates the functionality of the thesis.

## Keywords

cutting machine tool, thermal behavior, finite element analysis, simulation tool

## Библиографическое описание

Gleich, Sven:

Моделирование температурных характеристик металлорежущих станков на этапе разработки

Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук, факультет машиностроения технического университета г. Кемниц, кафедра станков и производственных процессов, Кемниц, 2008.

107 страниц  
52 иллюстрации  
20 таблиц  
5 Приложении  
89 первоисточников

## Реферат

В настоящее время растущие требования к точности металлорежущих станков обеспечиваются не только улучшением их статических и динамических параметров. Моделирование температурных характеристик на ранних стадиях проектирования может задать определяющее направление для всего процесса разработки и производства металлорежущего станка. Данная работа описывает методику и реализацию средств симуляции, основанных на программе анализа конечных элементов. Кроме моделирования звеньев привода и неподвижных звеньев станка на них также наложены связи. Показаны температурные воздействия от главного и вспомогательного приводов, а также непосредственно от самого процесса резания. Введение учета конвекционных граничных условий как функциональной связи улучшает точность моделирования. Представлены способы для отображения начальных условий и температурных изменений среды. Концепцию завершают указания для учета термокомпенсации. Изложены доказательства теоретической и практической применимости.

## Ключевые слова

металлорежущие станки, температурные характеристики, конечно-элементное моделирование, средства симуляции

## Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit am Institut für Werkzeugmaschinen und Produktionsprozesse (IWP) der Technischen Universität Chemnitz. Mein Dank gilt meinem Mentor Professor Reimund Neugebauer, der mir im Rahmen meines wissenschaftlichen Werdegangs die Möglichkeit zu einer Promotion eröffnete und stets mit Wohlwollen, großzügiger Unterstützung und kritischen Hinweisen die Arbeiten vorantrieb. Weiterhin danke ich dem geschäftsführenden Oberingenieur, Herrn Professor Weidlich, für die hervorragenden Rahmenbedingungen am Institut, die wesentlich zum Entstehen und zur Realisierung der Dissertation beitrugen.

Professor Michael Zäh und Dr.-Ing. Frank Brinken gebührt mein Dank für ihre Tätigkeit als Gutachter und die in diesem Zusammenhang ergangenen gutachterlichen Hinweise. Sie waren mir eine wertvolle Quelle bei der wissenschaftlichen Arbeit.

Allen Mitarbeiterinnen und Mitarbeitern der Professur für Werkzeugmaschinenkonstruktion und Umformtechnik, die mich bei der Promotion unterstützt haben, danke ich ganz herzlich. Aus dem Kreis meiner Kollegen bin ich den Herren Dr.-Ing. Joachim Gadau, Dr.-Ing. Ralf Steiner, Dr.-Ing. Andreas Hirsch und Dipl.-Ing. Markus Richter besonders dankbar. Sie trugen mit ihrer Motivation, ihrem Engagement, ihrem Fachwissen und ihrer Hilfsbereitschaft nicht nur in schwierigen Momenten wesentlich zum Gelingen der Arbeit bei. Den Männern und Frauen im Versuchsfeld, allen voran Roland Stötzner, sowie den studentischen Hilfskräften gebührt mein Dank für die Unterstützung bei den experimentellen Tätigkeiten.

Meinen Eltern bin ich für meine wohlbehütete Kindheit, die Förderung in jungen Jahren und ein starkes sowie harmonisches Elternhaus dankbar. Für ihre Geduld und ihre Liebe möchte ich mich bei meiner Frau bedanken. Mein Sohn möge mir verzeihen, dass ich so manchen Abend nicht an seinem Kinderbettchen wachen konnte.

Chemnitz im Dezember 2008

Sven Gleich

# Inhaltsverzeichnis

<b>Abkürzungsverzeichnis</b>	<b>XI</b>
<b>Kurzzeichenverzeichnis</b>	<b>XII</b>
<b>1 Einleitung</b>	<b>1</b>
<b>2 Stand der wissenschaftlichen Erkenntnisse</b>	<b>3</b>
2.1 Thermisches Verhalten von Werkzeugmaschinen . . . . .	3
2.2 Entwurfssysteme zur thermischen Simulation von Werkzeugmaschinen . . . . .	6
2.3 Thermische Simulation von Baugruppen und Maschinen . . . . .	7
<b>3 Defizite und Zielsetzung</b>	<b>12</b>
<b>4 Entwicklung eines Simulationsbaukastens</b>	<b>15</b>
4.1 Grundlagen und Abgrenzung des Arbeitsgebietes . . . . .	15
4.1.1 Abgrenzung . . . . .	15
4.1.2 Wärmeübertragung . . . . .	15
4.1.3 Temperaturabhängigkeit der Materialeigenschaften und Kennzahlen . . . . .	19
4.1.4 Finite-Elemente-Methode . . . . .	24
4.2 Konzept . . . . .	27
4.3 Umsetzung . . . . .	30
4.3.1 Geometriekomponenten des Maschinenentwurfes . . . . .	30
4.3.2 Management der Komponenten . . . . .	37
4.3.3 Thermische Randbedingungen und Lasten . . . . .	41
4.4 Zusammenfassung zum Simulationsbaukasten . . . . .	63
<b>5 Demonstrator</b>	<b>66</b>
5.1 Simulation . . . . .	66
5.1.1 Analyse und geometrischer Aufbau . . . . .	66
5.1.2 Kopplung der Komponenten . . . . .	69
5.1.3 Ersatzwärmeleitwerte . . . . .	71
5.1.4 Bewegungskopplung . . . . .	71
5.1.5 Zustandsabhängige Randbedingungen . . . . .	73
5.1.6 Lösungsschritt mit Lastzyklus und Randbedingungen . . . . .	73
5.1.7 Durchführung und Ergebnisse . . . . .	77
5.1.8 Berechnung der thermischen Deformation . . . . .	78
5.2 Experimentelle Untersuchung . . . . .	83

5.2.1	Versuchsplanung	83
5.2.2	Versuchsdurchführung und Ergebnisse	86
5.2.3	Fehlerabschätzung	90
5.3	Vergleich zwischen Simulation und Experiment	90
5.4	Empfindlichkeitsanalyse des Simulationsmodells	92
5.4.1	Varierte Parameter und Randbedingungen	92
5.4.2	Ergebnisse im Vergleich	94
5.5	Wirkung eines detaillierten Bewegungszyklus für den Kugelgewindtrieb	94
5.6	Verwendung von Superelementen	97
5.6.1	Grundlegendes Vorgehen	97
5.6.2	Integration, Vergleich und Ergebnis	98
<b>6</b>	<b>Bewertung der Ergebnisse der Arbeit</b>	<b>101</b>
<b>7</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick</b>	<b>104</b>
<b>A</b>	<b>Anhang</b>	<b>116</b>
A.1	Unterprogramme des Simulationsbaukastens	117
A.2	Schema zur automatischen Zuweisung der Konvektionsart	131
A.3	Berechnung der Wärmedurchgangszahlen für den Demonstrator	132
A.3.1	Wälzlager im Festlager des Kugelgewindetriebes	132
A.3.2	Wälzlager im Loslager des Kugelgewindetriebes	133
A.3.3	Paarung Spindelmutter – Gewindespindel des Kugelgewindetriebes	133
A.4	Simulationsskript des Demonstrators	135
A.5	Beispiel zur Definition der Funktion einer konvektiven Randbedingung	140

## Tabellenverzeichnis

2.1	Mechanische und thermische Eigenschaften von Gestellwerkstoffen . . .	4
4.1	Flächengruppen für Werkzeugmaschinenbaugruppen zur Charakterisierung des konvektiven Übergangs . . . . .	20
4.2	Prandtl-Zahlen für Luft . . . . .	21
4.3	Grashof-Zahlen für Luft bei $L = 1 \text{ m}$ , $T_\infty = 20^\circ\text{C}$ . . . . .	22
4.4	Nusselt-Zahlen für freie Konvektion an vertikalen Flächen (Fluid Luft, $L = 1 \text{ m}$ , $T_\infty = 20^\circ\text{C}$ ) . . . . .	22
4.5	Abweichung des Wärmeübergangskoeffizienten unter Nutzung konstanter Fluideigenschaften bei $20^\circ\text{C}$ . . . . .	23
4.6	Resultierende Lastschritte aus der Teilung eines Vorschubzyklus . . . . .	52
4.7	Zeitabhängige Bewegungszustände von zwei Vorschubachsen . . . . .	56
5.1	Unterprogrammaufrufe zur geometrischen Modellierung des Entwurfs . . .	68
5.2	Übersicht der Fugeneigenschaften in der Demonstratorbaugruppe . . . . .	70
5.3	Festlegungen zu den konvektiven Randbedingungen im Demonstrator . .	74
5.4	Verformungsanteile der Komponenten der Maschinenbaugruppe (Simulation), o.=oben sowie u.=unten . . . . .	82
5.5	Versuchsprogramm für die experimentelle Untersuchung . . . . .	84
5.6	Ergebnisse der Versuchsreihen A und B . . . . .	89
5.7	Variationen für die Empfindlichkeitsanalyse . . . . .	93
5.8	Ergebnis der Empfindlichkeitsanalyse (Simulation) . . . . .	95

## Abbildungsverzeichnis

1.1	Thermische Kompensation – Recherche der Internetangebote nationaler und internationaler Werkzeugmaschinenhersteller . . . . .	1
2.1	Einflüsse auf das thermische Verhalten einer Werkzeugmaschine in Anlehnung an [1] . . . . .	5
3.1	Problemfeld Wärme aus der Simulationssicht . . . . .	14
4.1	Wärmeübergangskoeffizient $\alpha_{frei}$ einer vertikalen Fläche, Parameter überströmte Länge $L$ . . . . .	22
4.2	FE-Modellierung am Beispiel . . . . .	25
4.3	Strukturiertes Vorgehen in der thermischen FE-Simulation und effiziente Modellerstellung mit parametergesteuerten Komponenten . . . . .	29
4.4	Verkürzte Simulationsdauer durch den Simulationsbaukasten . . . . .	31
4.5	Wirkliches (a) und vereinfachtes (b) Bauteil für die Geometriegenerierung . . . . .	31
4.6	Erzeugung mit gesteuertem Elementnetz (a–e) und Vergleich mit <i>free mesh</i> (f) . . . . .	32
4.7	Ablauf der Unterprogramme zur Geometrie- und FE-Netz-Erzeugung . . . . .	33
4.8	Beispielhafte Geometriemodellierung für Gestelle . . . . .	33
4.9	Maschinentisch und Aufnahmen für Kugelgewindetriebe . . . . .	34
4.10	Modellierungsschritte zur Erstellung des Wälzlagerersatzmodells . . . . .	35
4.11	Analyse eines Maschinenkonzeptes und Darstellung der Wärmequellen (dunkelgrau) . . . . .	36
4.12	Komponenten für Haupt- und Nebenantriebe . . . . .	37
4.13	Algorithmus zur Definition einer Fuge mit <i>constraint equations</i> . . . . .	39
4.14	Fugendefinition bei stark unterschiedlichen Knotennetzen . . . . .	40
4.15	Beispielhafter Bearbeitungszyklus . . . . .	42
4.16	Qualitativer Leistungsverlauf eines Haupt- und Nebenantriebes für einen Bearbeitungszyklus . . . . .	42
4.17	Schema des Wärmeflusses und dessen Auswirkungen in Haupt- und Nebenantrieb . . . . .	43
4.18	Qualitativer Verlauf der Konvektionsverhältnisse eines Maschinenständers in Bewegung . . . . .	44
4.19	Definition und Ausführung der Lastzyklen in der FE-Simulation . . . . .	44
4.20	Wärmequellen und Kühlung in einer Motorspindel (Quelle: Fischer AG) . . . . .	45
4.21	Kühlungsvarianten einer Motorspindel und FE-Modell . . . . .	47

4.22	Wärmeentstehung in Wälzlager und Kugelgewindetrieb . . . . .	51
4.23	Schema der Kopplung am Kugelgewindetrieb und Diskretisierung der Bewegungsabschnitte zur Lastbestimmung und Definition in der Simulation . . . . .	52
4.24	Kopplung Gewindespindel–Spindelmutter und berechnetes Temperaturfeld nach mehreren Lastzyklen . . . . .	53
4.25	Lufttemperaturschwankungen am Aufstellort . . . . .	59
4.26	FE-Modell eines Maschinenbettes aus Mineralguss mit einer durch Fluidelemente charakterisierten Temperierung . . . . .	61
4.27	Gesamtüberblick zur Struktur der Simulation des thermischen Verhaltens . . . . .	65
5.1	Gesamtansicht des FE-Modells des Demonstrators Tischbaugruppe . . . . .	69
5.2	Vorschubwege im Bearbeitungszyklus am Demonstrator . . . . .	72
5.3	FE-Modell des Demonstrators, Gesamtansicht mit ausgewählten Konvektionsfunktionen (a) und Detailansicht Vorschubantrieb ohne Tisch (b) . . . . .	76
5.4	Temperaturfeld in °C des Demonstrators nach 600 Zyklen ( $t = 11\,200\text{ s}$ ) . . . . .	77
5.5	Temperaturverläufe verschiedener Messpunkte im Demonstratormodell (a) und Lage der Messpunkte (b) (Simulation) . . . . .	78
5.6	Konvektive Wärmeübergangskoeffizienten: definiert in Abhängigkeit von Bewegungszustand und Flächenorientierung (Simulation) . . . . .	79
5.7	Vorgehen zur Ermittlung der thermischen Deformation . . . . .	79
5.8	Thermische Deformation des gesamten Modells in m nach 11 232 s Erwärmungsphase, Summation der Anteile in x-, y- und z-Richtung (Simulation, Darstellung überhöht) . . . . .	80
5.9	Thermische Deformation in m von Maschinentisch und Führungsschienen (Simulation, Darstellung überhöht) . . . . .	81
5.10	Aufbau der Werkzeugmaschine für experimentelle Untersuchungen . . . . .	83
5.11	Aufbau der Messtechnik . . . . .	86
5.12	Lage und Bezeichnung der Temperatursensoren . . . . .	87
5.13	Erwärmungskurven des Versuches A2 (a) und Vergleich ausgewählter Messstellen in A1, A2 und A3 (b) . . . . .	88
5.14	Erwärmungskurven des Versuches B2 und Thermographieaufnahme im Beharrungszustand . . . . .	89
5.15	Vergleich von Temperaturverläufen der Spindelmutter (a) und der Spindelmutterhalterung (b) – Simulation und Experiment . . . . .	91
5.16	Einflussmöglichkeiten auf das Erwärmungsverhalten in der Simulation . . . . .	92
5.17	Lastwirkungen im detaillierten und reduzierten Bewegungszyklus . . . . .	96
5.18	Temperaturverteilung in °C nach detaillierter Bewegungssimulation im FE-Modell (a) und Temperaturverläufe im Vergleich (b) (Simulation) . . . . .	96
5.19	Einbindung eines Superelementes und Reduktion der Gesamtleitfähigkeitsmatrix . . . . .	97
5.20	Ablauf einer FE-Simulation mit einem Superelement (in Anlehnung an [2]) . . . . .	98
5.21	Frei vernetzter Kugelgewindetrieb . . . . .	99

---

5.22 Temperaturverteilung in °C und Ausführungszeiten der Modelle Kugelge-  
windetrieb mit (links) und ohne Superelement (Simulation) . . . . . 100

## Abkürzungsverzeichnis

Abkürzung	Benennung
APDL	Ansys Parametric Design Language
CAD	Computer Aided Design
CAE	Computer Aided Engineering
CE	Constraint Equation
E-Modul	Elastizitätsmodul
EP	Eckpunkt des Maschinentisches
FD	Finite Differenzen
FDM	Finite-Differenzen-Methode
FE	Finite Elemente
FEM	Finite-Elemente-Methode
HSK	Hohlschaftkegel
KSS	Kühlschmierstoff
MKS	Meter-Kilogramm-Sekunde
MP	Mittelpunkt des Maschinentisches
NETD	Noise Equivalent Temperature Difference
RB	Randbedingung
SE	Superelement
UP	Unterprogramm
Var.	Variante

## Kurzzeichenverzeichnis

Symbol	Einheit	Benennung
$A$	$\text{m}^2$	Fläche, Querschnitt
$a$	$\frac{\text{m}}{\text{s}^2}$	Beschleunigung
<b>B</b>	–	Temperatur-Temperaturgradienten-Matrix
$b$	mm	Lagerbreite
<b>C</b>	–	Kapazitätsmatrix
$C_{1,2}$	–	Konstanten
$c$	$\frac{\text{m}}{\text{s}}$	Lichtgeschwindigkeit
$c_{\text{kor}}r$	K	Korrekturwert der Funktion Halltemperatur
$c_p$	$\frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$	Wärmekapazität
<b>D</b>	–	Werkstoffmatrix
$\bar{D}$	m	charakteristischer Durchmesser des gestuften Zylinders
$d_a$	mm	Außendurchmesser eines Lagers, einer Ersatzschicht, einer Gewindespindel
$d_i$	mm	Innendurchmesser eines Lagers, einer Ersatzschicht
$d_k$	mm	Kerndurchmesser einer Gewindespindel
$d_m$	mm	mittlerer Lagerdurchmesser
$d_w$	mm	Durchmesser der Wälzkörper
$E$	$\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	Elastizitätsmodul
$f$	$\text{s}^{-1}$	Frequenz
$f_0$	–	Beiwert zu Lagerbau- und Schmierungsart

Symbol	Einheit	Benennung
$f_1$	–	Beiwert zur Lasthöhe
$f_1(Pr)$	–	Hilfsfunktion zur Berechnung der Nusselt-Zahl
$Gr$	–	Grashof-Zahl
$g$	$\frac{\text{m}}{\text{s}^2}$	Erdgravitation
$h$	$\text{J} \cdot \text{s}$	Plancksches Wirkungsquantum
$h_{sp}$	mm	Spindelsteigung
$I$	A	elektrischer Strom
$i_{\lambda,s}$	$\frac{\text{W}}{\text{m}^2}$	spezifische Ausstrahlung
$K$	–	Elementleitfähigkeit
$\mathbf{K}$	–	Gesamtleitfähigkeitsmatrix
$\mathbf{K}^e$	–	Element-Leitfähigkeitsmatrix
$k$	$\frac{\text{W}}{\text{K}}$	Wärmedurchgangszahl eines Wälzlagers
$k_B$	$\frac{\text{J}}{\text{K}}$	Boltzmann-Konstante
$k_i$	$\frac{\text{W}}{\text{K}}$	Wärmedurchgangszahl eines Wälzkörpers
$L$	m	charakteristische Länge eines ange- oder umströmten Körpers
$L$	$\frac{\text{W}}{\text{K}}$	Wärmeleitvermögen
$l$	m	Länge
$M$	Nm	Drehmoment
$M_0$	Nm	lastunabhängiges Verlustmoment
$M_1$	Nm	lastabhängiges Verlustmoment
$M_{L,V}$	Nm	Verlustmoment Wälzlager
$M_n$	Nm	Nenn Drehmoment
$Nu$	–	Nusselt-Zahl
$n$	$\text{min}^{-1}$	Drehzahl

Symbol	Einheit	Benennung
$n_n$	$\text{min}^{-1}$	Nenndrehzahl
$P$	W	Leistung
$P_{0,1}$	–	Punkte
$P_{aeq}$	N	äquivalente, maßgebliche Lagerbelastung
$P_{el,s}$	W	elektrische Scheinleistung
$P_{el,w}$	W	elektrische Wirkleistung
$\vec{P}_f$	–	Bewegungsvektor zwischen 2 Punkten
$P_{mech,w}$	W	mechanische Wirkleistung
$P_{nenn}$	W	Nennleistung
$P_V$	W	Verlustleistung
$P_{V,m}$	W	mittlere Verlustleistung
$Pr$	–	Prandtl-Zahl
$p$	$\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	mittlere Flächenpressung
$\mathbf{Q}$	–	Lastvektor, Wärmestromvektor
$\dot{Q}$	W	Wärmestrom
$\dot{Q}_{12}$	W	Wärmestrom zwischen Körper 1 und 2
$\dot{q}$	$\frac{\text{W}}{\text{m}^2}$	Wärmestromdichte
$\dot{q}_s$	$\frac{\text{W}}{\text{m}^2}$	Wärmestromdichte der Strahlung
$R_z$	$\mu\text{m}$	mittlere Rauhtiefe
$Ra$	–	Rayleigh-Zahl
$Re$	–	Reynolds-Zahl
$r$	m	Radius
$s$	m	Wandstärke
$s_f$	m	Verfahrweg
$T$	K	Temperatur, Absoluttemperatur

Symbol	Einheit	Benennung
$\mathbf{T}$	–	Temperaturvektor
$T_{0,d}$	K	Amplitude der Halltemperatur
$T_A$	°C	Ausgangstemperatur
$T_{Fluid}$	°C	Fluidtemperatur (Luft oder KSS)
$T_H$	°C	Halltemperatur
$T_{Hc}$	°C	Korrigierte Funktion der Halltemperatur
$T_{m,d}$	°C	Amplitudenniveau der Halltemperatur
$T_{max,d}$	°C	maximale Halltemperatur innerhalb eines Tages
$T_{min,d}$	°C	minimale Halltemperatur innerhalb eines Tages
$T_W$	°C	Wandtemperatur, Oberflächentemperatur
$T_\infty$	°C	ungestörte Fluidtemperatur
$t$	s	Zeit, Uhrzeit
$\hat{t}$	–	Tag
$t_{Beharr}$	min	Zeit bis zum Beharrungszustand
$t_f$	s	Verfahrzeit
$t_M$	s	Messzeitpunkt
$t_n$	s	Zeitschritt
$t_{nor}$	s	normalisierte Zeit
$U$	V	elektrische Spannung
$u$	$\mu\text{m}$	Verschiebung
$v_f$	$\frac{\text{m}}{\text{s}}$	Verfahrgeschwindigkeit
$x$	m	Abmessung, Ausdehnung
$y$	m	Abmessung, Ausdehnung
$z$	m	Abmessung, Ausdehnung
$z_t$	–	Anzahl der tragenden Wälzkörper

Symbol	Einheit	Benennung
$\alpha$	–	Absorptionsgrad
$\alpha$	$\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$	Wärmeübergangskoeffizient
$\beta$	$\frac{\mu\text{m}}{\text{m} \cdot \text{K}}, \text{K}^{-1}$	Wärmeausdehnungskoeffizient, Temperaturexpansionskoeffizient
$\Delta T$	K	Temperaturdifferenz
$\Delta T_{\text{Beharr}}$	K	Temperaturdifferenz im Beharrungszustand
$\Delta o/u$	$\mu\text{m}$	Verschiebungsdifferenz zwischen Bauteilober- und -unterseite
$\delta_{\vartheta}$	m	Dicke der Temperaturgrenzschicht
$\epsilon$	–	Emissionsgrad, Emissionsverhältnis
$\eta$	–	Wirkungsgrad
$\vartheta$	$^{\circ}\text{C}$	Temperatur
$\lambda$	m	Wellenlänge
$\lambda$	$\frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$	Wärmeleitfähigkeit
$\lambda_{L,a}$	$\frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$	Ersatzwärmeleitfähigkeit eines Axiallagers
$\lambda_{L,r}$	$\frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$	Ersatzwärmeleitfähigkeit eines Radiallagers
$\nu$	–	Querkontraktionszahl
$\nu$	$\frac{\text{m}^2}{\text{s}}$	kinematische Viskosität, Betriebsviskosität
$\pi$	–	Kreiszahl
$\varrho$	–	Reflexionsgrad
$\varrho$	$\frac{\text{g}}{\text{cm}^3}$	Dichte
$\sigma$	$\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}^4}$	Stefan-Boltzmann-Konstante
$\tau$	–	Transmissionsgrad
$\phi_{0,d}$	–	Phasenverschiebung der Halltemperatur
$\cos \phi$	–	Verhältnis zwischen Wirk- und Scheinleistung

---

Symbol	Einheit	Benennung
$\omega$	$s^{-1}$	Rotationsgeschwindigkeit
$\omega_\infty$	$\frac{m}{s}$	ungestörte Fluidgeschwindigkeit

## 1 Einleitung

Werkzeugmaschinen ermöglichen und sichern die Produktivität einer Gesellschaft. Ständiges Voranschreiten in verschiedensten technologischen Feldern durch Weiter- und Neuentwicklungen fordert die Produktionstechnologie immer wieder aufs Neue heraus. Neben Verfahrensverbesserungen ist es die Werkzeugmaschine, die sich neuen Anforderungen stellen muss. Die Grundsätze der ständigen Genauigkeitssteigerung und höheren Leistungs- und Funktionsdichte lassen sich ohne Weiteres wahrnehmen. Hinzu kommen neue Materialien, die unter Umständen ein völlig andersartiges Verhalten aufweisen.

In den letzten Jahren nahm der Anteil der thermischen Fehler am Gesamtfehler der Bearbeitungsgenauigkeit zu, da andere Fehlerarten (statisch, dynamisch) besser beherrscht, verringert, vorausgesagt und kompensiert werden konnten. Der thermische Fehler besitzt ein ausgeprägtes zeitabhängiges Verhalten, unterliegt vielfältigen Einflüssen und gestattet somit keine einfache Einschätzung durch den Konstrukteur. Eine Recherche in den Internetangeboten 27 internationaler Hersteller von Bearbeitungszentren zeigt, dass eine Option zur Kompensation thermischer Fehler bei nur 22 % der Unternehmen geordert werden kann (Abb. 1.1). Immerhin erwähnen 55 % der Anbieter, dass bei der Konstruktion der Maschinen thermische Aspekte berücksichtigt werden. Dies reicht von innerer Maschinenverkleidung bis zum thermosymmetrischen Aufbau.

Konstruktionen in drei Dimensionen (3D) mit teilautomatisierter computergestützter Zeichnungserstellung sind dank immens leistungsfähiger Konstruktionsprogramme (CAD, CAE) zur Alltäglichkeit avanciert. Die Methode der Finiten Elemente (FEM) gehört zum Hand-

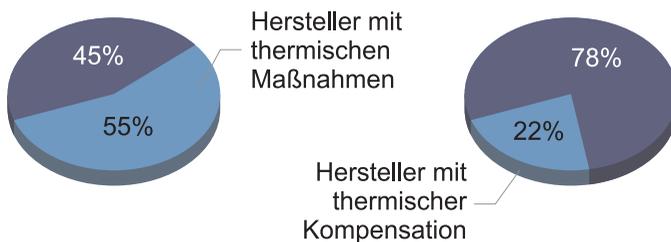


Abbildung 1.1: Thermische Kompensation – Recherche der Internetangebote nationaler und internationaler Werkzeugmaschinenhersteller

werkzeug und wird vor allem bei statischen Fragestellungen konstruktionsbegleitend eingesetzt.

Der Ingenieur von morgen benötigt zur Entwicklung Werkzeuge, die ihm ermöglichen, alle Eigenschaften einer Werkzeugmaschine bereits in der Entwurfsphase abzuschätzen. Die vorliegende Arbeit soll hierfür einen Beitrag leisten. Durch die Nutzung eines Simulationssystems mit ingenieurtechnischen Kenntnissen erhält der Konstrukteur in den frühen Phasen der Produktentwicklung Aussagen zum thermischen Maschinenverhalten. Es wird eine Reaktion auf ungünstige Maschineneigenschaften in der Konzeptions- und Entwurfsphase möglich.

## 2 Stand der wissenschaftlichen Erkenntnisse

### 2.1 Thermisches Verhalten von Werkzeugmaschinen

Neben dem statischen und dynamischen Verhalten kennzeichnet das thermische Verhalten die Eigenschaften einer Werkzeugmaschine. Die Beschreibung dieses Verhaltens hat zum Ziel, einen Zusammenhang zwischen einer auf die Struktur wirkenden Wärmemenge und der Änderung der Bearbeitungsgenauigkeit herzustellen. Obwohl der Begriff der thermischen Steife in Analogie zur dynamischen und statischen Steife einer Maschinenstruktur existiert, hat er sich im technischen Sprachgebrauch bisher nicht durchsetzen können [3]. Im Allgemeinen führt eine inhomogene Temperaturverteilung in der Struktur einer Werkzeugmaschine zu thermoelastischen Verlagerungen. Am Werkstück werden sie als Maß-, Form- und Lageabweichungen sichtbar und senken die Bearbeitungsgenauigkeit.

Vorangetrieben durch höhere Ansprüche an Qualität und Fertigungsgenauigkeit sowie weitreichende Maßnahmen zur Energie- und Rohstoffeinsparung ist die geforderte Bearbeitungsgenauigkeit von Werkzeugmaschinen in den vergangenen Jahren kontinuierlich gestiegen. Im Jahr 2004 liegt die erreichbare Bearbeitungsgenauigkeit bei spanenden Werkzeugmaschinen im einstelligen Mikrometerbereich [4]. Eine weitere Steigerung ist infolge neuartiger Mikro- und Nanotechnologien zu erwarten. Werden in diesen Sektoren auch zum Teil vollständig andere Herstellungsverfahren angewandt, so sind es doch die umformenden und spanenden Werkzeugmaschinen, die einen Großteil der Halbzeuge produzieren oder Vorbearbeitungen realisieren.

Der räumliche thermische Ausdehnungskoeffizient  $\beta$  der im Werkzeugmaschinenbau eingesetzten Werkstoffe bewegt sich zwischen 10 und 24  $\mu\text{m}/\text{m} \cdot \text{K}$ . Damit wird deutlich, dass bei typischen Abmessungen von Maschinenbaugruppen zwischen 0,5 und 1 m sowie Temperaturunterschieden von 1 K bereits die thermischen Dehnungen im Bereich der geforderten Bearbeitungsgenauigkeit liegen. Man spricht auch von einem thermischen Fehler. Der Anteil des thermischen Fehlers am Gesamtfehler der Bearbeitungsgenauigkeit kann mehr als die Hälfte betragen [5]. Es kann davon ausgegangen werden, dass sich in der Struktur einer Werkzeugmaschine ein inhomogenes Temperaturfeld ausbreitet. Ursache dafür sind wechselnde Bearbeitungsprozesse und verteilte Wärmequellen sowie Wärmesenken. Ausgewählte mechanische und thermische Eigenschaften derzeitiger Gestellwerkstoffe bei 25 °C zeigt Tabelle 2.1 [6, 7, 8].

Tabelle 2.1: Mechanische und thermische Eigenschaften von Gestellwerkstoffen

	Stahl	Grauguss mit Kugelgraphit	Mineralguss
E-Modul $E$ (N/mm <sup>2</sup> )	210 000	173 000	43 000
Dichte $\rho$ (g/cm <sup>3</sup> )	7,85	7,2	2,4
Querkontraktionszahl $\nu$ (-)	0,28	0,27	0,3
Zugfestigkeit (N/mm <sup>2</sup> )	400 ... 1300	400 ... 800	30 ... 40 <sup>a</sup>
Druckfestigkeit (N/mm <sup>2</sup> )	–	–	140
Wärmeleitfähigkeit $\lambda$ (W/m · K)	54	26,8	2,9
Wärmeausdehnungskoeffizient $\beta$ ( $\mu\text{m}/\text{m} \cdot \text{K}$ )	12,0	12,2	15
Wärmekapazität $c_p$ (J/kg · K)	430	460	730

<sup>a</sup>Biegezugfestigkeit

Der auf Gestellkomponenten wirkende Temperaturbereich liegt in den meisten Fällen zwischen 10 °C und 70 °C, vereinzelt treten höhere und niedrigere Werte auf. Die Kennwerte  $E$ ,  $\nu$ ,  $\rho$ , Wärmekapazität  $c_p$ , Wärmeleitfähigkeit  $\lambda$  und der Wärmeausdehnungskoeffizient  $\beta$  können als temperaturunabhängig und konstant angesehen werden. Eine Besonderheit stellen Keramiken auf Aluminium-Basis (*alumina ceramics*) als Gestellwerkstoff dar [9]. Sie wurden bei extremen Genauigkeitsanforderungen bei einer hochpräzisen Werkzeugmaschine (*super-precision machine*) eingesetzt und liefern unter Umgebungstemperaturschwankungen von  $\pm 0.1$  °C Genauigkeiten im Subnanometer-Bereich.

Für eine Steigerung der Bearbeitungsgenauigkeit ist die Kenntnis des thermischen Verhaltens in der Entwurfsphase ein wichtiger Bestandteil. Aus dieser können konstruktive Maßnahmen abgeleitet werden. Sind konstruktive Maßnahmen in ihren Wirkungen nicht ausreichend, bieten Kompensationsmaßnahmen eine Steigerung der Bearbeitungsgenauigkeit. Typischerweise hängt die Größe des thermischen Fehlers von den einwirkenden Wärmequellen ab. Innere und äußere Wärmequellen zeigt Abbildung 2.1.

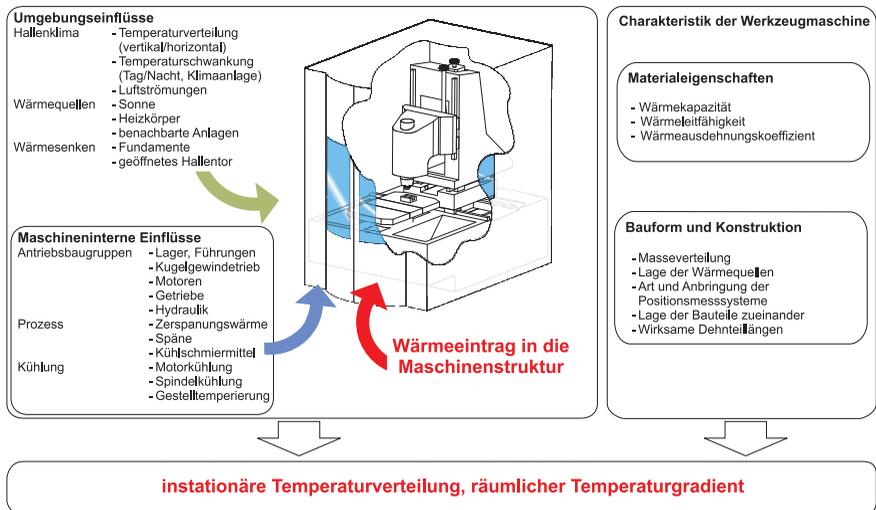


Abbildung 2.1: Einflüsse auf das thermische Verhalten einer Werkzeugmaschine in Anlehnung an [1]

## 2.2 Entwurfssysteme zur thermischen Simulation von Werkzeugmaschinen

Das thermische Verhalten von Werkzeugmaschinen kann mit verschiedenen numerischen Methoden simuliert werden. Die bekannteste, die Methode der Finiten Elemente (FEM), wurde bereits von S , Z und K angewandt und in speziellen Programmen für die Berechnung des thermischen Verhaltens eingesetzt [10, 11, 12]. Einfache Strukturen, bestehend aus geometrischen Primitiven, können mit speziellen Parametern beschrieben werden und das Temperaturfeld kann berechnet werden. Daraus resultieren allgemeine Programme nach der FEM, die beliebige physikalische Sachverhalte berechnen können [13]. Für die Entwicklung von Werkzeugmaschinen stehen dabei das statische, dynamische und thermische Verhalten im Vordergrund.

G stellt in [14, 15] die Kopplung von CAD und FEM über ein Organisationsmodul vor. Die Anwendung wird vordergründig in der Konzeptphase gesehen. Eine Datenbank mit Strukturobjekten, Berechnungsmodellen und Typpmodellen wird genutzt. Über eine Kopplung des Berechnungsprogrammes ITI-SIM mit dem 3D-Konstruktionsprogramm ProEngineer wurde ein Gestellkonzept beispielhaft ausgewertet.

In [16] beschreiben Z et al. die parametrische FE-Modellierung von Werkzeugmaschinenstrukturen. Durch Implementierung zusätzlicher Programmroutinen wird ein kommerzielles FEM-Paket um die Funktionalität erweitert, bereits vernetzte Baugruppen an geometrisch definierten Orten zu koppeln. Die Kopplung bezieht sich auf mechanische Freiheitsgrade. Damit besteht eine Flexibilität bei der Durchführung von Simulationen in verschiedenen Bearbeitungspositionen.

Eine integrierte Entwicklungsumgebung für Werkzeugmaschinen in [17] gestattet neben der statischen und dynamischen ergänzend die thermische Analyse einer Werkzeugmaschinenkonstruktion. Das Konzept greift auf detaillierte CAD-Geometrien zurück, aus Bewegungssimulationen werden Verlustleistungen in der Antriebsstruktur berechnet. Diese gehen als thermische Last in die thermische FE-Berechnung ein.

In etablierten CAD-Systemen findet man zunehmend die Möglichkeit, FE-Berechnungen durchzuführen. Dabei wird eine automatisierte Vernetzungsstrategie mit begrenzten Elementtypen festgelegt. Der Nutzer hat (im Vergleich zu separaten FE-Programmpaketen) weniger Einflussmöglichkeiten auf das Simulationsergebnis, kann jedoch seine Konstruktionsgeometrie der Berechnung zu Grunde legen. Die bisher angebotenen FE-Berechnungen der Mechanik stehen in Diskrepanz zur Möglichkeit der Simulation des thermischen Verhaltens [18, 19].

Neben der analytischen Berechnung des Temperaturfeldes existieren weitere Verfahren zur Berechnung des thermischen Verhaltens. Vertreter dieser Gruppe sind die Finite-Differenzen-Methode (FDM) [20, 21], das elektrische Analogie-Modell oder die Randelementmethode [22].

## 2.3 Thermische Simulation von Baugruppen und Maschinen

### Erste Programme mit Anwendung bei Werkzeugmaschinenstrukturen

Eines der ersten Programme zur Berechnung des thermischen Verhaltens mit der Methode der Finiten Elemente wurde Anfang der 70er Jahre von S. Gleich vorgestellt [23, 10]. Anhand der Berechnung einer Koordinaten-Schleifmaschine konnte mit 62 finiten Elementen die Temperaturverteilung berechnet werden. Im Wesentlichen wurde die Gestellstruktur modelliert, der Leistungsverlust des Antriebes und der Reibungsverlust in den Wälzelementen wurden als Wärmequelle angenommen.

Zur Darstellung einer statischen und dynamischen Analyse wurde eine Koordinaten-Bohrmaschine in Portalbauweise modelliert. Interessant dabei ist, dass damals 64 KByte Hauptspeicher zur Lösung des Problems ausreichend waren. Eine Erweiterung um Module zur Geometriemodellierung wurde wenig später in [24] veröffentlicht. K. H. Hoffmann nutzte 1975 die eigens entwickelten Programme TEMPF, STM und AUTRA für die Berechnung [25, 12]. Ein FD-Modell eines Maschinenständers bestehend aus 200 Elementen lieferte die Lösung zum Temperaturfeld. Dies diente als Eingangsgröße zur Verformungsberechnung eines FE-Modells mit 250 Elementen. Ein Schleifmaschinenbett (570/780 Elemente) wurde ebenfalls derart berechnet. Ein enger Abgleich der beiden Modelle war notwendig. Ein identisches Vorgehen schildert A. K. Hoffmann 1979 [26]. Eine Fräsmaschine wurde als 2D-Modell für die FDM und FEM modelliert. Zusätzlich kamen spezielle Kontaktelemente an den Verbindungsstellen zum Einsatz [27]. Zur Integration von FE-Modellen in CAD-Umgebungen macht O. Hoffmann Vorschläge [28, 29].

### Einzelne Baugruppen

Aufgrund der Kenntnis der größten Wärmequellen in der Werkzeugmaschine wurden anfangs Hauptantriebe mit der thermischen Simulation untersucht. J. Hoffmann führte eine stationäre FE-Analyse eines Stirnradgetriebes durch. Auf Basis von Experimenten an einem Versuchsaufbau wurden Randbedingungen wie Wärmeübergangskoeffizienten und Wärmequellen für die Simulation abgeleitet [30]. Den Einfluss der Materialkennwerte und Randbedingungen mit Hilfe der Simulation zeigte P. Hoffmann an einem einfachen

FE-Modell einer Spindeleinheit [31]. Die Simulation einer Hauptspindel mit Wälzlagerung unter Nutzung des Closed-Loop-Konzeptes und der FEM erfolgte durch L [32]. Er erkannte die Kopplung zwischen thermischer Dehnung und Rückwirkung auf den Lastzustand der Lagerstellen. Die Auswirkungen der Lagerkonstruktion auf die Wärmeentwicklung in den Lagern konnte geklärt werden. K et al. untersuchten die thermoelektrische Kühlung einer Hauptspindel im Experiment und bestätigten die Ergebnisse analytisch mit der FEM [33]. Eine Spindelbaugruppe mit Lagerungen unter Nutzung des kommerziellen Programmpaketes Ansys simulierte C in [34] und unterzog Experiment und FE-Simulation einem Vergleich.

Die Berechnung des Erwärmungsverhaltens einer Revolverscheibe auf Basis von 210 finiten Elementen mit 440 Knoten zeigte W in [35]. S analysierte unter Nutzung der FEM die Reitstockverformung an einer Drehmaschine [36]. Infolge der Berechnung der Temperaturverteilung konnte die thermische Strukturverformung ermittelt und die Abweichung der Reitstockspitze quantifiziert werden.

Mit dem neuen Werkstoff Mineralguss wurde der Untersuchungsbereich der Gestelle wieder interessant. Erfahrungen zum Einsatz lagen nicht vor und gaben T Anlass, die FE-Simulation eines Maschinenbettes unter schwankender Umgebungstemperatur durchzuführen [37]. Das selbsterregte Rattern am Werkzeughalter und die Verbesserungen beim Einsatz eines keramischen Mineralgusses konnten durch H in [38] nachgewiesen werden. In [39] untersuchte W die Befestigungsarten von Kompaktführungen an Mineralgussgestellen und kam zu dem Schluss, dass alle drei Varianten sich nicht grundlegend im statischen, dynamischen und thermischen Verhalten unterscheiden. N simulierte ein Maschinenfundament für große Werkzeugmaschinen, die mit getrennt fundamentierten Maschinenbetten aufgestellt werden. Mit dem FEM-Paket Ansys wurde eine gute Übereinstimmung der Verformungen in den Langzeitexperimenten und der Simulation gezeigt. Es konnte eine verbesserte Fundamenttemperierung abgeleitet werden [40]. Einer ähnlichen Problematik widmete sich W in [41, 42]. Es wurden ein FEM-Ersatzmodell für Fugen und die Simulation eines temperierten Maschinenfundamentes einer Thermozelle vorgestellt. Unter Nutzung der FEM wurde ebenfalls auf die Ermittlung einer optimierten thermischen Stabilität eines Mineralgussbettes hingewiesen. Zu Kompensationszwecken wurde eine Werkzeugmaschine mit Heizelementen am Gestell simuliert.

## Gekoppelte und kompliziertere Baugruppen in der FE-Simulation

K et al. untersuchten einen Kugelgewindtrieb experimentell und mit einem zweidimensionalen FE-Modell [43]. Unter Nutzung einer modifizierten Punktmassen-Methode (*modified lumped capacitance method*) wurde das Ziel erreicht, ein vereinfachtes Berechnungsmodell für die Echtzeitberechnung zu schaffen. Dieses erlaubte ebenfalls ei-

ne Verbesserung der Randbedingungen im FE-Modell durch modifizierte Koeffizienten. Die Modellierung einer Baugruppe mit Linearmotor zeigte E in [44]. Die detaillierten FE-Modelle für ein Primärteil mit Schlitten (10 780 Elemente und 19 886 Knoten) sowie für ein Sekundärteil mit Zwischenplatte wurden in IDEAS erstellt und erlaubten eine stufenweise Optimierung durch mehrere Simulationsschritte. R verglich ein FE- und ein FD-Modell eines Linearmotors für verschiedene Lastzustände [20]. Er kam zu dem Schluss, dass die Abweichungen zwischen den Simulationsergebnissen maximal 3 % betragen und gab der FDM den Vorzug. Grund waren neben einer schnelleren Berechnungszeit die bereits vorhandene Zerlegung der Baugruppe in Volumenelemente und die Erzeugung der Ersatzschaltungen. Zusätzlich wurde mit Hilfe der FEM (Programm COSMOS) die Temperaturverteilung des Plattenkühlers für verschiedene Varianten berechnet. Die von B modellierte Motorspindel (32 kW, 25 000 U/min) bestand aus einem axialsymmetrischen 2D-Spindelmodell nach der Finite-Differenzen-Methode [45]. Mit 56 Elementen wurden unter Annahme einer konstanten Elementtemperatur die Wärmeübertragungsmechanismen Leitung und Konvektion und der Wärmetransport durch Wälzlager unter Einbeziehung der Wälzkörper und Fugen abgebildet. Die Wärmeübergangskoeffizienten wurden mit einem Parameteransatz berechnet und aus Experimentalwerten gewonnen. Die Berechnung des Modells erfolgte mit MATLAB und zeigte eine sehr gute Übereinstimmung zwischen gemessenen und berechneten Temperaturen. Weiterhin lieferte das Modell detaillierte Zahlen zu Wärmequellen (Verlustleistungen) und Wärmesenken in den einzelnen Elementen. K et al. erkannten bei der Untersuchung einer Spindellagerung als Closed-Loop-System, dass die Erwärmung der Lager zu höherer Pressung und damit zu besserer Wärmeübertragung durch die Kontaktzonen führt [46]. Die Berechnungszeit des Punktmassen-Modells betrug 5 Minuten, die des adäquaten FE-Modells mit 700 Elementen 3 Stunden. Die Genauigkeitsdifferenz betrug weniger als 5 %.

Eine Werkzeugaufnahme in Form eines Dehnspannfutters untersuchte W [47]. Die einzelnen Bauteile wurden über Fugenkontaktbedingungen im FE-Modell verknüpft. Zusätzlich wurden Angaben zu Wärmeübergangskoeffizienten für bewegte geometrische Primitive gemacht.

Eine Untersuchung zu Gleitführungen realisierte L [48]. Er konnte feststellen, dass Wärmedehnungen einen großen Einfluss auf das Bewegungsverhalten (Reibkoeffizient) durch entsprechend große Kontaktflächen haben. Neben der experimentellen Untersuchung erfolgte die Berechnung der Deformationen mit der FEM. Die Ermittlung der Lagererwärmung in schnelldrehenden Spindeleinheiten war Gegenstand einer Untersuchung von J, [49]. Ein sehr detailliertes FE-Netz einer Spindelstockbaugruppe wurde mit einem FD-Modell gekoppelt. Die Simulation lieferte aussagekräftige Informationen zur Ausfallwahrscheinlichkeit und deren Reduktion.

## Erste Maschinen als komplexe Modelle in einer gekoppelten Simulation

Nach der Simulation von Einzelbaugruppen wurden ebenso Maschinenmodelle mit der FE-Methode abgebildet. Erste Simulationen wie beispielsweise von J<sub>1</sub> bestanden aus wenigen dreidimensionalen Elementen [50]. In ihnen wurden freie und erzwungene Konvektion, Wärmeleitung und Wärmeleitung durch Kontaktzonen berücksichtigt. Bei den Wärmequellen wurde sich auf die Spindel und verschiedene Lagerungen konzentriert. An drei verschiedenen Zyklen für die Spindeldrehzahl konnte die Praxisrelevanz gezeigt werden. Eine Verbesserung des Modells erfolgte durch die Integration von Lagerverlustleistungen, die von den Betriebsbedingungen abhängig gemacht wurden [51]. An dem umfangreichen Modell wurde ebenfalls der Einfluss der temperaturabhängigen Schmierstoffviskosität dargestellt. Das Modell einer Werkzeugmaschine mit Linearantrieben wurde durch K<sub>1</sub> et al. 2004 vorgestellt [52]. Zum Einsatz kam das CAD-Programm Solidworks in Verbindung mit COSMOS/WORKS zur Erzeugung des FE-Modells. Ergebnis war ein sehr feines Netz, bestehend aus 110 000 Elementen. Aus den Temperaturwerten der Experimentalmaschine wurden die Wärmeströme für die Simulation berechnet. Neben der Dehnung des Z-Schlittens aufgrund der Verlustwärme war auch die Dehnung des Linearmaßstabes signifikant. W<sub>1</sub> ging ähnlich vor und nutzte Thermographiedaten als Eingangsgröße für eine FE-Berechnung, um daraus die Verformungen zu ermitteln [53].

## Besondere Anwendungen

Im Gebiet der thermischen Simulation von Werkzeugmaschinen gab es weiterhin Arbeiten, die nicht direkt die Berechnung von Temperaturfeldern mit der FE-Simulation zum Gegenstand hatten. Sie nutzten die Methode, um andere Eigenschaften zu bestimmen oder Vorgehensweisen zu verbessern. M<sub>1</sub> stellte eine experimentelle Methode vor, die die Stärke der verschiedenen Wärmequellen in der Werkzeugmaschine ermittelte [54]. Während des Warmlaufens werden verschiedene Temperaturen erfasst. Durch die Anpassung des FE-Modells an die experimentellen Werte, die Eigenwerte der Wärmeleitgleichung, konnte auf die Intensität der Wärmequellen rückgerechnet werden. Damit konnte die Temperatur an jedem beliebigen Punkt der Maschine ermittelt werden. A<sub>1</sub> benötigte für die Vorhersage von thermischen Deformationen mittels des ACE-Algorithmus Trainings- und Probephasen [55]. Zur zeiteffizienten Demonstration der Wirksamkeit nutzte er Simulationsergebnisse aus einer thermischen FE-Simulation für verschiedene Lastzustände. Bei der untersuchten Baugruppe handelte es sich um ein Zerspanungswerkzeug in der HSK-Aufnahme (Hohlschaftkegel) eines Spindelfutters. Die Bauteiffugen zwischen den Einzelteilen wurden über eine Ersatzschicht modelliert. Die Verknüpfung von Bearbeitungssimulation und thermischer FE-Simulation demonstrierte H<sub>1</sub> [56]. Die Temperaturwerte einer spanenden Bearbeitungssimulation

waren Eingangsgröße bei der Berechnung des Temperaturfeldes einer Werkzeugmaschine mit der FEM.

### **Bibliografische Übersichten zur FEM**

Ein Überblick zu thermischen Simulationen mit der FE-Methode im Bereich spanender Werkzeugmaschinen war Teil der Veröffentlichung von R [57], die sich mit der Kompensation thermischer Fehler in Werkzeugmaschinen befasste. W zeigte in einer Publikation zur virtuellen Werkzeugmaschine den Stand der Entwicklungswerkzeuge [58]. Die Simulation zu Maschine und Prozess erörterte einzelne und gekoppelte Simulationen und ging vor allem auf die Bestimmung dynamischer Eigenschaften ein. Eine umfassende Bibliografie zu FE-Simulationen von Bearbeitungsprozessen mit Möglichkeiten zur thermischen Modellierung gab M [59, 60].

### 3 Defizite und Zielsetzung

Umfangreiche Untersuchungen der Literatur zeigen, dass die Nutzung der FEM zur Berechnung des thermischen Verhaltens geeignet ist. Sie stellt ein häufig eingesetztes Mittel im Ingenieuralltag dar. Jedoch beschränkt sich der Einsatz zumeist auf einzelne Bauteile und Baugruppen. Grund dafür ist, dass die Erstellung der Modelle einen großen Teil der Zeit in Anspruch nimmt. Die Zusammenhänge werden mit größer werdenden Modellen komplizierter und unübersichtlicher. W führt in [7] dazu aus, dass

*„für eine FEM-Modellerstellung [. . .] immer noch ein großer Anteil an interaktiver Arbeit aufgebracht werden [muss]. Im Rahmen einer Berechnungsaufgabe ist vom Berechnungsingenieur erfahrungsgemäß bis zu 70 % des gesamten Zeitbedarfs allein für die Modellerstellung aufzuwenden.“*

Als Datenausgangsbasis dienen in der Regel bereits konstruierte CAD-Geometrien. Für die Berechnung mechanischer Größen (Probleme der Statik und Dynamik) im Zusammenhang mit einer Bauteildimensionierung ist dies eine Notwendigkeit. In der Entwurfsphase einer Maschinenentwicklung liegen zumeist keine detaillierten Geometrien vor. Es besteht damit die Notwendigkeit, für diesen Abschnitt der Entwicklung ein Vorgehen zu schaffen. Weck zeigt, dass derzeit der Schwerpunkt eindeutig auf der dynamischen Simulation liegt [58]. Der Einsatz der thermischen Simulation als Beitrag zur virtuellen Werkzeugmaschine ist wenig verbreitet. Simulationsprogramme mit der Integration der thermischen und mechanischen Domäne existieren.

Für einen Großteil der thermischen Berechnungen im Bereich des Werkzeugmaschinenbaus wird die FEM genutzt. Die Methode der Finiten Elemente ist durch die Vielzahl von Programmen geeignet und kann bei statischen Berechnungen und Modalanalysen angewandt werden. Anwenderwissen ist demzufolge verfügbar und nützlich. Das Modellverständnis ist besser ausgeprägt und die Möglichkeiten vor allem auch zur visuellen Auswertung sind umfangreicher als in Simulationspaketen, wie sie in [14, 15] erwähnt werden. Die Bekanntheit und Verbreitung der Programme sind ebenfalls unter Nutzergesichtspunkten ausreichend. Dem Kritikpunkt, dass FE-Simulationen um ein Vielfaches langsamer sind, kann entgegengewirkt werden, indem die Anzahl an Elementen und Knoten gering bleibt. Jedoch ergibt sich der Vorteil, dass mit fortschreitendem Entwicklungsprozess genauere Kenntnisse vorliegen und sukzessive das Berechnungsmodell verfeinert werden kann. Längere Berechnungszeiten spielen dann eine untergeordnete Rolle. Dem Nachteil der FEM, besonders von der korrekten Definition der Randbedin-

gungen abzuhängen, muss bei der Anforderungsdefinition an das konzeptionelle Vorhaben Rechnung getragen werden.

Die thermischen Kontaktverhältnisse sind ein weiteres Defizit. Unklar bleibt bei den Berechnungen von Baugruppen oder Maschinen zumeist, wie die Verknüpfung zwischen den einzelnen Bauteilen realisiert wird und auf welche wissenschaftlichen Grundlagen sich diese stützt. Stellenweise werden Baugruppen über idealen Kontakt verbunden, welches nicht dem physikalischen Charakter der wirklichen Verbindung entspricht [61, 62]. An eine Verbindung zwischen Bauteilen sind Forderungen zu stellen, die Modellaufbau und Berechnung effizient gewährleisten. Weiterhin besteht Klärungsbedarf, wie die Abbildung der Kontaktverhältnisse bei Bauteilbewegungen realisiert werden kann.

Folgende Schlussfolgerung lassen die Defizite im Stand der wissenschaftlichen Erkenntnisse zu: Kennzeichnend ist, dass mit komplizierten Vorgehensweisen, wenig verbreiteten Verfahren oder schwierig zu verallgemeinernden Methodiken verhindert wird, eine schnelle Umsetzbarkeit auf andere Problemstellungen zu gewährleisten. Um zukünftig zeitiger das thermische Maschinenverhalten im Entwicklungsprozess zu kennen, wird eine Methode benötigt, die dem Konstrukteur innerhalb kurzer Zeit und mit geringem Aufwand Antworten zu thermischen Problemstellungen gibt. Dabei soll nach Möglichkeit auf vorhandene Fähigkeiten und Fertigkeiten zurückgegriffen werden.

Es ist deshalb Zielsetzung dieser Arbeit, ein methodisches Vorgehen zur Simulation des thermischen Verhaltens von Werkzeugmaschinen in der Entwurfsphase aufzuzeigen und die Umsetzung am Beispiel zu demonstrieren. Dabei sind folgende Punkte wesentlich:

- Das Vorgehen soll die Methode der Finiten Elemente nutzen. Sie ist ein etabliertes Element im Entwicklungsprozess von Werkzeugmaschinen.
- Die Simulation soll die komplette Maschinenstruktur umfassen. Zu vernachlässigende Elemente können ausgeklammert werden. Es muss gewährleistet sein, dass der Überblick stets gewahrt bleibt.
- Das thermische Verhalten ist ausgeprägt zeitabhängig. Es kann unter Umständen Zeitkonstanten bis zu mehreren Stunden aufweisen. Aus diesem Grund muss das Bewegungsverhalten der Maschine innerhalb der Simulation Berücksichtigung finden. Basis dafür soll eine dem Ingenieur verständliche Herangehensweise sein.
- Parameterwerte für Wärmeübertragungsprozesse, Materialeigenschaften und Randbedingungen sind theoretischen und experimentell abgesicherten Untersuchungen der Literatur zu entnehmen. Es wird damit gewährleistet, dass mit fortschreitendem Wissen die Methodik gültig bleibt.

## Abb-ThermLastSimulationsssicht

thermische Wirkungskette aus Simulationssicht

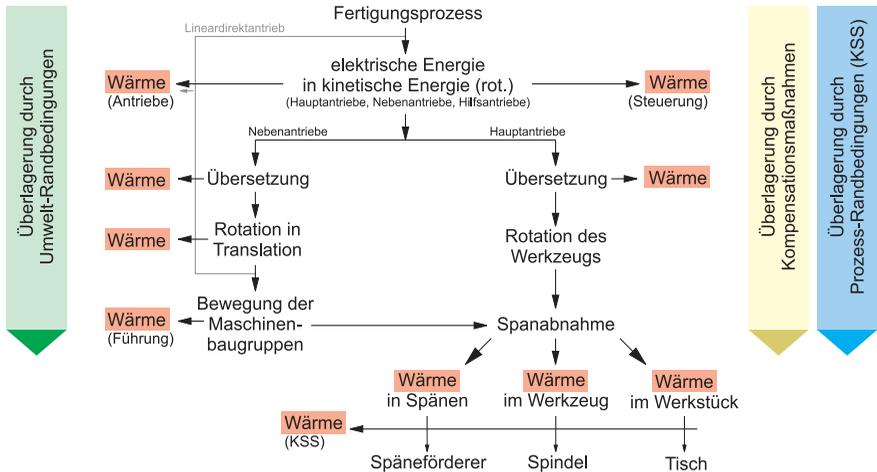


Abbildung 3.1: Problemfeld Wärme aus der Simulationssicht

- Dem Werkstoff Mineralguss beim Einsatz in Gestellkomponenten soll besondere Aufmerksamkeit gewidmet werden. Fehlende Erfahrungswerte im Vergleich zu Grau- und Stahlgusskonstruktionen beim thermischen Verhalten behindern unter Umständen den mit Vorteil behafteten Einsatz.

In Abb. 3.1 wird das Problemfeld Wärme in der Werkzeugmaschinenstruktur aus Simulationssicht dargestellt. Es zeigt den Aufgabenbereich, der durch thermische Randbedingungen (RB) und thermische Lasten im Rahmen einer Simulation abgedeckt werden muss. Übergeordnet steht das Modell des Maschinenentwurfs aus Knoten und finiten Elementen, auf das diese Lasten wirken. Die Verknüpfungen machen deutlich, dass Lasten und RB einem gegenseitigen Einfluss unterliegen. Eine zusätzliche Überlagerung durch äußere Randbedingungen erschwert die Verhältnisse.

Aufgrund der gesetzten Schwerpunkte wird erwartet, dass die Methodik eine Lücke im Entwicklungsprozess von Werkzeugmaschinen zu schließen vermag. Mit dem zu entwickelnden Vorgehen wird weiterhin ein Beitrag zum Konzept des virtuellen Prototyps erwartet. Eine Eingrenzung auf einen Maschinentyp, die Maschinengröße, die Bearbeitungsverfahren und Bearbeitungsbedingungen wird vorgenommen.

## 4 Entwicklung eines Simulationsbaukastens

### 4.1 Grundlagen und Abgrenzung des Arbeitsgebietes

#### 4.1.1 Abgrenzung

Das konzeptionelle Vorgehen befasst sich mit Bearbeitungszentren kleiner bis mittlerer Baugröße. Bei den Bearbeitungsverfahren handelt es sich um die spanende Bearbeitung von prismatischen Teilen vorwiegend durch Fräsen und Bohren. Eine Einschränkung der Bearbeitungsbedingungen hinsichtlich Bearbeitung mit Kühlschmierstoff, Minimalmengenschmierung oder Trockenbearbeitung erfolgt nicht. Es werden Möglichkeiten zur Berücksichtigung in entsprechenden Randbedingungen dargestellt.

#### 4.1.2 Wärmeübertragung

Es existieren zwei Arten der Wärmeübertragung [63]. Wärme kann durch Leitung und durch Strahlung übertragen werden. Unter Konvektion versteht man die Wärmeleitung von einer Oberfläche zu einem bewegten Fluid. Ein Temperaturunterschied führt zu einem Wärmestrom und damit zu Wärmeübertragung. Bezüglich der Zeit definiert man stationäre Wärmeübertragung, wenn der Wärmestrom konstant ist. Verändern sich lokale Temperaturen, der Körper erwärmt sich beispielsweise oder kühlt ab, dann schwankt der Wärmestrom ebenso zeitlich. Es liegt instationäre Wärmeübertragung vor.

Die stationäre Wärmeleitung wird durch das Gesetz von Fourier definiert:

$$\dot{q} = -\lambda \cdot \nabla \vartheta = -\lambda \cdot \left( \frac{d\vartheta}{dx} + \frac{d\vartheta}{dy} + \frac{d\vartheta}{dz} \right) \quad (4.1)$$

Die Wärmestromdichte  $\dot{q}$  ist proportional zur Wärmeleitfähigkeit des Stoffes  $\lambda$  und zum Temperaturgradienten. Sie ist ihm entgegengerichtet. Über die Querschnittsfläche eines Körpers integriert ergibt sich der Wärmestrom [63]:

$$\dot{Q} = \int_A \dot{q} \cdot dA \quad (4.2)$$

Für eine ebene Wand mit konstantem Querschnitt folgt daraus:

$$\dot{Q} = \int_A -\lambda \cdot \frac{d\vartheta}{dx} \cdot dA = -\lambda \cdot A \cdot \frac{d\vartheta}{dx} \quad (4.3)$$

$$\dot{Q} \cdot \int_x dx = \int_{\vartheta} -\lambda \cdot A \cdot d\vartheta \quad (4.4)$$

Hat die Wand die Stärke  $s$  und darüber hinaus einen konstanten Wärmeleitwert  $\lambda$ , kann der Wärmestrom berechnet werden:

$$\dot{Q} = \frac{\lambda}{s} \cdot A \cdot (\vartheta_1 - \vartheta_2) \quad (4.5)$$

Der Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha$  gibt an, welcher Wärmestrom pro Flächeneinheit und pro Kelvin Temperaturdifferenz übertragen wird. Hier kann dieser definiert werden als:

$$\alpha = \frac{\lambda}{s} \quad (4.6)$$

Für sich ändernde Querschnitte senkrecht zum Wärmestrom wie beispielsweise in einem Hohlzylinder kann folgendes Beispiel dienen:

$$\dot{Q} = -\lambda \cdot A(r) \cdot \frac{d\vartheta}{dr} \quad (4.7)$$

$$\int \frac{1}{A(r)} dr = \frac{-\lambda}{\dot{Q}} \cdot \int d\vartheta \quad (4.8)$$

$$\frac{1}{2\pi l} \int \frac{1}{r} dr = \frac{-\lambda}{\dot{Q}} \cdot \int d\vartheta \quad (4.9)$$

$$\frac{1}{2\pi l} \cdot (\ln r_2 - \ln r_1) = \frac{-\lambda}{\dot{Q}} \cdot (\vartheta_2 - \vartheta_1) \quad (4.10)$$

$$\frac{1}{2\pi l} \cdot \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right) = \frac{-\lambda}{\dot{Q}} \cdot (\vartheta_2 - \vartheta_1) \quad (4.11)$$

$$\dot{Q} = \frac{2\pi l \cdot \lambda}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)} \cdot (\vartheta_1 - \vartheta_2) \quad (4.12)$$

Wird die äußere Fläche des Hohlzylinders als Bezugsgröße angenommen, kann für den Wärmeübergangskoeffizienten geschrieben werden:

$$\alpha = \frac{\lambda \cdot \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{r_2} \quad (4.13)$$

Bei Wärmeübertragung mit Stofftransport (Konvektion) ergibt sich für den Wärmestrom:

$$\dot{Q} = \alpha_{konv} \cdot A \cdot (\vartheta_1 - \vartheta_2) \quad (4.14)$$

Die kennzeichnende Größe der Konvektion ist der konvektive Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_{konv}$ . Es wird zwischen freier und erzwungener Konvektion unterschieden. Beide Konvektionsarten stellen einen idealisierten Zustand dar. In der Mehrzahl der praktischen Fälle existiert eine Form von Mischkonvektion, die Anteile von freier und erzwungener Konvektion aufweist. Kennzeichen der erzwungenen Konvektion ist eine äußere Strömung, die durch Druckdifferenz aufrechterhalten wird. Aufgrund der Tatsache, dass die Wärmeübergangskoeffizienten nicht analytisch hergeleitet werden können, wurde eine Reihe von Versuchen durchgeführt. Mit Hilfe von Modellvorstellungen und Kennzahlen lassen sich Beziehungen für  $\alpha_{konv}$  aufstellen. Zur Ermittlung der Gesetzmäßigkeiten werden dimensionslose Kennzahlen wie die Nusselt-Zahl, die Reynolds-Zahl, die Prandtl-Zahl und die Grashof-Zahl verwendet. Für die Temperaturgrenzschicht  $\delta_\vartheta$  einer Strömung und die Nusselt-Zahl gilt:

$$\alpha_{konv} = \frac{\lambda}{\delta_\vartheta} \quad (4.15)$$

$$Nu = \frac{L}{\delta_\vartheta} \quad (4.16)$$

Mit  $L$  wird die charakteristische Länge einer Strömung bezeichnet. Gleichungen 4.15 und 4.16 ergeben:

$$Nu = \frac{\alpha_{konv} \cdot L}{\lambda} \quad (4.17)$$

Im Wesentlichen hängt die Nusselt-Zahl von der Reynolds-Zahl, Prandtl-Zahl und Grashof-Zahl ab. Sie sind definiert als:

$$Nu = f(Re, Pr, Gr) \quad (4.18)$$

$$Re = \frac{\omega_\infty \cdot L}{\nu} \quad (4.19)$$

$$Pr = \frac{\varrho \cdot \nu \cdot c_p}{\lambda} \quad (4.20)$$

$$Gr = \frac{g \cdot L^3 \cdot \beta \cdot \Delta T}{\nu^2} \quad (4.21)$$

Dabei charakterisiert die Reynolds-Zahl  $Re$  die Strömungseigenschaften mit der Strömungsgeschwindigkeit  $\omega_\infty$  im ungestörten Fluid, der die Strömung kennzeichnenden Abmessung  $L$  und der kinematischen Viskosität  $\nu$  des Fluids. Die Prandtl-Zahl  $Pr$  kennzeichnet die Fluideigenschaften und wird gebildet aus Dichte  $\varrho$ , kinematischer Viskosität

$\nu$  und Wärmeleitfähigkeit  $\lambda$  des Fluids. Infolge von Temperaturunterschieden zwischen Oberfläche und Fluid können Auftriebskräfte die Strömung beeinflussen. Berücksichtigt wird dies mit der Grashof-Zahl  $Gr$ . Neben den bereits benannten Größen gehen die Erdbeschleunigung  $g$ , der isobare Volumenausdehnungskoeffizient  $\beta$  und die Temperaturdifferenz zwischen dem ungestörten Fluid und der Oberfläche  $\Delta T$  ein. Vereinzelt wird bei freier Konvektion mit der Rayleigh-Zahl  $Ra$  gearbeitet:

$$Ra = Gr \cdot Pr \quad (4.22)$$

Wärmeübertragung durch Strahlung erfolgt durch elektromagnetische Wellen im Wellenlängenbereich von 0,8 bis 400  $\mu\text{m}$  und benötigt keine Materie. Luft ist durchlässig für elektromagnetische Wellen. Treffen die Wellen auf einen Körper, werden sie in Abhängigkeit seiner Eigenschaften von ihm absorbiert, reflektiert oder durchgelassen. Für die Summe dieser Anteile gilt:

$$\alpha + \varrho + \tau = 1 \quad (4.23)$$

Die einzelnen Anteile können für einen Körper wellenlängenabhängig sein. Der schwarze Körper als Modellvorstellung hat einen Absorptionsgrad  $\alpha$  von 1. Technische Oberflächen reflektieren einen Strahlungsanteil und werden deshalb mit einem Emissionsverhältnis zum schwarzen Körper charakterisiert. Laut dem Kirchhoffschen Gesetz

$$\varepsilon = \alpha \quad (4.24)$$

entspricht die abgegebene gleich der aufgenommenen Strahlung. Die Integration des Planckschen Strahlungsgesetzes

$$i_{\lambda,s} = \frac{C_1}{\lambda^5 \cdot (e^{C_2/(\lambda T)} - 1)} \quad (4.25)$$

mit den Konstanten

$$C_1 = 2 \cdot \pi \cdot c^2 \cdot h = 3,7418 \cdot 10^{-16} \text{ W} \cdot \text{m}^2 \quad (4.26)$$

$$C_2 = c \cdot h/k_B = 1,438 \cdot 10^{-2} \text{ K} \cdot \text{m} \quad (4.27)$$

über den gesamten Wellenlängenbereich

$$\dot{q}_s = \int_{\lambda=0}^{\lambda=\infty} i_{\lambda,s} \cdot d\lambda = \sigma \cdot T^4 \quad (4.28)$$

ergibt den Wärmestrom, den ein schwarzer Körper aussendet. Der durch Strahlung ausgesendete Wärmestrom  $\dot{q}_s$  ist proportional zur vierten Potenz der Absoluttemperatur  $T$ , der Proportionalitätsfaktor  $\sigma$  wird als Stefan-Boltzmann-Konstante bezeichnet. Für den grauen Strahler gilt:

$$\dot{q}_s = \varepsilon \cdot \sigma \cdot T^4 \quad (4.29)$$

Da jeder Körper oberhalb einer Temperatur vom absoluten Nullpunkt Strahlung aussendet, handelt es sich in technischen Fragestellungen um den Wärmeaustausch zwischen Flächen. Die Verhältnisse sind kompliziert, da die Flächen in Wechselwirkung treten. Weitere Ausführungen dazu macht [8]. Hier wird beispielhaft der Wärmeaustausch zwischen zwei parallelen, grauen und gleich großen Platten erwähnt:

$$\dot{Q}_{12} = C_{12} \cdot A \cdot \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \quad (4.30)$$

$$C_{12} = \frac{C_s}{1/\varepsilon_1 + 1/\varepsilon_2 - 1}$$

$$C_s = 10^8 \cdot \sigma$$

Die Genauigkeit der Bestimmung des ausgetauschten Wärmestromes hängt von der Kenntnis des Emissionsverhältnisses ab. Einen Einfluss bei technischen Oberflächen haben die Temperatur und die Oberflächenbeschaffenheit. Umfangreiche Werte können beispielsweise [64, 65] entnommen werden. Es wird oft darauf hingewiesen, dass Angaben aus der Literatur nur als Richtwerte dienen können. Zusätzlich ist zu beachten, ob das Emissionsverhältnis nur für die Normalkomponente der Strahlung in Form von  $\varepsilon_n$  angegeben ist [63]. Für genaue Ergebnisse ist eine messtechnische Bestimmung des Emissionsverhältnisses unumgänglich.

### 4.1.3 Temperaturabhängigkeit der Materialeigenschaften und Kennzahlen

Die thermischen Eigenschaften von Festkörpern können im relevanten Temperaturbereich (siehe Kapitel 2.1) als konstant angesehen werden. Für Fluide gilt dies nicht. Zum Teil ist eine ausgeprägte Temperaturabhängigkeit zu verzeichnen. Zur Berechnung des konvektiven Wärmeüberganges sind die Fluideigenschaften bei der Temperatur notwendig, die sich aus einer Mittelwertbildung zwischen ungestörter Fluidtemperatur und der Oberflächentemperatur ergibt. Für die Bestimmung von Wärmeübergangskoeffizienten wird eine Einschätzung vorgenommen. Dazu werden Oberflächen von Werkzeugmaschinenbaugruppen in Gruppen eingeteilt (Tabelle 4.1). Diese Gruppen tragen jeweils spezifische Eigenschaften, die Einfluss auf den konvektiven Wärmeübergang besitzen. Die Wirkung des Kühlschmierstoffes (KSS) wird gesondert ausgewiesen.

Eine Berechnung des konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten für freie Konvektion an vertikalen Flächen entsprechend [8] ergibt:

$$\alpha_{frei} = \frac{Nu_{frei} \cdot \lambda}{L} \quad (4.31)$$

$$Nu_{frei} = \left( 0,825 + 0,387 \sqrt[6]{Ra \cdot f_1(Pr)} \right)^2 \quad (4.32)$$

Tabelle 4.1: Flächengruppen für Werkzeugmaschinenbaugruppen zur Charakterisierung des konvektiven Übergangs

	Maschinen- einhausung	Gestell	Haupt-/ Nebenantrieb
Fläche (m <sup>2</sup> )	1 - 10	1 - 10	0,1 - 1
Temperatur Baugruppe (°C)	15 - 30	15 - 30	15 - 70
Temperatur Luft (°C)	15 - 30	15 - 30	15 - 30
Geschwindigkeit Luft (m/s)	0 - 1	0 - 1	0 - 1
Temperatur KSS (°C)	-	20 - 50	-
Geschwindigkeit KSS (m/s)	-	?	-
geometrische Form	Rechteck	Rechteck, n-Eck	Rechteck, Zy- linder
Lage	senkrecht	senkrecht, waagrecht	senkrecht, waagrecht

$$Pr = \frac{\rho \cdot c_p}{\lambda} \cdot \nu$$

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot L^3}{\nu^2}$$

Für die Temperaturabhängigkeit der physikalischen Eigenschaften von Luft kann nach den Daten in [8] unter Nutzung der Regression mit polynomem Funktionsansatz gelten:

$$\beta(T) = \left(-0,0104 \cdot \frac{T}{^\circ\text{C}} + 3,6418\right) \cdot 10^{-3} \frac{1}{\text{K}} \quad (4.33)$$

$$c_p(T) = \left(-1 \cdot 10^{-6} \cdot \left(\frac{T}{^\circ\text{C}}\right)^4 + 2 \cdot 10^{-4} \cdot \left(\frac{T}{^\circ\text{C}}\right)^3 - \dots \right. \\ \left. \dots - 0,01 \cdot \left(\frac{T}{^\circ\text{C}}\right)^2 + 0,2 \cdot \left(\frac{T}{^\circ\text{C}}\right)\right) \cdot \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \quad (4.34)$$

$$\lambda(T) = \left(0,0728 \frac{T}{^\circ\text{C}} + 24,219\right) \cdot 10^{-3} \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}} \quad (4.35)$$

$$\nu(T) = \left(0,9793 \frac{T}{^\circ\text{C}} + 134,24\right) \cdot 10^{-7} \frac{\text{m}^2}{\text{s}} \quad (4.36)$$

Die Prandtl-Zahl wird mit der mittleren Temperatur  $T$  aus der Oberflächen- oder Wand-

Tabelle 4.2: Prandtl-Zahlen für Luft

$T$ in °C	10	20	30	40	50
$Pr(T)$	0,716	0,717	0,717	0,716	0,713

temperatur  $T_W$  und der ungestörten Fluidtemperatur  $T_\infty$  gebildet:

$$T = \frac{T_W + T_\infty}{2} \quad (4.37)$$

Bei einer angenommenen Lufttemperatur  $T_\infty$  von 20 °C und einer Wandtemperatur zwischen

$$15 \text{ °C} \leq T_W \leq 70 \text{ °C} \quad (4.38)$$

ergibt sich ein Wertebereich für  $T$  von

$$17,5 \text{ °C} \leq T \leq 45 \text{ °C} \quad (4.39)$$

Die Werte der Prandtl-Zahl für ausgewählte Temperaturen aus diesem Temperaturbereich zeigt Tabelle 4.2.

Der Funktionswert  $f_1(Pr)$  kann damit als konstant angenommen werden [8]:

$$f_1(Pr) = 0,345 \quad (4.40)$$

Das für die Berechnung notwendige  $\Delta T$  lässt sich unter Beachtung der Grenzen aus Gleichung 4.38 mit

$$\Delta T = |T_\infty - T_W| \quad (4.41)$$

zu

$$0 \text{ K} \leq \Delta T \leq 50 \text{ K} \quad (4.42)$$

bestimmen. Für den Fall der freien Konvektion an senkrechten Flächen definiert sich die die Strömung charakterisierende Größe  $L$  aus der überströmten Länge in vertikaler Richtung. Der Wertebereich wird zu

$$1 \text{ m} \leq L \leq 3 \text{ m} \quad (4.43)$$

unter Berücksichtigung der in Tabelle 4.1 angegebenen Wertebereiche gesetzt. Damit kann eine temperaturabhängige Grashof-Zahl berechnet werden (Tabelle 4.3). Den Wertebereich der sich unter Berücksichtigung der Temperaturabhängigkeit der Stoffeigenschaften ergebenden Nusselt-Zahl zeigt Tabelle 4.4.

Eine Gesamteinschätzung zur Verwendung von temperaturabhängigen Fluideigenschaften ermöglicht Abbildung 4.1. Sie zeigt für verschiedene Modellfälle den berechneten

Tabelle 4.3: Grashof-Zahlen für Luft bei  $L = 1\text{ m}$ ,  $T_\infty = 20\text{ °C}$

$\Delta T$ in K	0	10	20	30	40	50
$Gr(T)$ in $10^6$	0	1316	2440	3396	4208	4895

Tabelle 4.4: Nusselt-Zahlen für freie Konvektion an vertikalen Flächen (Fluid Luft,  $L = 1\text{ m}$ ,  $T_\infty = 20\text{ °C}$ )

$\Delta T$ in K	0	10	20	30	40	50
$Nu_{frei}(T)$	$\approx 0$	120	146	162	173	181

Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha$  für freie Konvektion an senkrechten Flächen mit und ohne Einfluss der Temperatur auf die Fluideigenschaften. Die Stoffeigenschaften für die konstante Variante wurden bei  $20\text{ °C}$  bestimmt.

Die Strichlinien-Graphen zeigen die berechneten  $\alpha_{frei}$ -Werte mit konstanten Fluideigenschaften bei  $20\text{ °C}$ , die Volllinien-Graphen berücksichtigen die Temperatur bei der Berechnung der Fluideigenschaften. Selbst bei großen Temperaturunterschieden zwischen Oberfläche ( $T_{Wand}$ ) und Luft ( $20\text{ °C}$ ) ist die Abweichung  $< 4\%$ . Für Simulationsrechnungen ist es ausreichend, mit konstanten Fluideigenschaften bei  $20\text{ °C}$  zu rechnen.

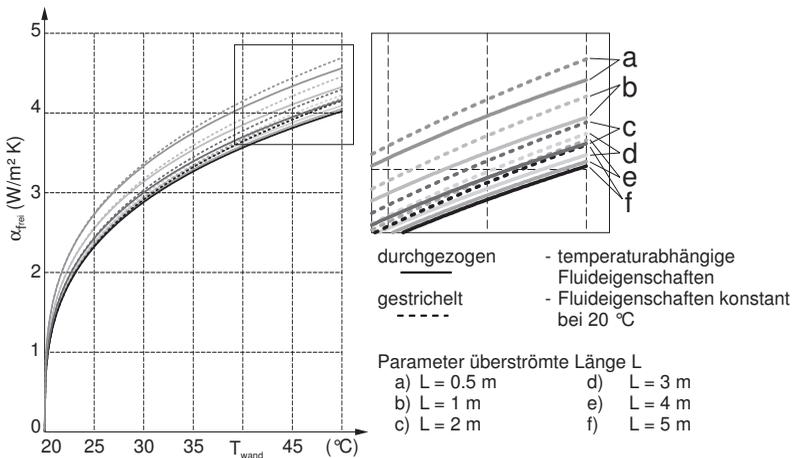


Abbildung 4.1: Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_{frei}$  einer vertikalen Fläche, Parameter überströmte Länge  $L$

Tabelle 4.5: Abweichung des Wärmeübergangskoeffizienten unter Nutzung konstanter Fluideigenschaften bei 20 °C

Wärmeübergangskoeffizient	Flächenorientierung	$T_{Fluid}$ (°C)	$\Delta T$ (K)	$L$ (m)	$\omega$ (m/s)	Abweichung (%)
$\alpha_{frei}$	senkrecht	20	30	0,5	-	2,8
$\alpha_{frei}$	senkrecht	20	30	5	-	3,2
$\alpha_{erzw}$	beliebig	30	-	1	0,1	0,9
$\alpha_{erzw}$	beliebig	30	-	5	0,1	1,3
$\alpha_{erzw}$	beliebig	30	-	1	1	1,5
$\alpha_{erzw}$	beliebig	30	-	5	1	1,8
$\alpha_{misch}$	senkrecht	30	30	1	0,1	4,4
$\alpha_{misch}$	senkrecht	30	30	1	1	1,2
$\alpha_{misch}$	senkrecht	30	30	5	1	0,9

Weitere Betrachtungen für andere Konvektionsarten führen zu ähnlichen Aussagen. Bei der erzwungenen Konvektion ist zu entscheiden, ob bei Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_{erzw}$  zur Berechnung der Wärmeleitfähigkeit des Fluids die ungestörte Fluidtemperatur oder die mittlere Temperatur zwischen Oberfläche und Fluid ( $\alpha_{erzw} = f(T_W)$ ) als Berechnungsgrundlage dient. Die Literatur macht keine eindeutigen Aussagen zu dieser Problematik. Die Abweichung von  $\alpha$  ist für Temperaturunterschiede  $\Delta T$  bis 25 K ebenfalls  $< 4\%$ . Eine Übersicht gibt Tabelle 4.5.

Für Mischkonvektion wurde der Ansatz

$$Nu_{misch} = \sqrt[3]{Nu_{erzw}^3 \pm Nu_{frei}^3} \quad (4.44)$$

nach [8] gewählt. Es kommt zur Addition der beiden Anteile, wenn erzwungene und freie Konvektion gleichgerichtet sind. Zur Berechnung der Mischkonvektion sind in jedem Fall die Temperatur der Oberfläche, die ungestörte Fluidtemperatur, die überströmte Länge oder der für die Strömung kennzeichnende geometrische Parameter und die Strömungsgeschwindigkeit notwendig.

Bei Konvektion an horizontalen Flächen werden die Abweichungen größer sein, da der Modellansatz von einer Fläche ausgeht, die ein Teil einer unendlichen Fläche ist. Dies trifft im Werkzeugmaschinenbau nicht zu. In den Randbereichen ist mit Ungenauigkeiten zu rechnen. Es bleibt festzuhalten, dass bei Luftströmungen mit Lufttemperaturen  $\geq 50\text{ °C}$  die Temperaturabhängigkeit der physikalischen Eigenschaften der Luft berücksichtigen

sichtig werden muss. In anderen Fällen genügt es, mit konstanten Lufteigenschaften bei 20 °C zu rechnen.

#### 4.1.4 Finite-Elemente-Methode

Die Methode der Finiten Elemente ist ein bereichsweise angewandtes numerisches Näherungsverfahren. „Bereichsweise“ steht für die Eigenschaft, die Ansatzfunktionen nur für Teilgebiete aufzustellen. Diese Teilgebiete werden Elemente genannt. Die Funktionen werden so gewählt, dass sich die Nachbarbereiche kontinuierlich anschließen. Die Anschlussstellen bezeichnet man als Knoten. Knoten und Elemente bilden zusammen das Finite-Elemente-Netz (FE-Netz). Die Klasse der Formfunktionen kann beliebig gewählt werden, muss jedoch über alle Teilbereiche gleich sein. Bereits Funktionen niedriger Ordnung liefern hinreichend genaue Berechnungsergebnisse. Für die frei wählbaren Koeffizienten in den Formfunktionen werden physikalisch deutbare Größen, für thermische Analysen die Temperatur, eingeführt. Die Gesamtheit der Formfunktionen kann in ein lineares Gleichungssystem der Form

$$\mathbf{K} \mathbf{T} = -\mathbf{Q} \quad (4.45)$$

überführt werden.  $\mathbf{K}$  repräsentiert dabei die Gesamtleitfähigkeitsmatrix,  $\mathbf{T}$  den Temperaturvektor und  $\mathbf{Q}$  den Lastvektor in Form von Wärmeströmen (Wärmestromvektor). Die Knotentemperaturen des Modells können durch Bildung von

$$-\mathbf{K}^{-1} \mathbf{Q} = \mathbf{T} \quad (4.46)$$

ermittelt werden. Die Lösung wird in den meisten FE-Programmen nicht über die Bildung der inversen Matrix vorgenommen. Es kommen direkte oder iterative numerische Verfahren zum Einsatz. Die Gesamtleitfähigkeitsmatrix  $\mathbf{K}$  setzt sich aus den Element-Leitfähigkeitsmatrizen  $\mathbf{K}^e$  zusammen. Sie werden rein formal entsprechend der Vorschrift

$$\mathbf{K}^e = \iint_A \mathbf{B}^T \mathbf{D} \mathbf{B} \, dA \quad (4.47)$$

für ebene Elemente und

$$\mathbf{K}^e = \iiint_V \mathbf{B}^T \mathbf{D} \mathbf{B} \, dV \quad (4.48)$$

für räumliche Elemente gebildet. Die Element-Leitfähigkeitsmatrizen sind für gängige Elementtypen in Standardwerken tabelliert.  $\mathbf{D}$  stellt die Werkstoffmatrix dar.  $\mathbf{B}$  könnte man in Analogie zur Verschiebungs-Verzerrungs-Transformationsmatrix bei mechanischen FE-Berechnungen als Temperatur-Temperaturgradienten- Transformationsmatrix bezeichnen. Grundlagen und Herleitung sind in [66, 67] zu finden. Für transiente Aufgabenstellungen wird Gleichung 4.45 um eine Kapazitätsmatrix  $\mathbf{C}$  erweitert:

$$\mathbf{K} \mathbf{T} + \mathbf{C} \mathbf{T}' = -\mathbf{Q} \quad (4.49)$$

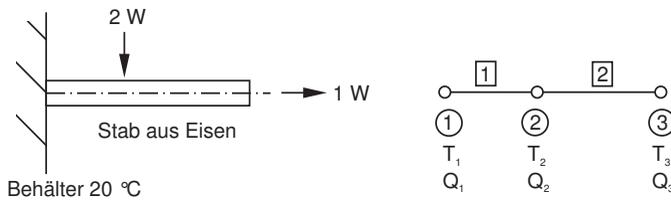


Abbildung 4.2: FE-Modellierung am Beispiel

Ein einfaches Beispiel (Abb. 4.2) verdeutlicht das Vorgehen. Ein 1 m langer runder Stab ( $\varnothing 20$  mm) aus Stahl ( $\lambda = 54 \text{ W/m} \cdot \text{K}$ ) ist an einem großen Behälter angeschweißt. Der Behälter selbst hat eine konstante Temperatur von  $20 \text{ }^\circ\text{C}$ . Dem Stab wird in 400 mm Abstand vom Behälter eine Wärmeleistung von 2 W zugeführt. Am Stabende wird ein Wärmestrom von 1 W abgenommen. Der gegebene Sachverhalt wird als eindimensionales Wärmeleitproblem idealisiert, konvektive Wärmeabgabe an die Umgebung wird vernachlässigt. Für die Ermittlung der Temperaturen im stationären Zustand wird ein Modell aufgebaut. Es besteht aus drei Knoten und zwei Elementen. Mit der Elementleitfähigkeit

$$K = \frac{\lambda \cdot A}{l} \quad (4.50)$$

kann die Element-Leitfähigkeitsmatrix

$$\mathbf{K}^e = \begin{pmatrix} K & -K \\ -K & K \end{pmatrix} \quad (4.51)$$

für Element 1 und Element 2

$$\mathbf{K}_1^e = \begin{pmatrix} 0,042 & -0,042 \\ -0,042 & 0,042 \end{pmatrix} \quad (4.52)$$

$$\mathbf{K}_2^e = \begin{pmatrix} 0,034 & -0,034 \\ -0,034 & 0,034 \end{pmatrix} \quad (4.53)$$

gebildet werden. Hier wird deutlich, dass die FEM keine physikalischen Einheiten berücksichtigt. Die Einheiten werden konsistent für ein Modell festgelegt. Mit Bildung der Gesamtleitfähigkeitsmatrix

$$\mathbf{K} = \begin{pmatrix} K_1 & -K_1 & 0 \\ -K_1 & K_1 + K_2 & -K_2 \\ 0 & -K_2 & K_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0,042 & -0,042 & 0 \\ -0,042 & 0,042 + 0,034 & -0,034 \\ 0 & -0,034 & 0,034 \end{pmatrix} \quad (4.54)$$

kann das lineare Gleichungssystem aufgestellt werden:

$$\begin{pmatrix} 0,042 & -0,042 & 0 \\ -0,042 & 0,042 + 0,034 & -0,034 \\ 0 & -0,034 & 0,034 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} T_1 \\ T_2 \\ T_3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} Q_1 \\ Q_2 \\ Q_3 \end{pmatrix} \quad (4.55)$$

Die bekannten Wärmeströme stellen äußere Lasten dar, werden eingebaut

$$\begin{pmatrix} 0,042 & -0,042 & 0 \\ -0,042 & 0,042 + 0,034 & -0,034 \\ 0 & -0,034 & 0,034 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} T_1 \\ T_2 \\ T_3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 2 \\ -1 \end{pmatrix} \quad (4.56)$$

und dabei gleichzeitig unbekannte Anteile zu null gesetzt. Der Einbau der inhomogenen Randbedingung am Knoten 1 mit  $T_1 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$  erfolgt in mehreren Schritten:

$$\begin{pmatrix} 0,042 & -0,042 & 0 \\ -0,042 & 0,042 + 0,034 & -0,034 \\ 0 & -0,034 & 0,034 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} T_1 \\ T_2 \\ T_3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 & - & 20 \cdot 0,042 \\ 2 & - & 20 \cdot -0,042 \\ -1 & - & 20 \cdot 0 \end{pmatrix} \quad (4.57)$$

$$\begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0,042 + 0,034 & -0,034 \\ 0 & -0,034 & 0,034 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} T_1 \\ T_2 \\ T_3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -0,84 \\ 2,84 \\ -1 \end{pmatrix} \quad (4.58)$$

$$\begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0,042 + 0,034 & -0,034 \\ 0 & -0,034 & 0,034 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} T_1 \\ T_2 \\ T_3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 20 \\ 2,84 \\ -1 \end{pmatrix} \quad (4.59)$$

Für den Temperaturvektor ergibt sich:

$$\begin{pmatrix} T_1 \\ T_2 \\ T_3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 20 \\ 43,81 \\ 14,398 \end{pmatrix} \quad (4.60)$$

Über eine Rückrechnung mit den Element-Leitfähigkeitsmatrizen werden die Knotenwärmeströme ermittelt, für Element 1:

$$\begin{pmatrix} 0,042 & -0,042 \\ -0,042 & 0,042 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} 20 \\ 43,81 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} Q_1 \\ Q_2 \end{pmatrix} \quad (4.61)$$

$$\begin{pmatrix} Q_1 \\ Q_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -1 \\ 1 \end{pmatrix} \quad (4.62)$$

Der Vergleich mit den exakten Verläufen von Temperatur und Wärmestromdichte offenbart, dass die Temperaturen an den Elementgrenzen ziemlich exakt wiedergegeben werden und innerhalb des Elementes einer gewissen Ungenauigkeit unterliegen (lineare Funktionen). Mit den Wärmestromdichten ist es entgegengesetzt. Diese stimmen in der Elementmitte überein, weisen aber an den Elementgrenzen Sprünge auf. Die Genauigkeit der Ergebnisse leidet, wenn die Gesamtleitfähigkeitsmatrix schlecht konditioniert ist. Es treten auf der Hauptdiagonalen Koeffizienten auf, die sich durch mehrere Zehnerpotenzen voneinander unterscheiden. Ursachen für mangelhafte Genauigkeit können nach [68] sein:

- Idealisierungsfehler bei der Abstraktion des physikalischen Sachverhaltes,
- Diskretisierungsfehler,
- numerischer Rundungsfehler.

Der numerische Rundungsfehler ist unter Beachtung der Matrixkonditionierung bei heutiger doppeltgenauer interner Zahlendarstellung von untergeordneter Bedeutung. Der Anwender kann den Diskretisierungsfehler durch folgende Maßnahmen verringern:

- Verdichtung der Elementanzahl,
- Verdichtung der Elemente in Bereichen hoher Wärmestromdichte-Gradienten,
- Erhöhung der Polynomordnung der Ansatzfunktion.

Eine generelle Verdichtung der Elementanzahl ist nicht anzustreben. Der Aufwand zur Lösung steigt mit der dritten Potenz zur Anzahl der Freiheitsgrade im Gleichungssystem. Für den Bedarf an Rechenleistung ist die Bandbreite des Gleichungssystems von Bedeutung. Sie bestimmt sich danach, in welcher am weitesten entfernten Spalte von einem Wert auf der Hauptdiagonalen ein sich von null verschiedener Wert befindet. Einfluss darauf hat die Knotenummerierung, sie legt die Position des Leitfähigkeitswertes in der Gesamtleitfähigkeitsmatrix fest. Automatisch generierte FE-Netze, wie sie beispielsweise von CAD-Programmen erzeugt werden, weisen manchmal erhebliche Knotenzahldifferenzen innerhalb eines Elementes auf. Das Element dehnt sich damit bildlich gesprochen über einen großen Bereich in der Gesamtleitfähigkeitsmatrix aus und erhöht die Bandbreite. Dies führt zu erhöhtem Speicherbedarf [66]. Schon ein FE-Netz mit 10 000 Knoten und 1 Freiheitsgrad pro Knoten (Temperatur) benötigt einen theoretischen Speicherbedarf für die Gesamtleitfähigkeitsmatrix bei doppelter Zahlen Genauigkeit (8 Bytes) von  $10\,000 \cdot 10\,000 \cdot 1 \cdot 8 \text{ Bytes} = 763 \text{ MByte}$ . Durch geschickten Modellaufbau kann dieser Wert stark minimiert werden.

## 4.2 Konzept

Der Ablauf in FE-Programmen folgt im Gegensatz zu CAD-Programmen dem EVA-Prinzip: Eingabe – Verarbeitung – Ausgabe. Das Konzept wurde in Anlehnung daran entwickelt. Bereits bekannte Kenntnisse und Abläufe aus anderen Bereichen der FE-Simulation erleichtern das Verständnis und die Nutzung. Für die Teile des EVA-Prinzips werden spezielle Programmteile genutzt: Preprocessor (Preprozessor) – Solver – Postprocessor (Postprozessor). In den Gleichungslösern (Solver) steckt sehr viel

Wissen und Entwicklungsarbeit, sie werden meist betriebssystemunabhängig programmiert. Deshalb sind sie eigenständige Programme und werden zum Teil von verschiedenen Softwarefirmen genutzt. Zusätzlich erlaubt diese Vorgehensweise der Trennung in separate Abschnitte die Verlagerung des Lösungsschrittes auf Rechencluster oder Supercomputer. Die Vorbereitung und Auswertung werden an einem Desktop-PC-System vorgenommen. Das grundsätzliche Vorgehen des Baukastenkonzeptes ist mit jedem FE-Programm realisierbar. Die prototypische Umsetzung im Rahmen der Arbeit erfolgt mit der Software Ansys [2]. Es handelt sich dabei um ein Simulationsprogramm, welches einen Großteil der physikalischen Prinzipien mit der Möglichkeit zur Finiten-Elemente-Analyse abdeckt. Weiterhin bietet es dem Anwender Anpassungs- und Erweiterungsmöglichkeiten. Das grundsätzliche Vorgehen ist mit jedem FE-Programm umsetzbar. Ansys bietet den Vorteil einer Skriptsprache (APDL, Ansys Parametric Design Language), die auch ohne detaillierte Programmierkenntnisse einfach zu erlernen und gut dokumentiert ist. Sie wird bei der Erstellung von verschiedenen Programmteilen genutzt. Wie bereits im Kapitel 3 angedeutet, ist die Zielstellung des Simulationsbaukastens, das thermische Verhalten eines Werkzeugmaschinenentwurfes zu ermitteln. Ergebnis ist dabei ein Temperaturfeld der modellierten Struktur nach einem stationären oder instationären Lastfall. Die Ermittlung der thermoelastischen Verformung der Struktur kann in einem zweiten Schritt erfolgen. Der Berechnungsaufwand ist im Gegensatz zu einer gekoppelten Simulation geringer. Rückkopplungen aus der thermoelastischen Dehnung auf das thermische Verhalten lassen sich jedoch nicht ermitteln.

Das Vorgehen für die Durchführung einer Simulation wird strukturiert und in einzelne Schritte gegliedert (Abb. 4.3). Die generelle Vorgehensweise wurde um die für die thermische Maschinenuntersuchung spezifischen Punkte erweitert. Eine Unterteilung gewährleistet einen strukturierten Aufbau und ermöglicht gleichzeitig eine effiziente Fehlersuche.

Für einen raschen Modellaufbau ist eine Unterstützung bei der Geometrie- und FE-Netzerstellung vorteilhaft. Nur zum Teil weisen FE-Programme die Funktionalitäten von CAD-Programmen auf. Hier besteht ein erster Ansatz zur Effizienzsteigerung. Mittels mehrerer parametrierbarer Unterprogramme (UP) wird ein Modell aufgebaut. Somit setzt es sich aus Teilen, die Bausteinen ähnlich sind, zusammen. Die Befehle zum Aufruf der UP werden in einer Textdatei abgelegt. Dabei erwachsen Vorteile für eine schnelle und effiziente Änderung sowie die Möglichkeit, verschiedene Varianten speichersparend abzulegen. Ebenso ergänzen Kommentare das Vorgehen in der Simulation des Maschinenentwurfes. Die Geometriegestaltung kann zusätzlich auf feste Baureihen oder Baugrößen von Normteilen ausgerichtet werden. Lediglich über die Angabe einer Kennzahl – die Baugröße – werden dann Komponenten erzeugt. Das für die Simulation notwendige FE-Netz (*mesh*) aus Knoten (*nodes*) und Elementen (*elements*) kann durch zwei Varianten erzeugt werden:

1. Direkte Generierung von Elementen und Knoten,

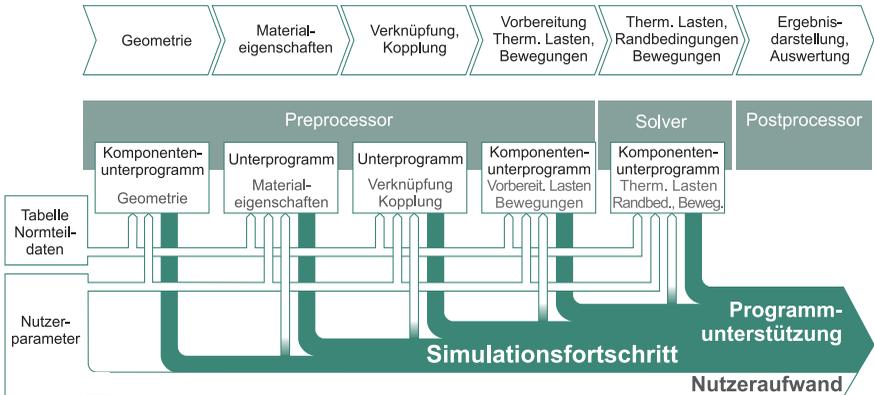


Abbildung 4.3: Strukturiertes Vorgehen in der thermischen FE-Simulation und effiziente Modellerstellung mit parametergesteuerten Komponenten

## 2. Generierung von Geometrien (Punkte, Linien, Flächen, Volumen) und Vernetzen der Geometrie mit Knoten und Elementen.

Obwohl die zweite Variante aufwändiger erscheint, ist sie Grundlage für die Modellerstellung. Sie bietet Vorteile bei der Visualisierung, der Auswahl von Elementen und der Definition von Lasten und Randbedingungen. Für die Strategie der Vernetzung wird im Wesentlichen auf eine gesteuerte Erzeugung (sog. *mapped mesh*) des FE-Netzes gesetzt. Bei einer freien Vernetzung (sog. *free mesh*) sind die Ergebnisse nicht immer zufriedenstellend, es werden feinere Elementgrößen benötigt und es wird nur eine begrenzte Anzahl von Elementtypen unterstützt. *Free Mesher* eignen sich hervorragend für das Vernetzen von importierten CAD-Geometrien mit Tetraederelementen. Sie ermöglichen die Integration von CAD-Geometrien, wenn deren Netz über geeignete Kopplungen an das vorhandene Elementnetz angebunden wird. Die Nutzung eines *mapped mesh* gewährleistet wohlgeformte Netze bei geringen Elementzahlen.

Ein weiterer Aspekt kommt zur eigentlichen Modelldarstellung hinzu. In einer Analyse von Simulationsergebnissen besitzt das Modellverständnis einen hohen Stellenwert. Die Überführung eines physikalischen Sachverhaltes erfordert oft Vereinfachungen im Modell. Sie bilden das Verhalten mit verminderter Genauigkeit, teilweise auch exakt, ab. Der visuelle Aspekt geht unter Umständen verloren. Um eine bessere Bewertung des Modells und der Ergebnisse zu erreichen, werden wenn notwendig Zusatzgeometrien zu Darstellungszwecken erzeugt. Sie sind Teil des Modells, können jedoch bei der Berechnung deaktiviert werden und beeinflussen damit nicht die Rechengeschwindigkeit und den Speicherbedarf.

Im Konzept des Simulationsbaukastens wird der Grundsatz einer sinnvollen Abstraktion berücksichtigt. Idealisierungen im Rahmen der Modellbildung vereinfachen den Modelllaufbau stark. Dies wirkt sich – zweifelsfrei – auf die Lösungsgeschwindigkeit aus. Der Geschwindigkeitsvorteil kann jedoch zunichtegemacht werden, wenn bei einer Auswertung der Simulationsergebnisse zusätzliche Zeit für die Aufbereitung benötigt wird. Ein linienförmiges Balkenelement für einen Doppel-T-Träger ist in der Berechnung schneller als ein aus Volumenelementen erzeugtes Modell. In der Auswertungsphase zur Darstellung der Ergebnisse erfordert dies zusätzliche Erklärungen oder grafische Ergänzungen, die „Linie“ als Doppel-T-Träger begrifflich zu machen. – „Ein Bild sagt mehr als tausend Worte.“ Man kann diesen Sachverhalt als Gefahr von Abstraktionsstufen bezeichnen.

Zusammengefasst führen die Grundlagen des Simulationskonzeptes gemeinsam mit der Integration automatisierter Abläufe zu einer Zeiteinsparung (Abb. 4.4). Neben dem zeitlichen Vorteil ergibt sich mit der Nutzung des Simulationsbaukastens zur Ermittlung des thermischen Verhaltens eines Maschinenentwurfes folgender Zusatznutzen in Form von:

- verkürzten Änderungszeiten,
- einfachen Erweiterungen und Modifikationen,
- besserer Abbildung der wirklichen Verhältnisse und
- einer vertrauten Simulationsumgebung.

## 4.3 Umsetzung

### 4.3.1 Geometriekomponenten des Maschinenentwurfes

Die Erzeugung eines geordneten Elementnetzes (*mapped mesh*) zur Geometrieprepräsentation unterliegt Restriktionen. Einfache geometrische Primitive werden problemlos mit einer festgelegten Elementgröße vernetzt. Gradienten für die Elementgröße unterstützen die Anpassung an die Beanspruchung. Baugruppen und Bauteile in Werkzeugmaschinen sind komplizierter. Sie müssen in einem ersten Schritt auf ihre Grundfunktion vereinfacht werden (Abb. 4.5). An dem dargestellten Lagerbock für die Aufnahme eines Wälzlagers, das später die Spindel eines Kugelgewindetriebes führt, befinden sich neben der Lagerbohrung Fasen und vier Montagebohrungen. Letztgenannte Elemente werden bei der Modellierung nicht berücksichtigt.

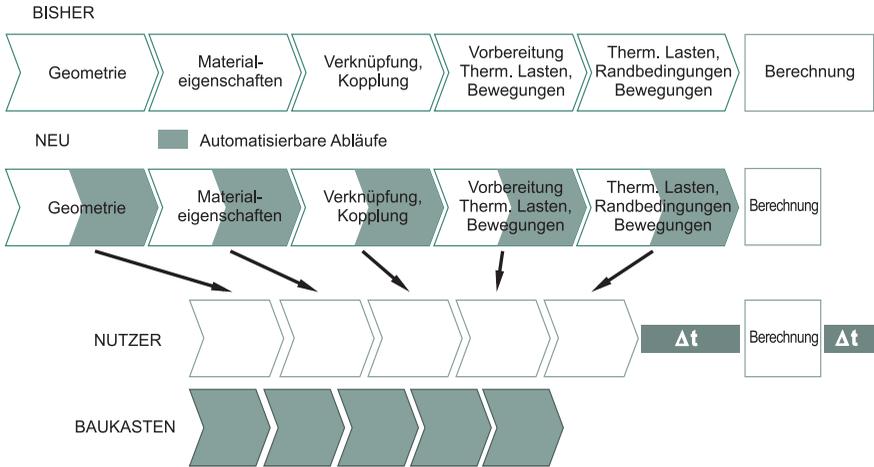


Abbildung 4.4: Verkürzte Simulationsdauer durch den Simulationsbaukasten

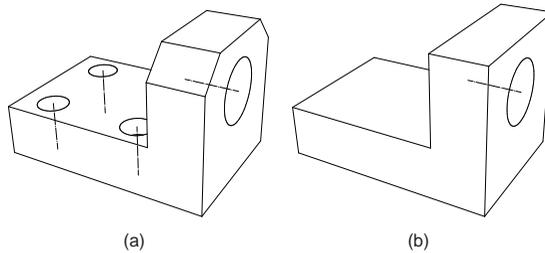


Abbildung 4.5: Wirkliches (a) und vereinfachtes (b) Bauteil für die Geometriegenerierung

Die Grundfunktion zur Aufnahme eines Wälzlagers für einen Kugelgewindetrieb bleibt erhalten. Die derart vereinfachte Geometrie ähnelt noch nicht einem Primitiven, ist aber aus diesen zusammengesetzt. Eine Vernetzung der einzelnen geometrischen Primitive zu diesem Zeitpunkt ist möglich, sorgt aber nicht für homogene Übergänge zwischen den Elementkanten. Zusätzlich sind boolesche Operationen zwischen Elementnetzen nicht möglich. Aus diesen Gründen wird ein Vorgehen umgesetzt, bei dem zuerst eine Fläche geordnet mit ebenen Elementen vernetzt wird. In einem zweiten Schritt wird das Elementnetz in die dritte Raumrichtung ausgedehnt. Dabei kann die Elementgröße gesteuert werden. Die Erweiterung nur einer Teilauswahl der vernetzten Flächen auf Volumenelemente ist möglich. Es entsteht eine gesteuerte Vernetzung, deren einzelne Schritte in Abb. 4.6a–e grafisch dargestellt sind.

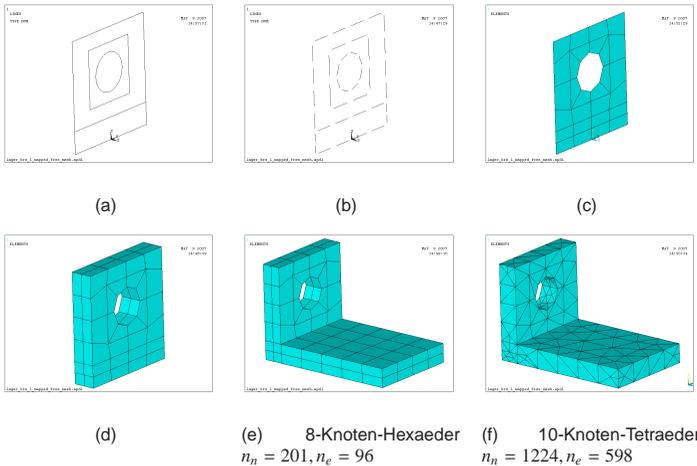


Abbildung 4.6: Erzeugung mit gesteuertem Elementnetz (a–e) und Vergleich mit free mesh (f)

Die freie Vernetzung mit 10-Knoten-Tetraederelementen (4.6f) – üblich für importierte CAD-Geometrien – ist einfacher. Sie zeigt jedoch, dass die Elementgröße verkleinert werden muss und größere Knoten- und Elementanzahlen entstehen. Zusätzlich besteht die Gefahr, dass unzulässige Winkel – sehr spitz oder sehr stumpf – die Berechnungsqualität beeinträchtigen. Dies hängt vom Vernetzungsalgorithmus und der zu vernetzenden Geometrie ab. Abbildung 4.7 zeigt zusammengefasst in einem schematischen Ablauf das Vorgehen in einem Unterprogramm zur Erstellung von geometrischen Komponenten. Im Folgenden wird auf einzelne Bestandteile eines Maschinenentwurfes eingegangen.

## Maschinengestell

Gestellkomponenten werden in zwei Ausführungsformen angefertigt: Gusskonstruktion und Stahl-Schweiß-Konstruktion. Die Werkstoffe Metallguss und Mineralguss stehen für das Gussverfahren zur Verfügung. Halbzeuge und Platten aus Stahl werden geschweißt. Aufgrund der geringeren Festigkeit und des geringeren E-Moduls gegenüber Stahl werden Maschinenbetten aus Mineralguss als Massivbauteile ausgeführt. Dabei eingelassene Kanäle für Kabeldurchführungen und Einlegeteile aus Metall werden bei der Modellbildung vernachlässigt. Für die geometrische Abbildung eignen sich die Quaderform oder eine Quaderform modifiziert mit Durchbrüchen. Einfache Gestellaufbauten werden durch vordefinierte Routinen realisiert, 8-Knoten-Hexaederelemente kommen

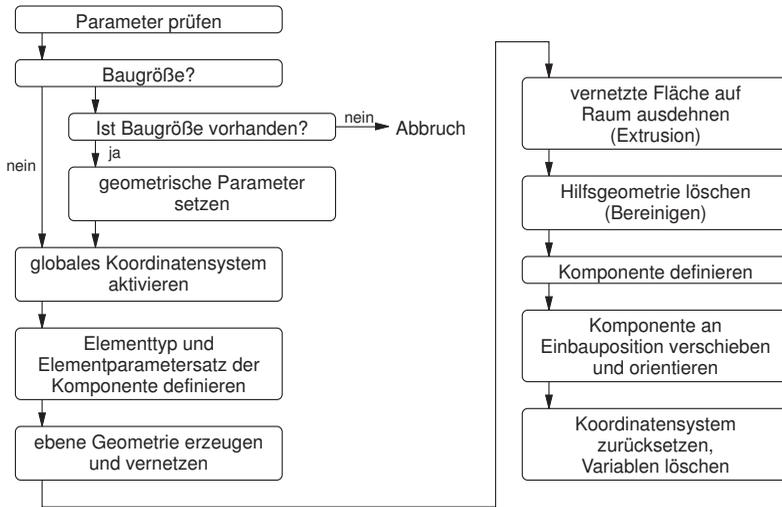


Abbildung 4.7: Ablauf der Unterprogramme zur Geometrie- und FE-Netz-Erzeugung

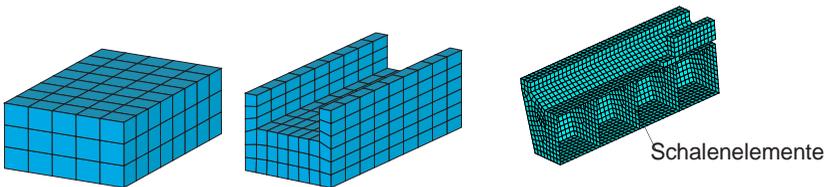


Abbildung 4.8: Beispielhafte Geometriemodellierung für Gestelle

zum Einsatz. Guss- und Stahl-Schweiß-Konstruktionen weisen umfangreiche Verripungen auf. Die mögliche Variantenvielfalt lässt sich durch vordefinierte Programmbausteine nicht abdecken. Es ist zweckmäßig, die Programmbausteine im Rahmen einer Analyse selbst zu gestalten. Rechteckige Schalenelemente sind für Rippenkonstruktionen geeignet, der Temperaturgradient senkrecht zur Schalenebene wird vernachlässigt. In Abbildung 4.8 sind drei Beispiele für verschiedene Gestellaufbauten dargestellt. Die Komponenten links und in der Mitte sind durch ihren massiven Aufbau für Mineralguss konzipiert. Die rechte Komponente zeigt die Verwendung von Schalenelementen. Das Modell wurde zu Darstellungszwecken in der Symmetrieebene aufgetrennt. Diese Art von Gestell wurde manuell erstellt.

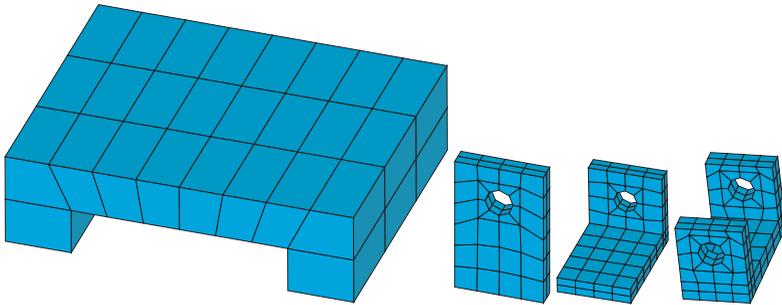


Abbildung 4.9: Maschinentisch und Aufnahmen für Kugelgewindetriebe

Mit Ständeraufbauten wird ähnlich verfahren. Mineralgusskonstruktionen können bei einfachen Geometrien als Standardprogrammteile mit überschaubarer Parameterzahl (bis 8) definiert werden. Stahl-Schweiß- und Metallgusskonstruktionen bedürfen spezialisierter Programmteile, die an den Zweck angepasst im Rahmen einer thermischen Analyse selbst programmiert werden. Alternativ bietet sich an, eine einfache konzeptartige CAD-Geometrie zu importieren und frei zu vernetzen. Damit ist erhöhter Aufwand für eine korrekte Kopplung zu weiteren Komponenten erforderlich. Für die Aufnahme von Komponenten des Vorschubantriebes wurden beispielhaft verschiedene Varianten entwickelt. Eine Übersicht gemeinsam mit einem Maschinentisch gibt Abbildung 4.9. Die Komponenten werden durch Aufruf des Unterprogramms mit zusätzlichen Parametern in den aktuellen Koordinatenursprung im Modell eingefügt. Jede Komponente besitzt einen Nullpunkt, beispielsweise der Mittelpunkt einer Lagerbohrung. Eine Übersicht im Anhang (Anlage A.1) zeigt eine Auswahl der im Rahmen der Arbeit erstellten Unterprogramme.

## Führungen und Lager

Wälzführungen werden vorwiegend in Bearbeitungszentren zum Fräsen und Bohren als Führungselement eingesetzt. Auf den paarweise angeordneten Führungsschienen laufen vier Führungswagen, zum Teil ergänzt um Wagen mit Sonderfunktionen (Klemmen, Dämpfen). Verschiedene Baugrößen der Kugel- oder Rollenumlaufeinheiten sind anhand der Datenblätter in verschiedenen Unterprogrammen (*wf\_schiene\_paarw*, *wf\_wagen\_4st*) programmiert worden. Dabei wird die äußere geometrische Form abstrahiert. Im Inneren befindliche Wälzelemente werden nicht berücksichtigt. Bei der Nutzung der Führungswagen werden vier Komponenten pro Aufruf im Modell erzeugt, die Führungsschienen paarweise. Änderungen können leicht umgesetzt werden.

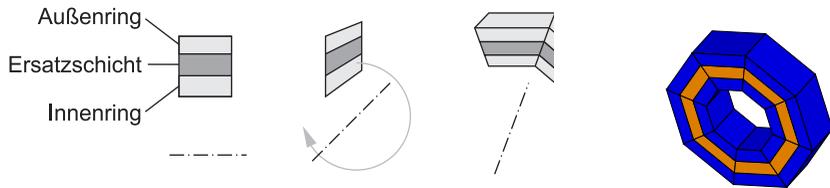


Abbildung 4.10: Modellierungsschritte zur Erstellung des Wälzlagerersatzmodells

Wälzlager stellen in der thermischen Simulation ebenfalls relevante Komponenten dar. In [69] hat W gezeigt, dass deren Aufbau mit einem 3-Schichten-Modell vereinfacht abgebildet werden kann. Abweichend vom Vorgehen in Abbildung 4.6 wird der radiale Querschnitt modelliert und vernetzt. Anschließend wird der Querschnitt um die Rotationsachse des Lagers gedreht, dabei werden Elemente erzeugt (Abb. 4.10). Gleitlager für Rotationsbewegungen stellen im geometrischen Sinn einen Hohlzylinder dar. Sie werden nach dem gleichen Schema modelliert und bestehen aus einer Schicht. Vorteil bei dem dargestellten Vorgehen ist der symmetrische Netzaufbau. Die radiale Unterteilung wird den angrenzenden Komponenten (Kugelgewindetrieb, Lagergehäuse) angepasst.

## Antriebe

Antriebe tragen bedingt durch ihre Verlustleistung wesentlich zum Wärmeeintrag in die Gesamtstruktur einer Werkzeugmaschine bei. Ihre Modellierung ist essentiell für die Ermittlung des thermischen Verhaltens. In Abbildung 4.11 wurde ein Maschinenentwurf bezüglich der Antriebswärme analysiert. In den dunkelgrauen Bereichen findet Wandlung in Wärmeenergie vorrangig durch reibungsbehaftete Bewegungsvorgänge oder durch Widerstände in elektrisch durchflossenen Leitern statt.

Bei der geometrischen Modellierung der Haupt- und Nebenantriebe werden die Wärmeentstehungsmechanismen verallgemeinert. Es wird mit dem Aufbau dafür gesorgt, dass an den relevanten Orten Verlustleistungen in Form von Wärmequellraten im Modell erzeugt werden. Durch den Baureihencharakter der eingesetzten Servomotoren oder Motorspindeln lässt sich die Geometriegenerierung schnell umsetzen. Die Motorspindel entsteht mit dem bereits angesprochenen zweistufigen Modellierungsverfahren. Ein Querschnitt, bestehend aus Rotor mit Wellenende, Montageflansch, Gehäuse mit Stator und Lagerungen, wird vernetzt und um die Rotationsachse gedreht. Dreidimensionale Elemente werden erzeugt. Die funktionale Teilung der vernetzten Fläche gestattet im Schritt der Definition der thermischen Lasten die örtlich adäquate Wärme-

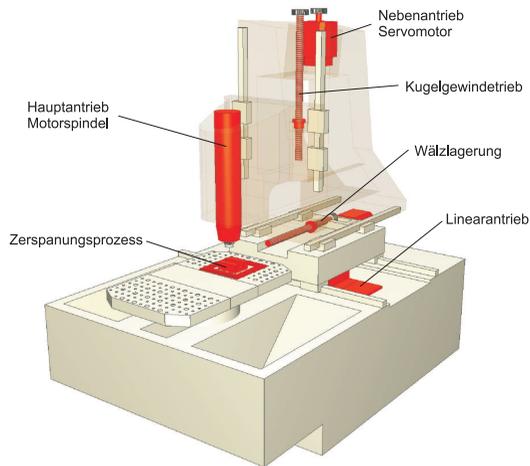


Abbildung 4.11: Analyse eines Maschinenkonzeptes und Darstellung der Wärmequellen (dunkelgrau)

einbringung. Servomotoren für Vorschubantriebe besitzen häufig ein quaderförmiges Gehäuse um den Rotor. Das auf Querschnittsrotation basierende Verfahren ist nicht nutzbar. Es wird auf das bereits in Abbildung 4.6 dargestellte Vorgehen zurückgegriffen. Kugelgewindetriebe realisieren gemeinsam mit Servomotoren neben Lineardirektantrieben lineare Vorschubachsen im Werkzeugmaschinenbau. Planetenrollengetriebe werden aufgrund ihrer preislichen Unterlegenheit seltener eingesetzt [70]. Kugelgewindespindel und Spindelmutter werden auf einen Zylinder und einen Hohlzylinder zurückgeführt. Die Komponenten werden getrennt modelliert und können so zueinander platziert werden. Strikt unter dem Gesichtspunkt der Wärmeleitung kann die Kugelgewindespindel als eindimensional wärmeleitender Stab modelliert werden. Dies verringert die notwendige Elementanzahl wesentlich. Für die Berücksichtigung der Wärmeübertragung mittels Konvektion oder Strahlung sind Volumenelemente praktikabler für die Modellierung. Durch den Anwender muss ein Kompromiss zwischen Darstellung und Modellumfang gefunden werden. Die Kopplungsbedingungen für beispielsweise Wälzlager müssen bei Verwendung eines Stabelementes angepasst werden. Häufig befindet sich zwischen Kugelgewindespindel und Servomotor eine Ausgleichkupplung. Unter thermodynamischen Gesichtspunkten ist sie im Modell nicht notwendigerweise zu modellieren. S stellte fest, dass die Kupplung als adiabatischer Rand betrachtet werden kann [70].

Komponenten für Lineardirektantriebe werden als Primär- und Sekundärteil modelliert. Über Baugrößen wird das entsprechende geometrische Modell ausgewählt und erzeugt.

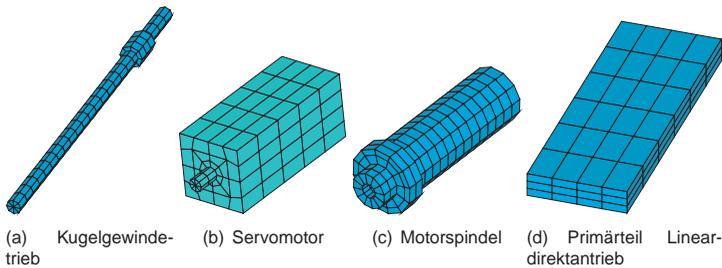


Abbildung 4.12: Komponenten für Haupt- und Nebenantriebe

Der vereinfachte Aufbau des Primärteils besteht aus zwei Schichten. Die innere Schicht repräsentiert die Primärteilwicklung, in der die Wärmequellrate definiert wird. Der Gehäusemantel wird durch die äußere Schicht repräsentiert. Sekundärteile werden im Modell einschichtig aufgebaut und die in ihnen generierte Wärme wird vernachlässigt. Im Sekundärteil auftretende Eisenverluste und Zusatzverluste an den Oberflächen betragen 2 % der Gesamtverlustleistung bei einem Synchronlinearmotor [20]. Es ist möglich, das Sekundärteil von der Modellierung auszuschließen, da es keinen signifikanten Beitrag zum thermischen Verhalten leistet. Ein Überblick über Modelle für Antriebskomponenten gibt Abbildung 4.12. Hilfsantriebe werden bei der Modellierung des thermischen Verhaltens unter dem Aspekt nicht berücksichtigt, dass die in ihnen umgesetzten Energiebeträge gering sind. Der Montageort soll konstruktiv außerhalb der Einflusszone auf die Genauigkeitsbestimmende Struktur gewählt werden. Stehen beispielsweise kosten- seitige Einwände dagegen, wird der Hilfsantrieb abstrahiert. Seine Wärmeabgabe wird als thermische Last an den angrenzenden Baugruppen modelliert. Zusätzliche Angaben zu den umgesetzten Unterprogrammen sind im Anhang in Anlage A.1 aufgeführt.

### 4.3.2 Management der Komponenten

Bisher dargestellte Modellierungsvorgänge erzeugen die Geometrie der Komponenten und generieren die Vernetzung bestehend aus Knoten und Elementen. Aus der rein numerischen Sicht sind streng genommen nur die Element-Leitfähigkeitsmatrizen, Temperaturvektoren und Lastvektoren für eine Berechnung notwendig. Jeder Knoten und jedes Element wird über eine eigene Nummer im Programm ausgewählt. Mit steigender Anzahl ist ein Überblick nicht mehr möglich. Gezielte Veränderungen am Modell oder Ergebnisabfragen sind fast unmöglich durchzuführen. Daraus leitet sich ab, dass ein Vorgehen zur Handhabung einzelner Teile des Gesamtmodells notwendig ist.

Die Elemente einer Baugruppe werden zu einer Komponente zusammengefasst und

mit einem Namen versehen. Der Komponentename besteht aus der Bezeichnung des Unterprogramms zur Erzeugung in Verbindung mit einer zweistelligen Nummer. Diese beginnt für die erste Komponente mit 1 und wird schrittweise bei Hinzufügen von Komponenten gleichen Typs erhöht. Die geometrischen Informationen (Punkte, Linien, Flächen, Volumen) werden ebenfalls unter dem gleichen Bezeichner zusammengefasst und zusätzlich mit einem „V“ versehen. Ein Unterprogramm zum Löschen der Komponente entfernt alle Knoten, Elemente und geometrischen Informationen aus der Datenbank des Modells. Für die geometrische Anordnung und Ausrichtung zueinander im dreidimensionalen Simulationsraum besitzt jede Komponente einen Nullpunkt mit Koordinatensystem. Er befindet sich bei Erzeugung deckungsgleich zum aktiven Koordinatensystem. Im Zuge eines strukturierten Modellaufbaus und vereinfachten Zugriffs wird für jede Komponente ein eigenes Koordinatensystem generiert. Es ermöglicht bei nachträglichen Änderungen und bei Definition von Lasten und Randbedingungen ebenfalls eine schnelle Modellüberarbeitung.

Weiterhin wird für jede Komponente eine eigene Nummer für den Elementtyp und den Materialdatensatz vergeben, um Konflikte zwischen den Modellkomponenten zu vermeiden. Beispielsweise kann dies auftreten, wenn für eine einzelne Komponente der Elementtyp, die Elementparameter oder die Materialeigenschaften geändert werden müssen. Diese Informationen werden bei Bedarf zur Übersichtlichkeit während der Modellgenerierung in einer für den Konstrukteur lesbaren Textdatei hinterlegt.

Mit der Erzeugung der Komponenten sind noch keine Verknüpfungen zwischen ihnen vorhanden. Es ist möglich, dass sich an geometrisch gleichen Orten zwei und mehr Knoten von unterschiedlichen Komponenten befinden. Ohne zusätzliche Festlegungen im Modell findet keine Wärmeübertragung zwischen ihnen statt. Die thermodynamische Kopplung wird durch den Nutzer festgelegt. Zunächst ist die einfachste Möglichkeit, den Temperaturfreiheitsgrad der Knoten direkt zu koppeln. Dann besitzen die Komponenten an den Kontaktstellen eine identische Temperatur. Verschiedene Autoren haben darauf hingewiesen, dass unter wirklichen Verhältnissen eine Temperaturdifferenz vorhanden ist. Unterschiedliche Berechnungsmodelle sind entstanden [61, 71, 62, 41], Möglichkeiten zur Umsetzung werden in [72] gezeigt. Im Simulationsbaukasten wird das Vorgehen implementiert, die Knoten der beiden Komponenten über *constraint equations* (CE, Gleichungen für Abhängigkeiten, Zwangsbedingung) zu koppeln. Der die Fuge charakterisierende Wärmeübergangskoeffizient wird nach  $W_{fu}$  und  $W_{fu}$  [62, 41] mit einer zugeschnittenen Größengleichung bestimmt:

$$\alpha_{Fu} = \left( -0,397 \cdot \frac{p}{R_z} + 3,76 \cdot \sqrt{\frac{p}{R_z}} + 1,49 \right) \cdot 1000 \quad (4.63)$$

mit

- $R_z$  ... gemittelte Rauhtiefe in  $\mu\text{m}$ ,
- $p$  ... Flächenpressung in  $\text{N}/\text{mm}^2$ ,

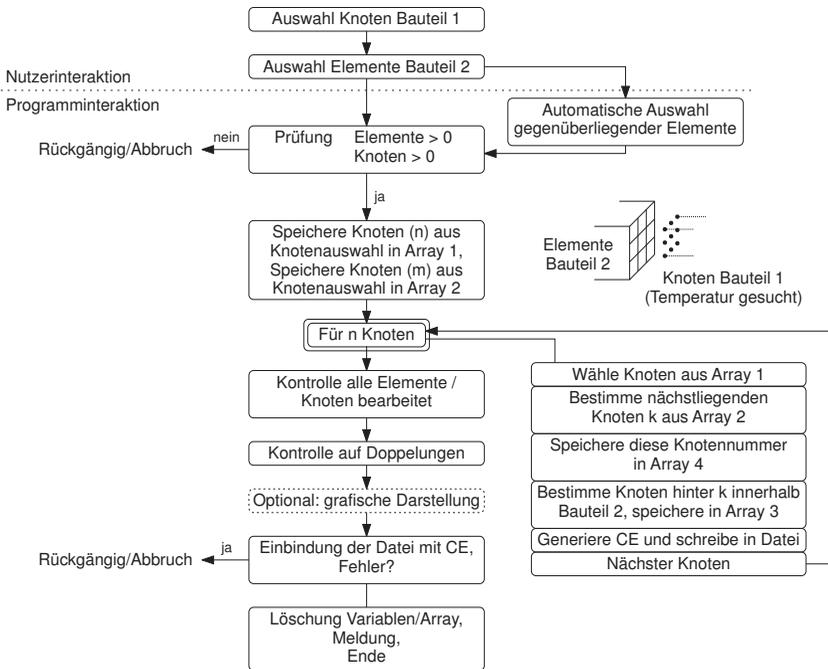


Abbildung 4.13: Algorithmus zur Definition einer Fuge mit constraint equations

$\alpha_{Fu}$  ... Wärmeübergangskoeffizient der Fuge in  $W/m^2 \cdot K$ .

Ist der Einfluss des Zwischenmediums der Fuge von Bedeutung, ist auf die Diagramme in [41] zurückzugreifen. Zur Integration des Fugen-Ersatzmodells sind die Elemente der Komponente A und die Knoten der Komponente B, die jeweils an die Fugenebene grenzen, auszuwählen. Der Fugen-Algorithmus übernimmt die Berechnung und Definition der CE (Abb. 4.13).

Für die Charakterisierung der Fugeneigenschaften im Simulationsdurchlauf ist der Wärmestrom senkrecht zur Fugenebene notwendig. Aus diesem Grund muss eine der beiden Komponenten aus Volumenelementen bestehen. Die Knoten müssen an der Fugenebene nicht zwingend deckungsgleich liegen, sollten aber pro Komponente in ähnlicher Anzahl vorhanden sein. Ein entsprechendes Unterprogramm zum Löschen der Fuge wird implementiert.

Eine Erweiterung auf ungleiche Knotenzahlen kann mit dem Algorithmus in Abbildung 4.14a erreicht werden. Dabei wird ausgenutzt, dass im FE-Programm eine Funktion

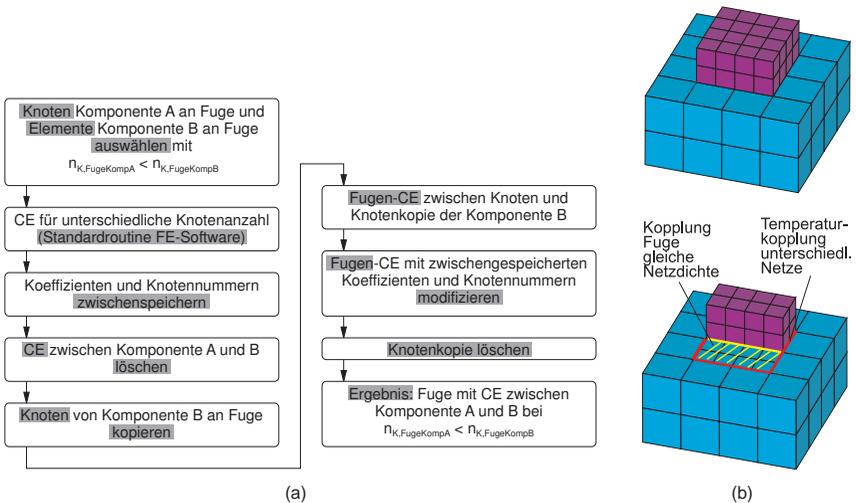


Abbildung 4.14: Fugendefinition bei stark unterschiedlichen Knotennetzen

für die Kopplung der Temperaturfreiheitsgrade von unterschiedlich vernetzten Strukturen existiert. Die Wärmeströme zwischen den benachbarten Knoten werden in der Fugenebene aufgeteilt und entsprechende CE generiert. Die Koeffizienten werden zwischengespeichert, die CE gelöscht. In einem weiteren Schritt werden CE nach dem Fugen-Algorithmus für die gleiche Knotenzahl in Verbindung mit einer Kopie eines Knotenmusters generiert. Abschließend werden diese CE mit den zwischengespeicherten Koeffizienten und Knotennummern modifiziert. Das in Kopie erzeugte Knotenmuster wird entfernt. Ergebnis ist eine thermische Fuge zwischen unterschiedlich vernetzten Komponenten.

Lässt die grob vernetzte Komponente eine Modifikation zu, kann eine Modifikation der CE umgangen werden. Die Elemente der grob vernetzten Komponente werden an der Kontaktstelle gelöscht. In die entstehende Lücke wird das Knotennetz der fein vernetzten Komponente kopiert. Durch eine anschließende Erweiterung des Netzes senkrecht zur Fugenebene wird der Leerraum mit fein vernetzten Elementen gefüllt. Diese erhalten die Materialeigenschaften der grob vernetzten Komponente. Die CE für die Fuge können, da in der Fugenebene die gleiche Knotenanzahl vorliegt, erzeugt werden. Die Übergänge zwischen den neu erzeugten Elementen werden mit den üblichen direkten Kopplungen für unterschiedliche Knotenanzahlen erzeugt (Abb. 4.14b).

## Externe Komponenten

Die Einbindung externer Komponenten, die meist frei vernetzte CAD-Geometrien darstellen, erfordert eine Kopplung. Sie ist dadurch gekennzeichnet, dass stark unterschiedliche Knotennetze über eine Fuge verknüpft werden müssen. Es wird das Verfahren genutzt, welches in Abbildung 4.14b dargestellt ist. Eine direkte Temperaturkopplung kann definiert werden, wenn kein Fugenkontakt notwendig ist. Den Elementen und Knoten der eingebundenen und vernetzten CAD-Geometrie sind ebenfalls Komponentendefinitionen zuzuweisen. Dies gewährleistet eine durchgängig strukturierte Modellgestaltung.

### 4.3.3 Thermische Randbedingungen und Lasten

#### Grundlage Bearbeitungszyklus

Der überwiegende Anteil der in die spanende Werkzeugmaschine eingebrachten Energie wird in Wärme umgewandelt. Ist das technologische System effizient ausgelegt, wird ein Großteil der Energie für die Spanabnahme eingesetzt. Übrige Energieanteile dienen zu Beschleunigungsvorgängen, zur Überwindung von Bewegungs- (Reibung) und elektrischen Widerständen. Umwandlungsverluste in den Antrieben sind ebenfalls zu verzeichnen. Für die Simulation des thermischen Verhaltens ergibt sich die Notwendigkeit, die Wärme aus dem Bearbeitungsprozess und aus den Maschinenbewegungen im Modell abzubilden. In logischer Konsequenz kann nur eine Bearbeitungsfolge Basis für die Definition der thermischen Lasten und Randbedingungen sein. Im Rahmen der Auslegung von Haupt- und Nebenantrieben wird die Antriebsleistung, und damit auch die Verlustleistung, über ein Lastkollektiv bestimmt [73, 74]. Inwiefern dieses Vorgehen geeignet ist, muss zu einem späteren Zeitpunkt nach Auswertung der Simulationsergebnisse entschieden werden. Eine generelle Aussage kann nicht getroffen werden, da es die zeitliche Abfolge der Einzellasten und den Wärmeaustausch aufgrund von Temperaturdifferenzen in der Struktur nicht berücksichtigt.

Zur Bestimmung der thermischen Lasten und Randbedingungen wird ein Bearbeitungszyklus definiert (Abb. 4.15). Anhand der Vorschubbewegung und der Hauptspindeldrehzahl aus dem Bearbeitungszyklus wird ein qualitativer Verlauf der Antriebsleistungen (Abb. 4.16) erstellt. Basis für den Bearbeitungszyklus kann beispielsweise ein vereinfachtes NC-Programm sein. Für die Antriebe wird die vereinfachende Annahme getroffen, dass die Leistung  $P$  proportional der Geschwindigkeit  $v$  oder der Drehzahl  $n$  ist.

Mit einer Analyse der Wirkung des Bearbeitungszyklus auf einzelne Baugruppen der

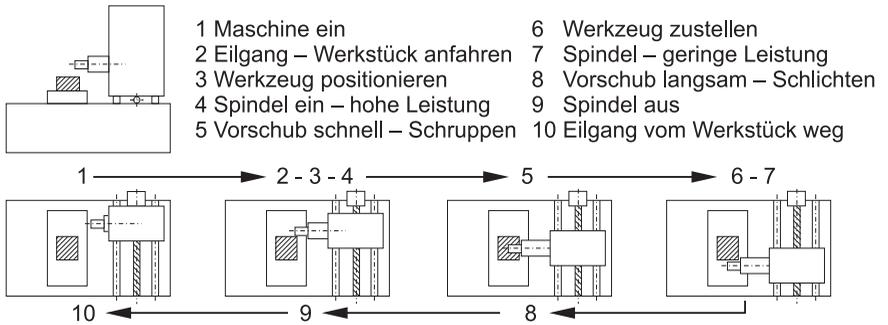


Abbildung 4.15: Beispielhafter Bearbeitungszyklus

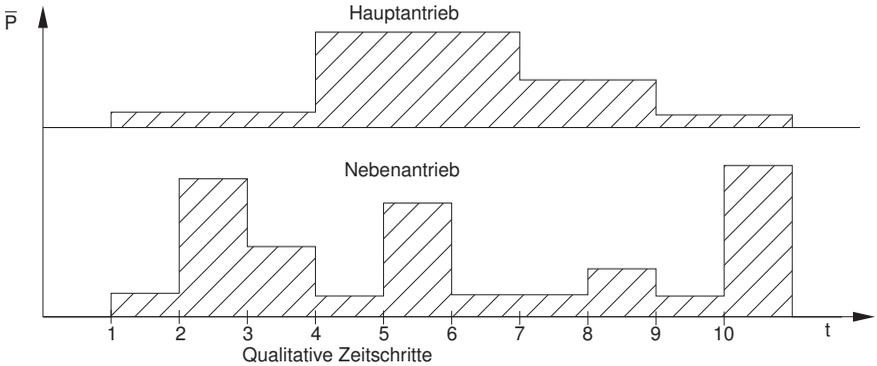


Abbildung 4.16: Qualitativer Leistungsverlauf eines Haupt- und Nebenantriebes für einen Bearbeitungszyklus

Werkzeugmaschine werden Randbedingungen und Lasten näher beschrieben. Für Gestellbaugruppen ändert sich infolge der Bewegung der Wärmeübergangskoeffizient zur Luft. Für Lager interessiert der Zustand des Fluids. Konkreter: Die Verlustleistung ist von der Viskosität abhängig, die ihrerseits maßgeblich von der Temperatur beeinflusst wird. Für Motoren werden zwei grundsätzliche Phasen definiert, die Stillstandsphase und die Bewegungsphase. Eine weitere Unterteilung der Bewegungsphase in Abschnitte konstanter Beschleunigung während des Anfahr- und Bremsvorganges und konstanter Geschwindigkeit ist möglich, erscheint jedoch nicht sinnvoll aufgrund der damit verbundenen Vervielfachung der Simulationsschritte.

Durch den Hauptantrieb in die Werkzeugmaschine eingebrachte Energie wird zum größten Teil in Wärme umgewandelt und verteilt sich gemäß entsprechenden Wärmeener-

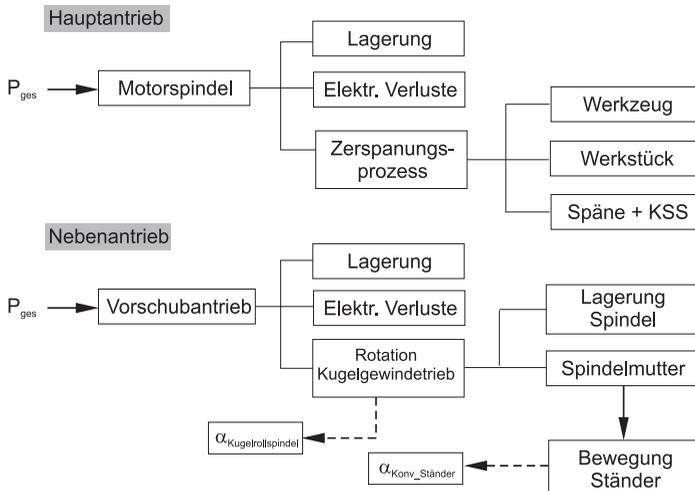


Abbildung 4.17: Schema des Wärmeflusses und dessen Auswirkungen in Haupt- und Nebenantrieb

gieflüssen. Daraus resultieren Einflüsse auf die thermischen Lasten und Randbedingungen. Späne, erzeugt aus der Rotation des Werkzeuges in der Hauptspindel und einer Vorschubbewegung, führen zu einer thermischen Last im Arbeitsraum. Das bei Bedarf eingesetzte Kühlmittel verändert die Randbedingung der benetzten Oberflächen. Die in den Nebenantrieben umgesetzte Energie wirkt als Wärmelast zusätzlich auf die Randbedingungen ein. Eine Bewegung des Maschinenständers führt zu erhöhter Konvektion an den Gestelloberflächen. Durch Rotation eines Kugelgewindtriebes in einem Vorschubantrieb werden die Strömungsverhältnisse an deren Oberfläche verändert (Abb. 4.17).

Außenflächen von bewegten Baugruppen befinden sich im konvektiven Wärmeaustausch mit der Umgebung. Die Größe des dafür kennzeichnenden Wärmeübergangskoeffizienten ist unter anderem von den Strömungsverhältnissen abhängig. Legt man die Zustände Stillstand und Verfahrbewegung eines Maschinenständers den Betrachtungen zu Grunde, lassen sich für den konvektiven Wärmeaustausch die beiden Zustände freie Konvektion und erzwungene Konvektion festlegen (Abb. 4.18).

Die Definition der Lasten erfolgt im Lösungsabschnitt der FE-Analyse. Der thermische Energieeintrag eines einzelnen Zyklus zur Werkstückbearbeitung bewirkt keine signifikante Änderung des Systems Werkzeugmaschine. Mehrere Durchläufe sind notwendig. Zu diesem Zweck wird der Lastzyklus, bestehend aus definierten Vorschubbewegungen und Bearbeitungsschritten, innerhalb einer Schleife mit frei wählbarer Zyklenanzahl aus-

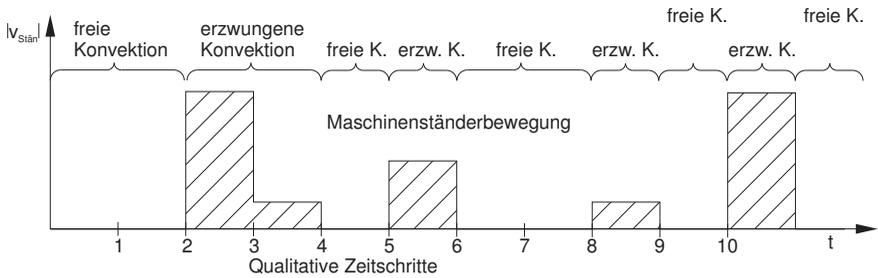


Abbildung 4.18: Qualitativer Verlauf der Konvektionsverhältnisse eines Maschinenständers in Bewegung

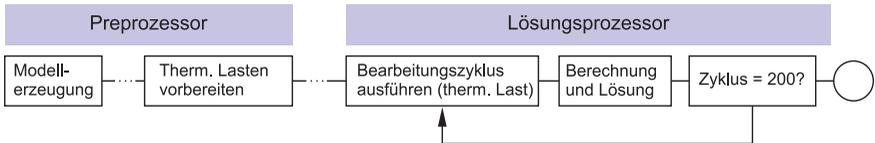


Abbildung 4.19: Definition und Ausführung der Lastzyklen in der FE-Simulation

geführt (Abb. 4.19).

### Verlustleistung und Kühlung Hauptantrieb

In der Mehrzahl der Fälle für Bearbeitungszentren kleiner bis mittlerer Baugröße zur Fräs- und Bohrbearbeitung wird die Motorspindel als Hauptantrieb eingesetzt. Sie hat den klassischen Aufbau bestehend aus Hauptspindel, Getriebe und elektrischem Antriebsmotor abgelöst. Die Analyse des Aufbaus ergibt, dass Energieumwandlungen in Wärme in Haupt- und Nebenlager sowie in der Statorwicklung stattfinden (Abb. 4.20).

Ist der Gesamtwirkungsgrad  $\eta_{ges}$  bekannt, kann die Verlustleistung  $P_V$  für einen bestimmten Lastzustand der Motorspindel ermittelt werden:

$$P_V = (1 - \eta_{ges}) \cdot P_{mech} \tag{4.64}$$

$$P_{mech} = M \cdot \omega \tag{4.65}$$

Angaben zu  $\eta_{ges}$  sind auf dem Motortypenschild oder in der Produktdokumentation vermerkt. In Abhängigkeit von Baugröße und Bauart wird die Gesamtverlustleistung auf

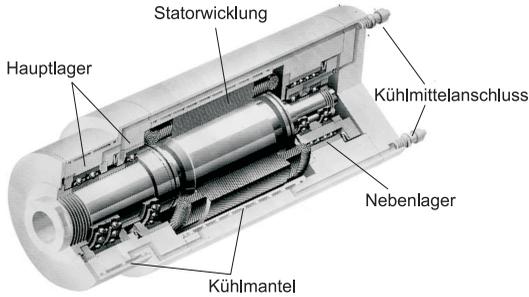


Abbildung 4.20: Wärmequellen und Kühlung in einer Motorspindel (Quelle: Fischer AG)

Hauptlager, Nebenlager und Wicklung verteilt. Für eine Motorspindel zur Fräsbearbeitung mit 40 kW Nennleistung ergeben sich nach Herstellerangaben beispielsweise folgende prozentuale Anteile [75]:

- 85–90 % Motor,
- 10–15 % Lagerung.

Die Angaben beziehen sich auf den Arbeitspunkt Nennmoment/Nenn Drehzahl im betriebswarmen Zustand. Bei niedrigeren Temperaturen kann die Ölviskosität zu erhöhten Verlustleistungen in der Spindellagerung führen. Ein Unterprogramm zur thermischen Last innerhalb der Motorspindel wählt anhand der übergebenen Parameter (Komponentenname, Baugröße, Verlustleistung oder Lastzustand) die finiten Elemente am geometrischen Ort der Lager und der Wicklungen aus. In diesen Elementen werden für einen bestimmten Zeitschritt Wärmequellraten definiert. Deren Angabe erfolgt aufgrund des konsistenten Einheitensystems in  $\text{W}/\text{m}^3$  und wird aus den Elementvolumen berechnet.

Bei Unkenntnis des Gesamtwirkungsgrades ist eine Abschätzung erforderlich. Im Bereich der rotatorischen Haupt- und Nebenantriebe haben sich Synchron- und Asynchronmotoren durchgesetzt. Informationen über den Aufbau der Motorwicklung zur Berechnung des ohmschen Widerstandes sind selten bekannt. Mit den Angaben auf dem Typenschild wird die Scheinleistung ermittelt:

$$P_{el,s} = U \cdot I \cdot \sqrt{3} \quad (4.66)$$

Aus dem Verhältnis zwischen Wirk- und Scheinleistung  $\cos \varphi$  ergibt sich die elektrische Wirkleistung zu

$$P_{el,w} = \cos \varphi \cdot P_{el,s} \quad (4.67)$$

Mit der mechanischen Wirkleistung

$$P_{mech,w} = P_{nenn} = M_n \cdot \omega \quad (4.68)$$

$$\omega = 2\pi \cdot n_n \quad (4.69)$$

bei gegebenem Nennmoment und gegebener Nenndrehzahl wird durch Differenzbildung die Verlustleistung gemäß

$$P_V = P_{el,w} - P_{mech,w} \quad (4.70)$$

ermittelt. In jedem Fall muss das Ergebnis kritisch bewertet werden. Ein daraus berechneter Gesamtwirkungsgrad von

$$\eta_{ges} = \frac{P_{mech,w}}{P_{el,w}} \quad (4.71)$$

kleiner 0,8 ist nach heutigen Gesichtspunkten unter Nennlast unrealistisch. Durch ausgereifte Bauweisen unterscheiden sich die Wirkungsgrade innerhalb verschiedener Standardfabrikate nur geringfügig. Es besteht eine Abhängigkeit zwischen Nennleistung und Wirkungsgrad, außerhalb der Nennbelastung ist der Wirkungsgrad zum Teil signifikant schlechter [21]. Der Wirkungsgrad in der Leistungsklasse 12 kW bewegt sich beispielsweise um  $\eta_{ges} = 0,85$ . Eine daraus ermittelte Verlustleistung nach Gleichung 4.64 befindet sich nah am wahren Wert und kann zu Kontrollzwecken dienen. Das beispielhaft implementierte Unterprogramm `vservomotor_pv` definiert anhand der übergebenen technologischen Daten die Verlustleistung in eine Servomotor eines Vorschubantriebes.

Aufgrund der großen Leistungsdichte besteht die Gefahr, dass die Verlustleistung die Motorwicklung thermisch zerstört. Eine übermäßige Erwärmung der Lager erhöht die Vorspannkkräfte unzulässig. Mit einer Spindelkühlung wird dies verhindert. Sie sorgt dafür, die Verlustleistung abzuführen und einen stabilen Betriebszustand zu gewährleisten. Es existieren verschiedene Ausführungsvarianten (4.21a). Neben der Wicklung können zusätzlich die Spindellager in den Kühlkreislauf integriert werden. Das Fluid zur Kühlung besteht aus einem Glysantin-Wasser-Gemisch und wird in seiner Zusammensetzung vom Spindelhersteller vorgegeben. Ist die Kühlung in das Spindelgehäuse integriert, befindet sich ein wendelförmiger Kanal zwischen Stator und Spindelgehäuse. Das im rechteckigen Kanal strömende Kühlmittel entzieht der Motorwicklung Wärme. Der Wärmeübertragungsmechanismus ist konvektiver Art. Eine andere Variante integriert die Kühlung in die Konstruktion des Hauptspindelstockes. Dabei befindet sich der wendelförmige Kanal an der Außenseite des Spindelgehäuses. Die Motorspindel wird in der Spindelstockbohrung aufgenommen, die Öffnungen werden beidseitig mit Radialwellendichtringen verschlossen. Anschlüsse für Kühlmittel befinden sich in der Maschinenstruktur, das Fluid strömt zwischen Motorspindelgehäuse und Hauptspindelstock.

Die Eigenschaften der Fluidkühlung werden mit Fluidelementen modelliert. Der Wärmeübertragungsmechanismus wird auf einen Wärmeentzug an den Elementknoten der

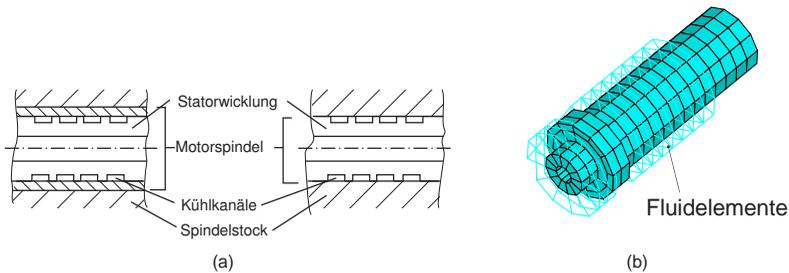


Abbildung 4.21: Kühlungsvarianten einer Motorspindel und FE-Modell

Motorspindel reduziert. Es findet keine geometrische Abbildung der Kanalgeometrie statt. Das Unterprogramm *spindel\_kuehlung* ordnet wendelförmig um den Spindelkörper Fluidelemente an. Die Berechnung der Strömung findet nach den Gesetzen der Rohrhydraulik statt. Befindet sich die Kühlung innerhalb des Spindelgehäuses, werden die Knoten mit den Knoten der Elementschicht unterhalb der Spindelgehäuseoberfläche gekoppelt. Bildet die Spindelaußenseite die Kühlkanalstruktur, wird eine Kopplung zwischen entsprechenden Elementen auf der Oberfläche der Motorspindel sowie der Spindelstockbohrung und den Fluidelementen erzeugt. Im Lösungsschritt zur Definition thermischer Lasten und Randbedingungen werden die Parameter der Kühlung wie Kühlmitteldruck, Durchflussmenge und Kühlmittelvorlauftemperatur definiert. In Abbildung 4.21b wird die Umsetzung für eine Motorspindel mit Kühlung an der Spindelaußenseite gezeigt.

## Verlustleistung im Nebenantrieb

In Nebenantrieben, bestehend aus einem Asynchronmotor mit einem Kugelgewindetrieb, werden Verlustleistungen in allen Wälzkontakten und in der Motorwicklung definiert. Für den Motor gelten im Wesentlichen die Ausführungen zum Hauptantrieb. Eine Fremdkühlung wird selten realisiert, meistens dient das Gehäuse zur Wärmeabfuhr. Verlustleistungen und Wirkungsgrade werden analog dem Vorgehen zum Hauptantrieb bestimmt. Die Definition der Verlustleistung in einem Kugelgewindetrieb bedarf aufgrund des ortsveränderlichen Wälzkontaktes eines gesonderten Vorgehens (siehe Seite 50).

Wird die Vorschubbewegung durch einen Lineardirektantrieb realisiert, findet die Verlustleistungsumsetzung im Wesentlichen im Primärteil statt. Lineardirektantriebe gibt

es in den Ausführungen „nichtgekapselt“ und „vollgekapselt“ [73]. Die Variante „vollgekapselt“ bietet unter thermischen Gesichtspunkten den Vorteil, dass durch die integrierte Kühlung eine maximale Temperaturdifferenz von  $\Delta T < 5$  K allseitig am Primärteil gewährleistet wird. Die Bauart „nichtgekapselt“ kann entweder ohne Kühlung oder über eine Kühlplatte an der Maschinenstruktur befestigt werden. Bei Vorgabe einer Temperaturkonstanz durch den Hersteller kann diese Randbedingung im Modell mit einer entsprechenden Bindung des Temperaturfreiheitsgrades erreicht werden. Ohne diese Vorgabe werden die Verlustleistungen nach [20] berechnet. Die Verlustleistung wird mit dem Elementvolumen normiert und als Wärmequellrate im Modell für einen Lösungsschritt definiert. Der Wärmeübergang zwischen Primär- und Sekundärteil kann vernachlässigt werden. Das Modell des Primärteils stellt eine innere Elementschicht zur Definition der Wärmequellrate zur Verfügung. Die Materialeigenschaften dieser Schicht werden nach den Angaben in [20] festgelegt.

### Verlustleistung und Wärmedurchgang in Wälzlagern

Der reibungsbehaftete Wälzkontakt in Wälzlagerungen im Zustand der Bewegung bedingt Verlustleistung. Unter thermischen Gesichtspunkten im Zustand der Bewegung und des Stillstandes führt dies zu einem Wärmeaustausch zwischen den Komponenten am Innen- und Außenring. Die Verlustleistung bestimmt sich aus einem Verlustmoment und der Drehzahl:

$$P_V = M_{L,V} \cdot \omega \quad (4.72)$$

Das Verlustmoment  $M_{L,V}$  besteht aus einem lastunabhängigen Teil  $M_0$  und einem lastabhängigen Teil  $M_1$ , die sich zu

$$M_{L,V} = M_0 + M_1 \quad (4.73)$$

mit

$$M_0 = f_0 \cdot 10^{-7} \cdot (\nu \cdot n)^{\frac{2}{3}} \cdot d_m^3 \quad (4.74)$$

$$M_1 = f_1 \cdot P_{aeq} \cdot d_m \quad (4.75)$$

und

$$d_m = \frac{d_a + d_i}{2} \quad (4.76)$$

ergeben [76]. Dabei sind  $d_a$  der Lageraußendurchmesser in mm,  $d_i$  der Lagerinnendurchmesser in mm,  $f_0$  ein einheitenloser Beiwert zur Lagerbauart und Schmierungsart,  $\nu$  die Betriebsviskosität bei 40 °C in  $\text{mm}^2/\text{s}$ ,  $n$  die Drehzahl in  $\text{min}^{-1}$ ,  $f_1$  ein einheitenloser Beiwert für die Lasthöhe und  $P_{aeq}$  die äquivalente Lagerbelastung in N.

Gleichung 4.74 ist eine zugeschnittene Größengleichung. Lagervorspannung und Prozesskräfte bewirken die Lagerbelastung. Zerspanungstechnologie und Bewegungen für die Bearbeitungsfolge bestimmen die Größe der Prozesskräfte. Das Unterprogramm *waelzlager\_eschicht\_solu* normiert mit den Elementvolumen in der Ersatzschicht die Verlustleistung und trägt die Wärmequellrate im Lösungsschritt an. Soll die Berechnung der Verlustleistung automatisiert erfolgen, ist das Unterprogramm für jedes Lager um die betreffenden Berechnungsschritte zu erweitern. Dies wird im Rahmen der Arbeit nicht durchgeführt und hängt im Wesentlichen von den Vorgaben der Wälzlagerhersteller ab.

Zur Abbildung des Wärmedurchgangsverhaltens wird der Ersatzwärmeleitwert für Wälzlager nach [69] genutzt. Die Wärmedurchgangszahl  $k_i$  eines einzelnen Wälzkörpers für mittlere Belastungen wird mit der Drehzahl definiert:

$$k_i = \frac{1}{2400} \sqrt{14 + 2 \ln v_u - 2 \ln d_w} \cdot d_w^2 \quad (4.77)$$

$$v_u = \frac{(d + d_w) \cdot n}{19099} \quad (4.78)$$

In die zugeschnittenen Größengleichungen werden der Wälzkörperdurchmesser  $d_w$  in mm, der Lagerbohrungsdurchmesser  $d$  in mm und die Drehzahl  $n$  in  $\text{min}^{-1}$  eingesetzt. Die Wälzkörperumfangsgeschwindigkeit  $v_u$  errechnet sich zu m/s, die Wärmedurchgangszahl  $k_i$  zu W/K. Mit der Anzahl der tragenden Wälzkörper  $z_i$  kann der Gesamtwärmedurchgangswert  $k$  ermittelt werden:

$$k = z_i \cdot k_i \quad (4.79)$$

Der Ersatzwärmeleitwert wird aus der für die Wärmeübertragung zur Verfügung stehenden Fläche und dem Abstand zwischen den Lagerringen berechnet. Für Axiallager bleibt die wärmeübertragende Fläche in Richtung der Wärmeleitung konstant, für den Ersatzwärmeleitwert  $\lambda_{L,a}$  gilt:

$$A = \frac{\pi}{4} (d_a^2 - d_i^2) \quad (4.80)$$

$$s = d_w \quad (4.81)$$

$$\lambda_{L,a} = k \cdot \frac{s}{A} = k \cdot \frac{4 \cdot d_w}{\pi(d_a^2 - d_i^2)} \quad (4.82)$$

Der Wärmedurchgang in Radiallagern findet in einem veränderlichen Querschnitt statt. Damit muss Gleichung 4.2 wie in Gleichung 4.7 bis 4.12 gezeigt integriert werden. Es ergibt sich für das Wärmeleitvermögen

$$L = \frac{\lambda \cdot 2\pi l}{\ln \frac{d_a}{d_i}} \quad (4.83)$$

und es gilt:

$$k = L \quad (4.84)$$

Der Wärmeleitwert für die Ersatzschicht im Wälzlagermodell ergibt sich für ein Radiallager zu

$$\lambda_{L,r} = \frac{k \cdot \ln \frac{d_a}{d_i}}{2\pi \cdot b} \quad (4.85)$$

mit der Lagerbreite  $b$ , dem Außendurchmesser  $d_a$  und dem Innendurchmesser  $d_i$  der Ersatzschicht. Die Stärke der Ersatzschicht eines Radiallagers beträgt aufgrund des Modellaufbaus  $1/3$  der Differenz zwischen Lageraußen- und Bohrungsdurchmesser.

Für den Stillstand des Lagers wird ein niedriger Drehzahlkennwert, beispielsweise  $3 \text{ min}^{-1}$ , angesetzt. Die Definition des Wärmeleitwertes der Ersatzschicht für verschiedene Drehzahlzustände erfolgt durch das Unterprogramm `waelzlager_eschicht_prep`. Im Lösungsschritt wird dann in Abhängigkeit vom Bewegungszustand der Zustand im Wälzlager durch `waelzlager_eschicht_solu` eingestellt. Zusätzliche Angaben zu Wärmeverlustleistungen und Wälzlagertemperaturen können [45, 49, 50, 77] entnommen werden.

Ein erweitertes Vorgehen zur Ermittlung des Wärmedurchgangs am Wälzlager stellt G in [78] vor. Es wird hervorgehoben, dass bei größeren Drehzahlen der Wärmetransport durch Stofftransport gegenüber der Wärmeleitung überwiegt. Wälzkörper nehmen am wärmeren Innenring Wärme auf und geben diese nach einer halben Umdrehung an den kühleren Außenring ab. Die Wärme fließt nicht mehr durch das Wälzkörperzentrum im Sinne einer Wärmeleitung. Der Wälzkörper stellt den Stoff zum Wärmetransport dar. In diesem Zusammenhang wird von einer konvektiven Wärmeübertragung gesprochen.

## Verlustleistung im Kugelgewindetrieb

Die bisher betrachteten Verlustleistungen sind ortsunveränderlich. Es findet keine Relativbewegung zwischen Wärmequelle und angrenzenden Elementen statt. Die Spindelmutter eines Kugelgewindetriebes ist ortsveränderlich. Ein erweitertes Vorgehen ist erforderlich [79]. Abbildung 4.22 zeigt schematisch die Orte, an denen durch Reibung Wärme in Spindel/Spindelmutter entsteht.

Neben Rollreibung auf Spindelmutter- und Spindeloberfläche entsteht Wärme aufgrund der Reibung zwischen den Kugeln sowie in der Kugelrückführung, besonders an den Umlenkorten. Durch tangentielle Gestaltung im Einlaufbereich kann die Reibung minimiert werden. Eine weitere reibungsminimierende Maßnahme stellen Kugelkäfige dar. Die Reibungswärme wird in der Spindelmutter in Form von Wärmequellen abgebildet. Die thermodynamische Kopplung mit der Gewindespindel realisieren dreidimensionale

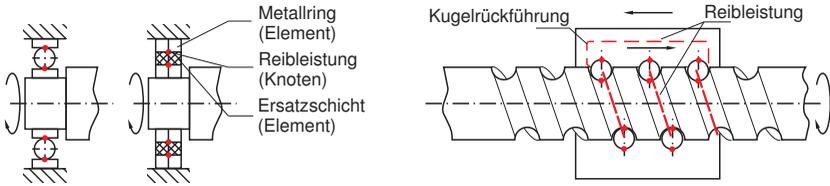


Abbildung 4.22: Wärmeentstehung in Wälzlager und Kugelgewindetrieb

Wärmeleitelemente. Eine Begrenzung der Kopplung auf einen Bereich in der Größe der Spindelmutter findet nicht statt. Sie wird auf dem gesamten Bewegungsbereich sternförmig zwischen Spindelmutter und Gewindespindel erzeugt. Eine Abstraktion zur praktikablen Lastdefinition ist erforderlich. Bewegt sich die Spindelmutter mit annähernd konstanter Geschwindigkeit auf einem Gewindespindelabschnitt, so wird die eingebrachte Verlustleistung über den Bereich summiert und als Mittelwert diesem Abschnitt zugeteilt. Diese Annahme ist zulässig, weil die Gesamtzeit der Simulation um ein Vielfaches größer als die Einzelzykluszeit ist.

Die Kopplungselemente werden mit ihren Eigenschaften so definiert, dass diese die thermodynamischen Kontaktbedingungen zwischen beiden Komponenten gut abbilden. Für verschiedene Bewegungszustände werden separate Eigenschaften definiert. Im Lösungsschritt können in Abhängigkeit vom Bewegungszustand der Spindelmutter (Stillstand, Vorschub, Eilgang) die entsprechenden Eigenschaften den Kopplungselementen zugewiesen werden. Die übrigen Elemente außerhalb des Bewegungsabschnittes werden deaktiviert oder in ihren Eigenschaften kontaktlos gesetzt. Bei mehrmaligem Überfahren der Spindelmutter des gleichen Abschnittes mit unterschiedlichen Bewegungszuständen kann, bedingt durch die mehrfache Wärmeleitfähigkeit der Kopplungselemente gegenüber dem Gewindespindelmaterial, ein Wärmefluss von Bereichen hoher Temperatur zu Bereichen niedriger Temperatur in der Spindel stattfinden. Dieser Wärmefluss ist möglich, da durch die Kopplungselemente eine Parallelschaltung mit Wärmeleitwiderständen erzeugt wird und somit der thermische Gesamtwiderstand des Spindelabschnittes sinkt. Dieses Verhalten beeinflusst das Simulationsergebnis negativ.

Eine weitere Unterteilung der Bewegungsabschnitte verhindert dies. Dementsprechend wird der Gesamtzyklus mit unterschiedlichen Verfahrensgeschwindigkeiten und -wegen über der Spindellänge analysiert. Jede Änderung der Geschwindigkeit in einem beliebigen Bewegungsabschnitt unterteilt die anderen Abschnitte gleichermaßen. Als Regel gilt, dass nur Knoten annähernd gleicher Last (d. h. in Konsequenz annähernd gleicher Temperatur) auf der Gewindespindel für einen Bewegungsabschnitt gekoppelt werden dürfen. Abb. 4.23 stellt das Vorgehen grafisch dar. Der erste Bewegungsabschnitt von  $x_0$  bis  $x_3$  ist durch eine konstante mittlere Verlustleistung gekennzeichnet. Da im Rückhub von  $x_2$  nach  $x_1$  eine andere Last wirkt, muss der erste Bewegungsabschnitt ebenfalls

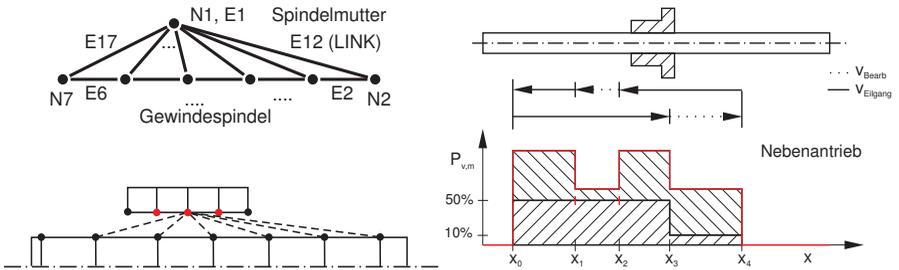


Abbildung 4.23: Schema der Kopplung am Kugelgewindetrieb und Diskretisierung der Bewegungsabschnitte zur Lastbestimmung und Definition in der Simulation

Tabelle 4.6: Resultierende Lastschritte aus der Teilung eines Vorschubzyklus

Vorschubbewegung				Vorschubbewegung Rückhub			
anfänglich		modifiziert		anfänglich		modifiziert	
x <sub>0</sub> →x <sub>3</sub>	50	x <sub>0</sub> →x <sub>1</sub>	50	x <sub>1</sub> →x <sub>0</sub>	50	x <sub>1</sub> →x <sub>0</sub>	50
		x <sub>1</sub> →x <sub>2</sub>	50	x <sub>2</sub> →x <sub>1</sub>	10	x <sub>2</sub> →x <sub>1</sub>	10
		x <sub>2</sub> →x <sub>3</sub>	50	x <sub>4</sub> →x <sub>2</sub>	50	x <sub>3</sub> →x <sub>2</sub>	50
x <sub>3</sub> →x <sub>4</sub>	10	x <sub>4</sub> →x <sub>3</sub>	50				

geteilt werden (Tab. 4.6).

Die Erzeugung der Kopplungselemente und die Definition der Kopplungseigenschaften werden durch Unterprogramme realisiert. Das UP *kopplung\_spm\_autom* erwartet als Eingabe die Komponentennamen von Spindelmutter und Spindel sowie die Kontaktfläche für die Wärmeübertragung. Dieser Wert fließt in die Eigenschaften der Kopplungselemente ein. Im Generierungsschritt wird an die Gewindespindel stirnseitig ein Koordinatensystem gelegt, von dem aus systematisch bis zum anderen Spindelende segmentweise Kopplungselemente erzeugt werden. Die Knoten auf dem Umfang werden pro Segment bezüglich der Temperatur miteinander gekoppelt. Durch die symmetrische Lasteinbringung (Rotation) sind keine Temperaturunterschiede vorhanden. Die dreidimensionalen Wärmeleitelemente bestehen zwischen einem Knoten der Gewindespindel und einem Knoten an der Innenseite der Spindelmutter. Für die Innenseite der Spindelmutter wird durch ihren symmetrischen Aufbau ebenfalls eine gleichmäßige Temperatur angenommen. Alle Knoten der Innenseite der Spindelmutter werden im Temperaturfreiheitsgrad gekoppelt. Eine fertig generierte Kopplung in einem Kugelgewindetrieb und ein Simulationsergebnis zeigt Abbildung 4.24.

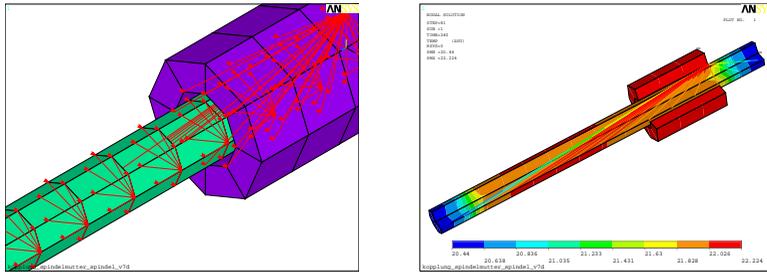


Abbildung 4.24: Kopplung Gewindespindel–Spindelmutter und berechnetes Temperaturfeld nach mehreren Lastzyklen

Eine aufwändigere Variante mit besseren Simulationsergebnissen kann realisiert werden, wenn die Bewegungsabschnittsweite gleich der Segmentlänge der Gewindespindel ist. Es wird jeweils nur ein Kopplungselement aktiv, ein zusätzlicher paralleler Wärmefluss über den Knoten der Spindelmutter ist nicht möglich. Nachteilig ist, dass der Berechnungsbedarf und damit in der Regel die Zeit der Simulation stark ansteigen.

### Thermische Last durch Werkstückbearbeitung

Bekanntlich steckt in den Spänen ein Großteil, 60 % bis 80 %, der in der spanenden Werkzeugmaschine umgesetzten Energie [80, 81]. Werden die Späne nicht aus dem Arbeitsraum entfernt und durch einen Späneförderer abtransportiert, verbleiben sie auf dem Werkstück und auf dem Maschinentisch. Durch die Schnittbewegung des Werkzeuges erfolgt zusätzlich eine Verteilung im Arbeitsraum auf Blechen und Führungsbahnen. Verschiedene Autoren haben Spanwärme und Wärmeübertragungsverhalten auf die Maschinenstruktur untersucht [82, 83, 84]. F stellt dabei Abhängigkeiten von der Spanform, der Spantemperatur und der Schichthöhe fest. Die Zusammenhänge lassen sich mathematisch beschreiben. Der Einfluss einer erwärmten Spanschicht kann mit einer konvektiven Oberflächenlast angenähert werden. Mit den Werten nach F wird der konvektive Wärmeübergangskoeffizient bestimmt [82]. Im Lösungsschritt wird für jeden Lastzyklus eine Berechnung der Koeffizienten durchgeführt und damit ein Anwachsen der Spanschichtdicke berücksichtigt. Lokale Unterschiede in der Spanansammlung sind durch zusätzlichen manuellen Eingriff möglich.

Das für die thermische Last durch Späne definierte Unterprogramm *zerspanungswaerme* erwartet als Eingabeparameter Flächen oder Elemente, auf der die Späne lie-

gen, den Werkstückwerkstoff, die Spanraumzahl, die Spantemperatur und die Höhe der Spanschicht. Aus dem Literaturstand sind keine Untersuchungen bekannt, die eine Vorhersage der Späneverteilung erlauben. Abschätzungen für die Angaben im Modell sind notwendig. Für die Berechnung der Spanparameter aus den Bearbeitungsbedingungen (Schnittgeschwindigkeit, Vorschubgeschwindigkeit, Eingriffstiefe, Werkzeugdaten) kann ein separates Unterprogramm eingebunden werden. Zur Visualisierung wird über der betreffenden Fläche eine zusätzliche Fläche generiert. Ihre Eigenschaften sind so definiert, dass sie das Simulationsergebnis nicht beeinflussen. Das Unterprogramm ist prinzipiell auch dafür geeignet, die in einem Späneförderer wirkende Wärmelast abzubilden. Dies kann von Bedeutung sein, wenn die Späne über eine längere Strecke unter der Maschinenstruktur gefördert werden und der Späneförderer nicht gekapselt ist. Wärmestrahlung ist in die Betrachtungen einzubeziehen. Über den Einfluss des Späneförderers auf das thermische Verhalten der Werkzeugmaschine liegen keine Erkenntnisse vor.

### **Verlustleistung und Wärmedurchgang von Wälzfürungen**

Ähnlich den Wälzlagern existiert bei Wälzfürungen ein lastunabhängiges und ein lastabhängiges Reibmoment. Die Charakteristik stimmt mit anderen Wälzelementen überein. S et al. haben gezeigt, dass die Reibleistung aufgrund ihres geringen Anteils am Gesamtverlust vernachlässigt werden kann [70]. Dementsprechend kann das von W in [69] vorgeschlagene Ersatzmodell für den Wärmedurchgang eines Führungswagens angewandt werden. Analog dem Vorgehen bei Wälzlagerungen oder durch experimentelle Bestimmung wird der Wärmedurchgangswert ermittelt und auf die Fläche normiert. Im Simulationsmodell wird an der Kontaktstelle von Führungswagen zu Führungsschiene eine Zwischenschicht modelliert. Der Wärmeleitwert der Zwischenschicht berechnet sich aus der Schichtdicke. Dichte und Wärmekapazität werden vernachlässigbar klein angesetzt. Eine weitere Möglichkeit besteht darin, das Wärmeübertragungsverhalten durch eine thermische Fuge zu charakterisieren. Aus der Wärmeleitfähigkeit des Wälzkontaktes wird über die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_{Fu}$  eine thermische Kopplung der Wälzfürung erreicht.

### **Zustandsabhängige Konvektion**

Die adäquate Abbildung der konvektiven Randbedingungen erfordert ein Vorgehen, welches den Bewegungszustand der Baugruppen berücksichtigt. Konvektion wird als freie Konvektion modelliert, wenn sich die Komponente in Ruhe befindet und keine unmittelbare Störung der umgebenden Fluidschicht erfolgt. Eine simulierte Bewegung verändert

die Randbedingung zu erzwungener Konvektion auf den Bauteiloberflächen. Bisher übliche Ansätze beruhen auf der Annahme der Konvektion als konstantem und gemitteltem Wert. Wie in Abschnitt 4.1.2 gezeigt wurde, sind die Fluideigenschaften temperaturabhängig. Die Temperaturdifferenz zwischen Fluid und Oberfläche bestimmt direkt die übertragene Wärmemenge. Für die freie Konvektion ist zusätzlich entscheidend, welche Orientierung die Fläche besitzt. Aus diesen Feststellungen ergeben sich Schlussfolgerungen für den Simulationsablauf. Es sind folgende Einzelschritte zu berücksichtigen:

1. Definition der funktionalen Zusammenhänge  $\alpha = f(T)$  für verschiedene Konvektionsarten,
2. Ermittlung der Flächenorientierung,
3. Ermittlung der Geschwindigkeit der Fluidströmung anhand der Komponentenbewegung,
4. Zuweisung der Funktion des Wärmeübergangskoeffizienten während des Lösungsschrittes zu den entsprechenden Elementen.

Im Simulationslauf wird durch das FE-Programm die augenblickliche Temperatur ermittelt. Der Wärmeübergangskoeffizient kann somit temperaturabhängig bestimmt werden. Für die Simulation sind Dauer, Geschwindigkeit und Art der Bewegung von Bedeutung, um daraus die Eigenschaften der Fluidschicht und die Konvektionsverhältnisse zu berechnen. Aus der Verfahrgeschwindigkeit  $v_f$  und dem Verfahrensweg  $s_f$  lässt sich die Verfahrzeit  $t_f$  bestimmen:

$$t_f = \frac{s_f}{v_f} \quad (4.86)$$

Die Drehzahl  $n$  des Kugelgewindetriebes lässt sich aus der Geschwindigkeitsvorgabe  $v_f$  und der Spindelsteigung  $h_{sp}$  ermitteln:

$$n = \frac{v_f}{h_{sp}} \quad (4.87)$$

Für die Drehzahl des Antriebsmotors ist unter Umständen eine Übersetzung  $i$  zu berücksichtigen.

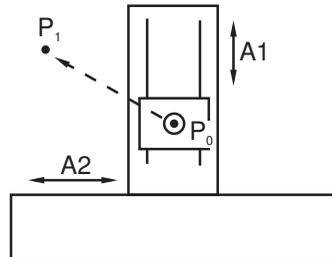
Zur Art der Bewegung ist eine Bewegungsanalyse erforderlich. Für das Anfahren eines beliebigen Punktes in der Ebene mit zwei translatorischen Achsen  $A1$  und  $A2$  ergeben sich vier unterschiedliche Bewegungszustände (Tabelle 4.7). Die Bewegungen können zeitgleich, nacheinander oder überlappend erfolgen. Aufgrund von Restriktionen im Arbeitsraum einer Maschine ist ein direktes Anfahren einer Position nicht immer

möglich. Im Fall 4 fahren beide Achsen zeitgleich los und halten im gleichen Moment an. Die Fälle 1 bis 3 lassen sich nochmals unterteilen in Abschnitte, in denen nur eine Achse allein verfährt, und Abschnitte, bei denen beide Achsen gleichzeitig verfahren. Damit lässt sich jede beliebige Achsbewegung zweier Vorschubachsen auf drei Standardfälle zurückführen: Achse A1 verfährt allein – Achse A2 verfährt allein – Achsen A1 und A2 verfahren gemeinsam. Die Modellbetrachtungen lassen sich auf drei und mehr Achsen erweitern. Die Kenngrößen werden um den Index der Achse erweitert, beispielsweise  $v_{fx}$  für die Vorschubgeschwindigkeit in x-Richtung. Werden Verfahrbewegungen mit mehreren beteiligten Achsen betrachtet, wird das Modell mit Maschinenkoordinaten entwickelt. Es sind in der Simulation auf das Maschinenkoordinatensystem bezogene Punkte  $P_0(x, y, z)$  und  $P_1(x, y, z)$  anzugeben, aus denen die Belastungsroutine einen Bewegungsvektor  $\vec{P}_f$  berechnet. Die Absolutbewegung wird auf die Vorschubachsen aufgeteilt. Im Sinne einer angestrebten Vereinfachung wird im Folgenden nur die Bewegung einer Achse allein betrachtet. Weiterhin soll für das Beschleunigungsvermögen  $a \rightarrow \infty$  gelten. Damit liegt sofort die Soll-Drehzahl am Kugelgewindetrieb an. Für Bewegungsphasen, die aufgrund ihrer kurzen Wege im Grunde genommen nur aus Beschleunigungen bestehen, muss eine mittlere Geschwindigkeit festgelegt werden.

Alle Größen zur Beschreibung einer bewegungsabhängigen Konvektion sind festgelegt. Die Umsetzung erfolgte in Unterprogrammen zur Definition verschiedener konvektiver Randbedingungen. Es wurde zum einen in erzwungene und freie Konvektion sowie weiterhin in Konvektion an senkrechten, waagerechten und gekrümmten Flächen unterschieden. Durch die vereinfachte Modellierung des Kugelgewindetriebes ist ein zusätzlicher Korrekturfaktor für den konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten notwendig. Die Gewindespindel wurde durch einen glatten Zylinder angenähert. Durch das Gewinde liegt in Wirklichkeit eine rippenartige Struktur vor. Diese Oberflächengestalt wird in der Wärmeübertragung in der charakteristischen Abmessung, hier dem Durchmesser, be-

Tabelle 4.7: Zeitabhängige Bewegungszustände von zwei Vorschubachsen

Fall	t	t+1	t+2	t+3
1	A1	A1	A1	A1
		A2	A2	
2	A1	A1	A1	A1
	A2	A2	A2	
3	A1	A1	A1	A1
		A2	A2	A2
4	A1	...	...	A1
	A2	...	...	A2



rücksichtigt. Für einen schwach gestuften Zylinder gibt [70] an:

$$\bar{D} = \left( \frac{\sum_{i=1}^n D_i^{1,4} \cdot L_i}{L} \right)^{\frac{1}{1,4}} \quad (4.88)$$

Bei kleinen Durchmessern ist die Vereinfachung

$$\bar{D} = \frac{d_k + d_a}{2} \quad (4.89)$$

mit dem Kerndurchmesser  $d_k$  und dem Außendurchmesser  $d_a$  der Spindel zulässig. Ergänzende experimentelle Werte für den konvektiven Wärmeübergang, ermittelt an Werkzeugmaschinenwänden, können [85] entnommen werden.

Mit Kenntnis der für eine Oberfläche zutreffenden Konvektionsart können die Elementseiten, die die Oberfläche einer Komponente repräsentieren, mit einer konvektiven Randbedingung belegt werden. Über die Zuweisung zur Fläche der Komponente und automatische Übertragung auf die entsprechenden Elementseiten durch das FE-Programm kann die Festlegung effizienter erfolgen. Eine Variante zur automatischen Festlegung der zustandsabhängigen Konvektionsart ist in Anlage A.2 zu finden.

## **Einfluss der Umgebung**

Der Einfluss der Umgebung auf das thermische Verhalten der Werkzeugmaschine ist nicht vollständig erforscht. Bekannt ist, dass vor allem großflächige Bauteile durch eine Schwankung der Umgebungstemperatur beeinflusst werden. Die in Werkhallen mögliche vertikale Temperaturschichtung wirkt sich auf Großwerkzeugmaschinen aus und ruft genauigkeitsmindernde Portal- und Ständerdeformationen hervor. In kompakteren Werkzeugmaschinen ist die Maschinenstruktur von einer Einhausung umgeben, deren thermische Wirkung nicht geklärt ist. In eigenen Messungen wurde festgestellt, dass die Temperatur in der Maschineneinhausung der Umgebungstemperatur folgt; die Schwankungsamplitude wird um 1–2 K vermindert. Zusätzliche Maschinenbewegungen senken die innere Temperatur um weitere 1–2 K. Konkrete Anhaltswerte zum ganzjährigen Temperaturverlauf in Produktionshallen sind nicht im Literaturstand verzeichnet. Als Orientierung können die Normen [86, 87] gelten, in denen eine Einteilung nach klimatischen Zonen erfolgt. Grenzwerte der Temperaturen sind dokumentiert und Vorzugstemperaturen werden angegeben. Zu den thermischen Verhältnissen bei der Abnahme von Werkzeugmaschinen macht die ISO/FDIS 230-3 Aussagen [88].

Neben dem Kontakt zur Umgebungsluft befindet sich die Werkzeugmaschine über Aufstellelemente im Bodenkontakt. Bei den Aufstellbedingungen kann generell zwischen allgemeiner Fundamentierung und Eigenfundamentierung unterschieden werden. Das

Fundament oder der Hallenboden ist keinen Temperaturschwankungen unterworfen. Jahreszeitliche Schwankungen sind vorstellbar, durch den Literaturstand aber nicht belegt. Wenn die Abmessungen der Wärmeeinleitung gering gegenüber den Abmessungen des aufnehmenden Raumes sind, kann der Boden als unendlicher Halbraum betrachtet werden [89]. J hat diesen Problemfall analytisch gelöst. Er setzt den Hallenboden mit einer konstanten Temperatur an und gibt für eine kreisförmige und kreisringförmige Wärmeeinleitungsfläche mittlere Wärmeübergangskoeffizienten an.

Die zwischen der Gestellunterseite und dem Aufstellort befindliche Luftschicht ist in ihrem Temperaturverhalten dem Boden angepasst. Keine bis geringe Strömungen bewirken, dass im Tagesverlauf eine kühlere Lufttemperatur an der Gestellunterseite vorliegt. Für die Simulation ergeben sich zwei Schlussfolgerungen.

1. Die Umgebungsbedingungen können mit konstanten Werten als Randbedingung, beispielsweise  $T_{Umgeb} = 20\text{ °C}$  und  $T_{Boden} = 17\text{ °C}$ , angesetzt werden. Die Aufstell-elemente oder die Fundamentverankerung repräsentieren kleine Wärmeaustausch-flächen. Aufeinander folgende Kontaktflächen erzeugen einen hohen Wärmeüber-gangswiderstand. Eine Abschätzung des Wärmeübergangskoeffizienten nach Gleichung 4.63 für eine Maschine von 8 t Gewicht mit sechs Aufstellelementen, die einen tragenden Querschnitt von 150 x 150 mm aufweisen, ergibt  $\alpha_{Fu} = 2,6\text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$  pro Kontaktfläche. Zusätzlich wirkt der Wärmeübergangswiderstand zum Hallenboden. Die damit realisierten Randbedingungen repräsentieren die Verhältnisse in einer Thermozelle oder einem klimatisierten Aufstellort. Verschiedene Maschinenkonzepte, in vergleichbaren Umgebungen, weisen ein Verhalten unter optimalen thermischen Bedingungen auf. Die am besten geeignete konstruktive Lösung ergibt sich durch direkten Vergleich.
2. Umgebungstemperaturbedingungen können durch zeitabhängige Randbedingungen im Modell abgebildet werden. Tageszeitliche Schwankungen lassen sich mit einer Sinusfunktion annähern:

$$T_H(t, \hat{t}) = T_{m,i}(t, \hat{t}) + T_{0,i} \cdot \sin(2\pi f t + \phi_{0,i}) \quad (4.90)$$

$$f = \frac{1}{24\text{ h}} \quad (4.91)$$

$$T_{0,i}(\hat{t}) = \frac{T_{max,\hat{t}} - T_{min,\hat{t}}}{2} \quad (4.92)$$

$$T_{m,i}(t, \hat{t}) = T_{0:00,\hat{t}} + \frac{T_{23:59,\hat{t}} - T_{0:00,\hat{t}}}{24\text{ h}} \cdot t + c_{korr,\hat{t}} \quad (4.93)$$

Für die Bestimmung der Hallentemperatur  $T_H$  sind die Größen Tag  $\hat{t}$  und Uhrzeit  $t$  notwendig. Die Periodendauer orientiert sich an der Dauer eines Tages. Das

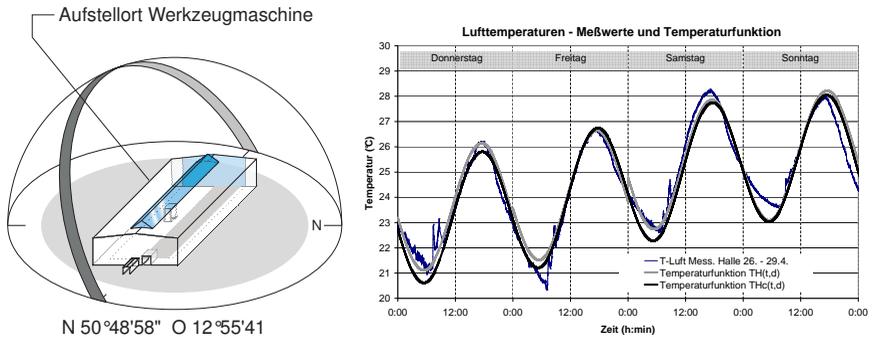


Abbildung 4.25: Lufttemperaturschwankungen am Aufstellort

Amplitudenniveau  $T_{m,\hat{i}}$  orientiert sich an der mittleren Raumtemperatur und erlaubt eine Anpassung durch Korrekturwerte. Die Amplitude  $T_{0,\hat{i}}$  wird wesentlich vom Grad der Sonneneinstrahlung in die Maschinenhalle und damit der solaren Aufheizwirkung bestimmt. Bewölkung oder Regenwetter führen zu gleichmäßigeren Temperaturverläufen der Hallenluft, das heißt geringeren Amplituden im Tagesverlauf. Im Modell wird eine globale Zeit festgelegt, die zur Berechnung der Umgebungstemperatur dient. Sie findet Eingang in die konvektiven Randbedingungen zur Umgebungsluft. Die Bewegungszyklen sind im Verhältnis zur Periode der tageszeitlichen Temperaturschwankung kurz. Eine konstante Temperatur für die Dauer eines Bewegungszyklus ist zulässig.

Eigene Messungen zur Lufttemperatur am Aufstellort einer Werkzeugmaschine stellt Abbildung 4.25 dar. Die Maschine befindet sich im schattigen Bereich der Halle, der graue Streifen in der Hallendarstellung begrenzt den Einstrahlbereich der Sonne. Es zeigt sich, dass die tägliche Schwankung durch eine langwellige Funktion überlagert wird. Die Kenntnis der Überlagerungsfunktion bedingt lange Messwertaufnahmen, eine Periodizität ist nicht gegeben. Vielmehr werden zufällige Größen den Funktionsverlauf beeinflussen. Ersatzweise kann durch Modifikation der Funktionskoeffizienten eine Anpassung an die Tageswerte vorgenommen werden. Für jeden Tag  $\hat{i}$  ist ein Koeffizientensatz (Index  $\hat{i}$ ) mit  $T_{m,\hat{i}}(t)$ ,  $T_{0,\hat{i}}$ ,  $\phi_{0,\hat{i}}$ ,  $c_{korr,\hat{i}}$  definiert (Gl. 4.93). Die Werte sind so festzulegen, dass an den Tagesgrenzen die Übergänge keine Temperatursprünge  $> 0,5$  K aufweisen. Stetige Übergänge können durch Addition einer Polynomfunktion erreicht werden. Sie ergibt sich aus der Approximation eines Polynoms dritten Grades an die Differenzwerte aus Messwerten und periodischer Temperaturfunktion (Gl. 4.90).

Aus dem dargestellten Temperaturverlauf resultiert folgende Funktion, die für einen Zeitraum von sechs Tagen eine gute Annäherung an den gemessenen Temperaturverlauf

erbringt:

$$T_{corr}(t_{nor}) = -0,13t_{nor}^3 + 1,1t_{nor}^2 - 2t_{nor} + 0,65 \quad (4.94)$$

$$t_{nor} = \frac{t_M}{24 \text{ h}} \quad (4.95)$$

24 h der Messzeit  $t_M$  werden auf einen Wert von 1 normiert. Der ganzzahlige Anteil der normierten Zeit  $t_{nor}$  verkörpert damit die Anzahl der Tage, der gebrochene Anteil die Tageszeit. Eine verbesserte Hallentemperaturfunktion  $T_{Hc}$  ergibt sich:

$$T_{Hc}(t, \hat{t}) = T_{corr}(t_{nor}) + T_{0,\hat{t}} \cdot \sin(2\pi f t + \phi_{0,\hat{t}}) \quad (4.96)$$

Es ist von Vorteil, mit Absolutzeiten (Uhrzeit und Tag/Monat/Jahr) zu operieren, da dies ebenso die Einbindung von meteorologischen Daten erlaubt. Auf konsistente Zeitangaben ist zu achten. Die direkte Sonneneinstrahlung als Einfluss der Umgebung wird im Modell nicht berücksichtigt. Der Aufstellort einer Maschine muss derartigen Mindestanforderungen genügen.

### **Einfluss der Kühlschmierstoffe**

Für eine genaue Betrachtung der Wirkung des Kühlschmierstoffes (KSS) auf die Bauteilstruktur wäre eine aufwändige Fluidsimulation notwendig. Um die Wirkung bei Nassbearbeitung abschätzen zu können, kann die Flüssigkeitsschicht durch eine konvektive Randbedingung angenähert werden. Mit einer überschlägigen Ermittlung der benetzten Fläche, der zugeführten KSS-Menge und der Kenntnis der Fluideigenschaften (Wasser ist in erster Näherung zulässig) können die Parameter der konvektiven Randbedingung bestimmt werden. Aus diesen ergibt sich der für die Simulation relevante Wärmeübergangskoeffizient. Zu berücksichtigen ist, dass Späne bei Kontakt ihre Wärmemenge annähernd vollständig an das KSS abgeben. Die Fluidtemperatur ist demnach höher als am Austritt der Düse. Experimentelle Untersuchungen zur Charakterisierung der Fluidschichten aus KSS und der Modellierung ihres Verhaltens sind aus dem Literaturstand nicht bekannt. Eine Umsetzung erfolgt im Unterprogramm *ueberflutung*.

### **Gestelltemperierung**

Eine Maßnahme der Genauigkeitssteigerung ist die Temperierung der Gestellstruktur. Metallische Maschinengestelle erfordern dafür mechanische Nachbearbeitung oder zusätzliche Montagearbeiten. Eine andere Möglichkeit ist die Nutzung der in Guss- und Schweißkonstruktionen vorhandenen Hohlräume als Fluidspeicher mit Temperaturregelung. In Gestellen aus Mineralguss finden sich derartige Hohlräume nicht. Durch die

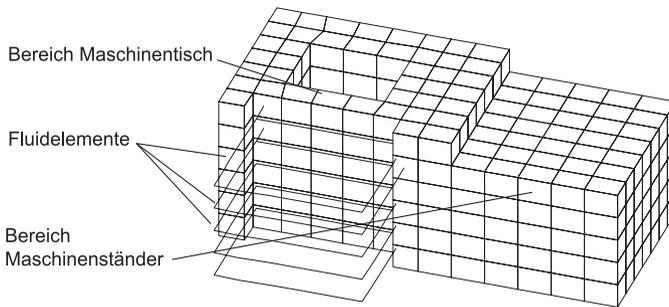


Abbildung 4.26: FE-Modell eines Maschinenbettes aus Mineralguss mit einer durch Fluidelemente charakterisierten Temperierung

geringen Verarbeitungstemperaturen von Mineralguss ( $\vartheta \leq 80 \text{ }^\circ\text{C}$ ) bietet es sich an, im Herstellungsprozess Rohre in der Gussform zu verlegen. In einem derart erzeugten Maschinengestell wird im Betriebszustand Fluid definierter Temperatur durch die Rohrleitung gepumpt. Es kann definiert Wärme eingebracht oder entzogen werden. Mineralguss besitzt einen geringen Wärmeleitwert. Die Forderung besteht, die Wärmeaustauschfläche zu vergrößern. Zusätzliche Wärmeübergangswiderstände der Rohrwandung sind zu minimieren. Gestattet es das Herstellungsverfahren, können Rohrleitungen entfallen und Kanäle in der Gestellstruktur das Fluid leiten. Die Ausführung einer Keramikspindel in einem Gehäuse aus Mineralguss mit Kühlschlangen zeigt [7]. Zusätzliche praktische Ergebnisse aus dem Literaturstand sind nicht bekannt. Es kann aber davon ausgegangen werden, dass Gestell- oder Maschinenhersteller die Variante zur Temperierung erproben oder erprobt haben.

Für die Modellierung werden Fluidelemente eingesetzt. Sie bilden das Strömungsverhalten einer Rohrleitung ab. Dem Fluidelement werden je zwei Knoten des Modells zugewiesen, die die Wärmeübertragung bewerkstelligen. Durch Parametervariation können unterschiedliche Varianten implementiert werden. Als Eingangsgrößen werden der Volumenstrom und die Zulauftemperatur angegeben. Unter Berücksichtigung der Eigenschaften der Rohrhydraulik wird die Wärmeübertragung berechnet. Neben der an das Fluid übertragenen Wärmemenge ist der Druckabfall ebenfalls Ergebnis der Simulation und findet Verwendung bei der Dimensionierung der Pumpenleistung. Ein Maschinenbett aus Mineralguss mit Fluidelementen zur Temperierung zeigt Abb. 4.26.

Das Vorgehen zur Modellierung ist ähnlich dem für die Baugruppe Motorspindel. Für einfache Bett- und Gestellgeometrien können spezifische Unterprogramme erstellt werden. In anderen Fällen sind die Fluidelemente manuell durch die grafische Benutzeroberfläche oder Befehlseingaben zu generieren. Die Fluidelemente eines Gestellteils werden zu einer Komponente zusammengefasst. Da diese Maßnahme vorrangig zu

Kompensationszwecken eingesetzt wird, ist davon auszugehen, dass diese erst nach der Berechnung des thermischen Verhaltens eines Maschinenkonzeptes in Betracht kommt. Durch diese Vorgehensweise besteht die Möglichkeit der Abschätzung einer Kompensationswirkung.

## **Strukturerwärmung**

Ein weiteres Kompensationsprinzip erschließt sich mit der Strukturerwärmung. Das inhomogene Temperaturfeld einer Maschinenstruktur führt zu einem unsymmetrischen Verformungsfeld. Die symmetrische Wärmedehnung stellt eine Ausnahme dar. In vielen Fällen ist davon auszugehen, dass eine einseitige Wärmedehnung zu einer Neigung oder Krümmung der Gestellstruktur führt. Eine Maßnahme zur Gegenwirkung ist, die Struktur an der kühlen Seite ebenfalls zu erwärmen. Dies führt zu einer symmetrischen Ausbildung des Temperaturfeldes und damit zu einer symmetrischen Gesamtdehnung. Eine ursächliche Achsneigung kann korrigiert werden, die zusätzliche Dehnung ist steuerungsseitig kompensierbar. Bei diesem Prinzip kann der Wärmeeintrag durch elektrische Energie erfolgen. Stabförmige (Heizpatronen) oder flächige Heizelemente können bei Mineralguss bereits im Herstellungsprozess in die Struktur eingebracht werden. Der Aufwand ist vergleichsweise gering. Der energetische Aspekt ist abzuwägen, da elektrische Energie die wertvollste Energieform darstellt. Für kleine Strukturen und damit geringen Wärmebedarf kann der Einsatz elektrischer Heizelemente vorteilhaft sein.

Im Modell wird die Wärmezufuhr über Knotenwärmeströme realisiert. An Außenflächen besteht die Möglichkeit, Oberflächeneffektelemente für einen flächigen Wärmeeintrag zu verwenden. Unabhängig davon gilt, dass die Wärmeübergangswiderstände in die Simulation einbezogen werden müssen. Es ist notwendig, die wärmeerzeugende Komponente vereinfacht zu modellieren und mit Wärmeleitelementen oder Elementen des konvektiven Wärmeüberganges an die Struktur zu koppeln. Für eine Heizpatrone kann dies ein einfaches Stab- oder Balkenelement sein, dessen Länge und Querschnitt festgelegt werden. Die Kopplung wird mit den nächstliegenden Knoten an der geplanten Einbauposition der Gestellstruktur vorgenommen. Die definierten Elemente und Knoten werden zu einer Komponente zusammengefasst. Im Lösungsabschnitt wird gemeinsam mit anderen Lasten der Wärmestrom für einen definierten Zeitraum festgelegt. Da diese Maßnahme vorrangig zu Kompensationszwecken erfolgt, ist davon auszugehen, dass diese erst nach der Berechnung des thermischen Verhaltens eines Maschinenkonzeptes im Modell Berücksichtigung findet. Es lässt sich die Wirksamkeit einer Kompensation mit dieser Vorgehensweise abschätzen.

## 4.4 Zusammenfassung zum Simulationsbaukasten

Der Aufbau des Simulationsbaukastens wird modular gestaltet. Verschiedene Unterprogramme modellieren parametergesteuert die Komponenten des Simulationsmodells. Mit der Erzeugung geometrischer Primitive und anschließender gesteuerter Vernetzung bei geringer Elemente- und Knotenzahl wird ein hoher Grad an Automatisierung erreicht. Die Gruppierung von Knoten und Elementen zu Komponenten gewährleistet einen strukturierten Modellaufbau. Gestell- und Antriebskomponenten sind um benutzerdefinierte Funktionen erweiterbar. Unterprogramme mit vordefinierten Materialeigenschaften werden komponentenweise ausgeführt. Für die Kopplung zwischen den Komponenten werden verschiedene Vorschläge aufgezeigt. Ein Algorithmus zur Definition einer thermischen Fuge wird definiert und für ebene und zylindrische Geometrien implementiert. Auf die Einbindung externer Bauteile wird ebenso eingegangen.

Im Bereich der Antriebskomponenten kann ein Vorgehen zur beweglichen Kopplung zwischen Gewindespindel und Spindelmutter aufgezeigt und umgesetzt werden. Der für die thermische Lastdefinition definierte Bearbeitungszyklus wird unterteilt. Schrittweise werden die sich daraus ergebenden Verlustleistungen berechnet und in entsprechenden Komponenten definiert. Gleichzeitig steuert der Bearbeitungszyklus den Zustand einer Komponente bezüglich des konvektiven Wärmeübertragungsverhaltens. Nach Klärung der Temperaturabhängigkeit der Fluideigenschaften werden verschiedene Konvektionsfunktionen programmiert. Variable Konvektionswerte, automatisch im Lösungsschritt der FE-Simulation bestimmt, sind damit möglich. Die Umgebungsverhältnisse am Aufstellort einer Werkzeugmaschine werden einbezogen. Eine funktionale Darstellung eines mehrtägigen Lufttemperaturverlaufes erweitert die bisherigen Möglichkeiten der Randbedingung konstanter Umgebungstemperatur. Auf den Einfluss der Maschineneinhausung wird hingewiesen, Aufstellelemente werden in die Darstellung einbezogen. Eine Einbindung der Ersatzwärmeleitwerte für Wälzlager und Wälzführungen findet zusätzlich zu Bewertung, Berechnung und Integration der Verlustleistung statt. Die Funktionsweise der Ersatzmodelle für die Berücksichtigung der Lasten aus dem Bearbeitungsprozess wird dargestellt. Wärme aus dem Zerspanungsprozess wird durch eine konvektive Wärmelast idealisiert, der Einfluss von Kühlschmierstoff erfolgt mit der Abbildung als konvektive Randbedingung unter Berücksichtigung der temperaturabhängigen Fluidparameter. Abgerundet werden die Ausführungen mit der Darstellung und Umsetzung zweier Kompensationsmaßnahmen zur Minimierung thermisch verursachter Fehler. Die Gestelltemperierung durch eine Modellierung auf der Basis von Fluidelementen schließt die Ausführungen zum Aufbau des Simulationsbaukastens ab.

Mit der Verwendung der verschiedenen Simulationsbausteine kann ein vollständiges Maschinenmodell erzeugt werden. Dieses ist in vielen Parametern steuerbar. Der konsequente Einsatz einer gesteuerten Netzgenerierung sorgt durchgängig für geringe Elementzahlen in der Komponentenmodellierung und kann damit die Problematik großer

Berechnungsmodelle berücksichtigen. Die Abbildung 4.27 liefert einen beispielhaften Gesamtüberblick zu einem strukturierten Simulationslauf.

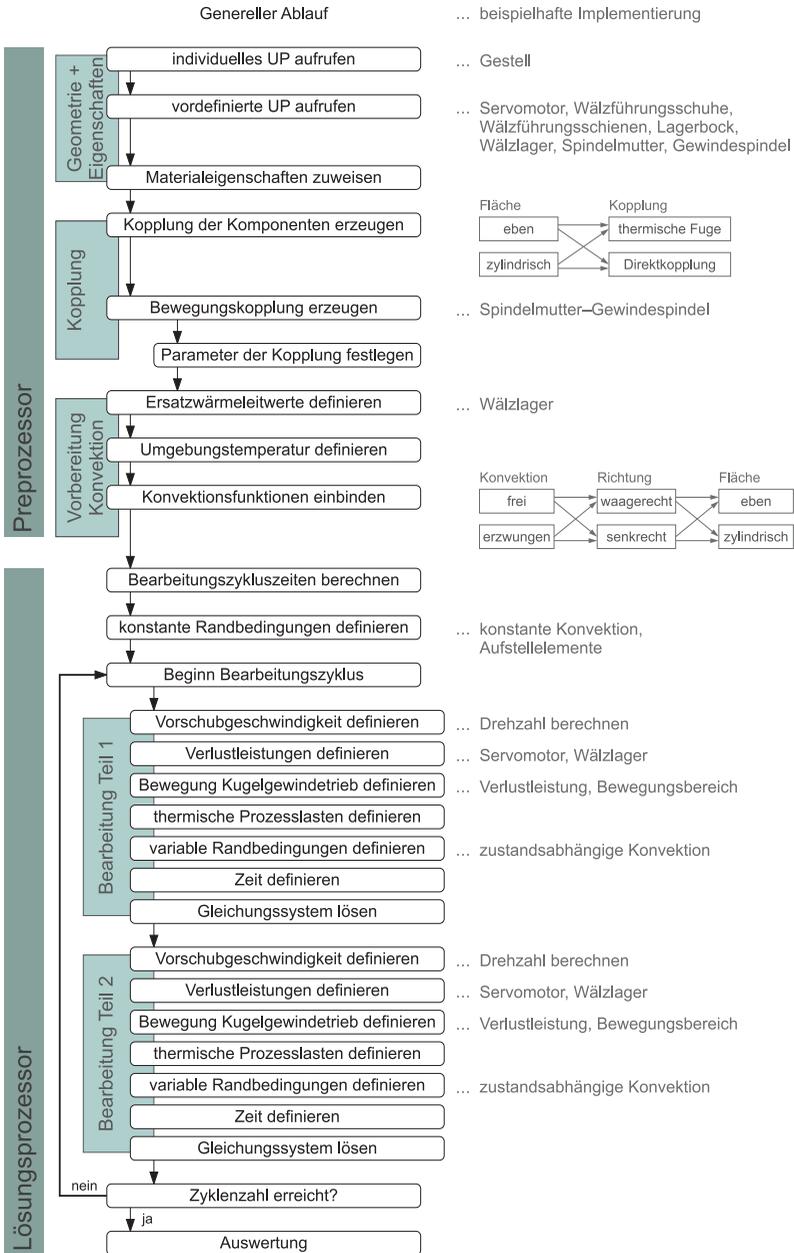


Abbildung 4.27: Gesamtüberblick zur Struktur der Simulation des thermischen Verhaltens

## 5 Demonstrator

### 5.1 Simulation

#### 5.1.1 Analyse und geometrischer Aufbau

Die in Kapitel 4 dargelegten Ausführungen werden an einem Demonstrator umgesetzt. Die praktische Nutzung der erörterten Simulationsstrategie kann anhand eines Beispiels nachvollzogen werden. Als Entwurf für eine Werkzeugmaschine wird eine Tischbaugruppe gewählt. Diese soll als werkstückseitige Vorschubachse in z-Richtung in einem Bearbeitungszentrum mit horizontaler Hauptspindel eingesetzt werden. Die Tischabmessungen betragen 1400 mm x 1000 mm. Die Vorschubachse wird als Kugelgewindetrieb ausgeführt. Als Gestellwerkstoff soll Grauguss zum Einsatz kommen. Ein Bewegungszyklus mit zwei Vorschubgeschwindigkeiten dient als thermische Last und soll Aufschluss über das Erwärmungsverhalten geben.

Die Analyse des Gestells aus Grauguss ergibt, dass aufgrund der aufwändigen Geometrie mit Rippen und Durchbrüchen sowie einer mittleren Wandstärke von 30 mm kein vordefiniertes Unterprogramm (UP) verwendet werden kann. Die geometrische Form und die erforderliche Vernetzung werden in einem separaten Unterprogramm festgelegt. Die Komponente erhält den Namen *gestell\_z\_achse*. Die Vorschubbewegung wird durch einen Kugelgewindetrieb realisiert. Er besteht aus Gewindespindel, Spindelmutter, Vorschubmotor und zwei Lagerböcken.

Lagerbock 1 verkörpert das Festlager für die Gewindespindel und enthält zwei Wälzlager. Des Weiteren dient er als Flansch für den Vorschubmotor in Synchronbauart mit 11,5 kW. Es wird keine zusätzliche Übersetzung zur Gewindespindel vorgesehen. Die Kupplung zwischen Motor und Gewindespindel wird abstrahiert und als adiabatischer Rand modelliert. Lagerbock 2 trägt ein Wälzlager in kleinerer Bauart und besitzt die I-Form. Die Belastung ist lediglich radialer Natur, die Gewindespindel ist nicht vorgespannt. Die Baugröße des Kugelgewindetriebes ist 50 mm. Die Spindelmutter wird an der Unterseite des Maschinentisches befestigt. Es erfolgt eine Unterteilung des Maschinentisches in Tischfläche und Spindelmuttermutterträger. Aufgrund des einfachen geometrischen Aufbaus der Tischfläche kann ein parametergesteuertes UP eingesetzt werden. Der Spindelmuttermutterträger aus Stahlblechen wird wiederum separat manuell modelliert.

Für die Führung des Maschinentisches werden Wälzfürungen eingesetzt. An die Unterprogramme werden neben der Baugröße (65) die Schienenlänge und der Abstand der Führungsschienen und Führungswagen übergeben. Die Führungsschienen befinden sich in einem Abstand von 750 mm an der Oberseite des Gestells. Auf ihnen laufen vier Führungswagen, die an der Unterseite des Maschinentisches befestigt sind. Tabelle 5.1 gibt eine Zusammenfassung der eingesetzten Unterprogramme zur geometrischen Modellierung des Maschinenentwurfs. Sie werden in einem Unterordner des Arbeitsverzeichnisses namens *library* abgelegt. Die Syntax bezieht sich auf die Programmiersprache APDL der FEM-Software Ansys. Geometrische Größen werden in Metern angegeben, um dem MKS-Einheitensystem (Meter-Kilogramm-Sekunde) zu entsprechen. Einen Ausschnitt aus den im Rahmen der Arbeit entstandenen Unterprogrammen gibt Anlage A.1. Sie kann für weitere Informationen im Rahmen dieses Kapitels verwendet werden.

Die Materialeigenschaften werden alle bis auf das Gestell auf Stahl festgelegt. Ein Unterprogramm `setze_stahl` mit dem Komponentennamen als Parameter erfüllt diese Aufgabe und definiert:

- Dichte  $7,85 \cdot 10^3 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
- Wärmeleitfähigkeit  $54 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$
- Wärmekapazität  $430 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$

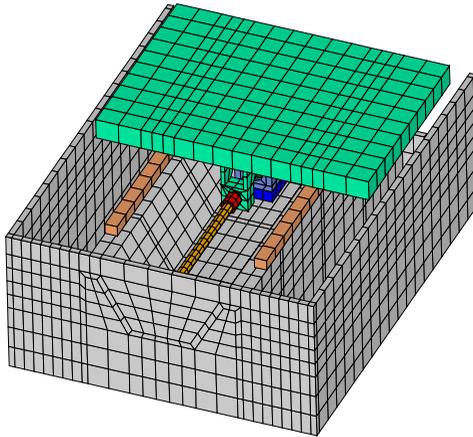
Das Gestell aus Grauguss erhält folgende Materialwerte:

- Dichte  $7,2 \cdot 10^3 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
- Wärmeleitfähigkeit  $27 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$
- Wärmekapazität  $460 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$

In Abbildung 5.1 ist der Aufbau des FE-Modells für den Demonstrator Tischbaugruppe dargestellt.

Tabelle 5.1: Unterprogrammaufrufe zur geometrischen Modellierung des Entwurfs

Benennung der Baugruppe	Unterprogrammaufruf	Komponentenname
Gestell Grauguss, Rippen und Durchbrüche	<i>gestell_z_achse</i>	gestell_z_achse
Lagerbock 1	<i>lager_krs_u,110e-3,95e-3,190e-3,210e-3,190e-3,70e-3</i>	lager_krs_u-01
Festlager: Wälzlager 1	<i>waelzlager,50e-3,110e-3,27e-3</i>	waelzlager-01
Festlager: Wälzlager 2	<i>waelzlager,50e-3,110e-3,27e-3</i>	waelzlager-02
Vorschubservomotor	<i>vservomotor,470e-3,190e-3,190e-3,39e-3,70e-3</i>	vservomotor-01
Kugelgewindetrieb Spindel	<i>kugelrollspindel_b,50e-3,1200e-3</i>	kugelrollspindel_b-01
Lagerbock 2	<i>lager_krs_i,60e-3,155e-3,250e-3,150e-3,42e-3</i>	lager_krs_i-01
Loslager: Wälzlager	<i>waelzlager,50e-3,60e-3,30e-3</i>	waelzlager-03
Kugelgewindetrieb Spindelmutter	<i>spindelmutter,50e-3,80e-3,100e-3</i>	spindelmutter-01
Wälzführung Führungsschienen	<i>wf_schiene_paarw,65,1900e-3,830e-3-63e-3</i>	wf_schiene_paarw-01
Wälzführung Führungswagen	<i>wf_wagen_4st,65,830e-3-63e-3,1000e-3-200e-3</i>	wf_wagen_4st-01
Maschinentisch	<i>mtisch_a,1400e-3,1000e-3,100e-3</i>	mtisch_a-01
Spindelmutterträger	<i>mutterntraeger</i>	mutterntraeger



library\acw630\_tischbaugruppe2d7.apdl

Abbildung 5.1: Gesamtansicht des FE-Modells des Demonstrators Tischbaugruppe

### 5.1.2 Kopplung der Komponenten

Die erzeugten Komponenten besitzen keine Verknüpfung untereinander. In einem nächsten Schritt werden tabellarisch die Fugenparameter hinsichtlich ihrer Eigenschaften charakterisiert (Tab. 5.2).

Der Fugencharakter definiert mit einem „+“, ob die thermischen Eigenschaften einer Fuge im Modell berücksichtigt werden (siehe Kap. 4.3.2). Ein „-“ zeigt an, dass eine direkte Kopplung an der Fugenebene stattfindet und damit nicht die spezifischen Eigenschaften der Fuge berücksichtigt werden. Im Fall von Führungsschienen und Führungswagen wird ein Ersatzwärmeleitwert genutzt. Der Spindelmutterträger wird mit der Unterseite des Maschinentisches verschweißt. Der Wärmeübergang durch die Schweißnaht ist einem Wärmefluss im Festkörper gleichzusetzen. Die Schweißnahtbreite entspricht in etwa der Materialstärke der Stahlbleche für den Spindelmutterträger. Damit sind neben der direkten Kopplung keine weiteren Maßnahmen notwendig. Das „o“ symbolisiert, dass ein besonderes Vorgehen erforderlich ist. Es liegt eine Verknüpfung beweglicher Komponenten vor. Die bewegliche Kopplung von Spindelmutter zu Gewindespindel wird in einem späteren Schritt realisiert.

Der resultierende Wärmeübergangskoeffizient, der den Fugencharakter im Modell abbil-

Tabelle 5.2: Übersicht der Fugeneigenschaften in der Demonstratorbaugruppe

Komponente A	Komponente B	Berührungsfläche	Fugencharakter	Unterprogramm
Gestell	Lagerbock 1	eben	+	<i>koppl_fuge_eben</i>
Gestell	Lagerbock 2	eben	+	<i>koppl_fuge_eben</i>
Gestell	Führungsschienen	eben	+	<i>koppl_fuge_eben</i>
Lagerbock 2	Wälzlager 3	zylindrisch	+	<i>koppl_fuge_zyl</i>
Wälzlager 3	Gewindespindel	zylindrisch	+	<i>koppl_fuge_zyl</i>
Lagerbock 1	Wälzlager 1	zylindrisch	+	<i>koppl_fuge_zyl</i>
Lagerbock 1	Wälzlager 2	zylindrisch	+	<i>koppl_fuge_zyl</i>
Wälzlager 2	Gewindespindel	zylindrisch	+	<i>koppl_fuge_zyl</i>
Wälzlager 1	Gewindespindel	zylindrisch	+	<i>koppl_fuge_zyl</i>
Vorschubmotor	Lagerbock 1	eben	+	<i>koppl_fuge_eben</i>
Maschinentisch	Führungswagen	eben	+	<i>koppl_fuge_eben</i>
Maschinentisch	Spindelmutterträger	eben	-	<i>direkt mit CPINTF</i>
Spindelmutterträger	Spindelmutter	zylindrisch	+	<i>koppl_fuge_zyl</i>
Spindelmutter	Gewindespindel	beweglich	o	<i>koppl_spm</i>
Führungsschienen	Führungswagen	eben	+	<i>koppl_fuge_eben</i>

det, wird unter Berücksichtigung von Anpressdruck, Oberflächenrauheit und Zwischenmedium berechnet. Unter Nutzung der Auswahlbefehle für Knoten, Elemente, Flächen und Komponenten werden die Elemente und Knoten an der Fugenebene gewählt. Gemeinsam mit dem Wärmeübergangskoeffizient werden diese Informationen dem Unterprogramm

*koppl\_fuge\_eben* oder *koppl\_fuge\_zyl* übergeben. Damit sind die unbeweglichen Kopplungen zwischen allen Komponenten hergestellt. Ein Wärmefluss kann durch alle Komponenten stattfinden. An den Berührungsflächen werden thermische Fugeneigenschaften berücksichtigt.

### 5.1.3 Ersatzwärmeleitwerte

Neben den Wärmeübergangsverhältnissen an Bauteilfugen muss der Wärmedurchgang durch Bauteile in das Modell übertragen werden. Dies ist überall dort der Fall, wo Ersatzmodelle verwendet werden, da eine Detailmodellierung der physikalischen Sachverhalte zu umfangreich ist. Für den Demonstrator ergeben sich besondere Verhältnisse in den Wälzlagern und an den Wälzfürungen. Die Ersatzwärmeleitwerte werden nach Kapitel 4.3.3 bestimmt (Anlage A.3):

Festlager

$$\lambda_{L,r1} = 4,0 \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}} \quad \lambda_{L,r2} = 3,4 \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}} \quad \lambda_{L,r0} = 0,7 \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}$$

Loslager

$$\lambda_{L,r1} = 0,04 \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}} \quad \lambda_{L,r2} = 0,04 \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}} \quad \lambda_{L,r0} = 0,02 \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}$$

Mit dem Index  $i$  von 0 bis 2 wird der Bewegungszustand charakterisiert, da der Wärmedurchgang von der Drehzahl des Wälzlagers abhängig ist. Index 0 bedeutet dabei den Zustand in Ruhe, 1 und 2 symbolisieren eine bestimmte Rotationsgeschwindigkeit. Der Wärmeleitwert  $\lambda_{L,ri}$  wird jeweils den Ersatzschichten zu einem gegebenen Bewegungszustand zugewiesen (siehe Abb. 5.2). Damit ist der Wärmedurchgang durch Wälzlager (Innenring–Außenring) gewährleistet. Der Ersatzwärmeleitwert für die Wälzführung  $\lambda_{L,F}$  kann nach [69] analog dem Ersatzwärmeleitwert für Wälzlager ermittelt werden. Die Analyse des Modellaufbaus ergibt, dass keine Wärmequelle in der Nähe der Wälzführung existiert. Ein Temperaturgradient ist nicht zu erwarten. Führungswagen und Führungsschiene werden in Konsequenz dessen über eine ebene Fuge gekoppelt.

### 5.1.4 Bewegungskopplung

Die Integration der Kopplung zwischen Spindelmutter und Gewindespindel geschieht in zwei Schritten. Mit Schritt eins wird ein Teil der erforderlichen Kopplungsparameter definiert und werden die Kopplungselemente erzeugt. Schritt zwei wird innerhalb des Lösungsdurchlaufes abgearbeitet und weist der Kopplung die vom Bewegungszustand abhängigen Eigenschaften zu.

In Abbildung 5.2 sind die Verfahrenwege für einen beispielhaften Bearbeitungszyklus am Demonstrator dargestellt. Vor- und Rückhub sind identisch. Damit genügt eine Unter-

teilung in zwei Bewegungsabschnitte auf der Gewindespindel. Der Kopplungszustand zwischen Gewindespindel und Spindelmutter nimmt drei Formen an:

1. Kopplung im Bewegungszustand,
2. Kopplung im Stillstand,
3. keine Kopplung.

Zustand 1 kann bei Kenntnis der Eigenschaften des Kugelgewindetriebes weiter unteretzt werden. Es ist denkbar, dass der Wärmedurchgang bei höheren Geschwindigkeiten anders als bei niedrigeren ist. Hier im Demonstrator wird dies nicht weiter erörtert. Der Stillstand wird im Demonstrator nicht benötigt. Praktisch handelt es sich darum, dass der Tisch für eine Bearbeitungsstufe eine bestimmte Zeit an seiner Position verharrt. Es entsteht keine Verlustleistung im Kugelgewindetrieb, aber über die Spindel-mutter kann ein Wärmefluss zwischen Maschinentisch und Gewindespindel auftreten. Die Größe wird in Form eines Wärmeleitkoeffizienten festgelegt. In erster Näherung kann dies bei Kenntnis des inneren Aufbaus analog der Berechnung für Wälzlager geschehen. Genauere Werte können durch eine messtechnische Untersuchung oder aus dem Literaturstand gewonnen werden. Für den Wärmeleitkoeffizienten im Bewegungszustand wird angesetzt (Anlage A.3):

$$\lambda_{SpM} = 10 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

Der Wärmeleitkoeffizient wird einem Materialsatz in der FE-Simulation zugewiesen. Typischerweise wird eine hohe Materialnummer gewählt, da diese noch nicht durch andere Elemente belegt ist. Hier wird sich für Materialsatz 505 für den Bewegungszustand, 506 für den Stillstand (nicht benutzt) und 507 für keine Kopplung entschieden. Es handelt sich dabei um die Materialeigenschaften der Wärmeleitelemente zwischen Spindel-mutter und Gewindespindel. Für eine verzögerungsfreie Wärmeleitung werden deren Wärmekapazität und Dichte zu null gesetzt. Der anzusetzende Kontaktquerschnitt zwischen Spindel-mutter und Spindel kann bei Kenntnis experimentel-

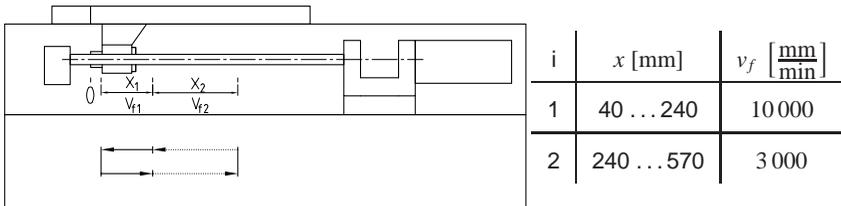


Abbildung 5.2: Vorschubwege im Bearbeitungszyklus am Demonstrator

ler Werte berechnet werden. In diesem Fall sind keine detaillierteren Werte verfügbar, weshalb mit  $23\,500\text{ mm}^2$  ein an die äußeren Bauteilabmessungen angelehnter Wert verwendet wird. Gemeinsam mit den Komponentennamen *spindelmutter-01* und *kugelrollspindel\_b-01* erfolgt die Übergabe an das Unterprogramm *koppl\_spm\_autom*. Das UP erstellt automatisch die Kopplung zwischen den Komponenten und generiert den Namen *koppl\_spm\_autom-01*. Die Verlustleistung für den Kugelgewindetrieb wird im Rahmen des Lösungsschrittes durch den Lastzyklus definiert.

### 5.1.5 Zustandsabhängige Randbedingungen

Im Wesentlichen reduzieren sich die zustandsabhängigen Randbedingungen auf die Konvektion. Im Demonstratormodell wird Wärme durch den Zerspanungsprozess nicht abgebildet, KSS kommt ebenfalls nicht zum Einsatz. Die Bewegung der Komponenten innerhalb des Zyklus führt zu unterschiedlichen Strömungsgeschwindigkeiten an der Bauteiloberfläche. Damit ändern sich die Bedingungen für den konvektiven Wärmeübergang. Der ausgetauschte Wärmestrom hängt u. a. von der Austauschfläche ab. Eine Einschätzung des Gesamtaufbaus führt zu der Festlegung, dass nur Flächen mit  $\geq 100\text{ cm}^2$  mit einer konvektiven Randbedingung beaufschlagt werden. Wälzlager werden beispielsweise nicht berücksichtigt. Tabelle 5.3 fasst die konvektiven Randbedingungen am Demonstrator zusammen.

Die Oberflächengestalt der Gewindespindel wird mit einem charakteristischen Durchmesser von  $\bar{D} = 48\text{ mm}$  berücksichtigt. Je Flächenorientierung und Strömungsgeschwindigkeit wird eine temperaturabhängige Funktion für den konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten definiert. Die Auslagerung der entsprechenden Befehle in Unterprogramme sorgt für Übersichtlichkeit. Eine Einbindung erfolgt durch das Hauptprogramm zur Laufzeit der Simulation. Die UP werden *vmotor\_konvf*, *lager\_krs\_konvf*, *mtisch\_konvf*, *spm\_konvf* und *gestell\_konvf* genannt. Ein Beispiel für die Struktur eines derartigen Unterprogramms findet sich in Anlage A.5.

### 5.1.6 Lösungsschritt mit Lastzyklus und Randbedingungen

Im Lösungsschritt werden die über dem Bewegungszyklus konstanten Randbedingungen (RB) getrennt von den veränderlichen RB, die innerhalb einer Schleife ablaufen, ausgeführt. Für das vorliegende Demonstratormodell werden die Temperaturen an der Gestellunterseite und am Übergang zum Fundament als unveränderlich während des Simulationslaufs angenommen. Weiterhin können Bereiche der freien Konvektion ebenfalls außerhalb des sich wiederholenden Bewegungszyklus ablaufen. Für alle konvektiven RB wird mit einer konstanten Lufttemperatur gerechnet. Eine horizontale oder ver-

Tabelle 5.3: Festlegungen zu den konvektiven Randbedingungen im Demonstrator

Komponente	Flächen- orientierung	Geschwindigkeit mm/min bzw. min <sup>-1</sup>		Funktionsbezeichner	
		1	2		
Freie Konvektion					
Motoraußenseite	ho <sup>a</sup>	-	-	%a_fho1%	
	hu <sup>b</sup>	-	-	%a_fhu1%	
	v <sup>c</sup>	-	-	%a_fv1%	
Lagerbock 1	ho	-	-	%a_fho2%	
	v	-	-	%a_fv2%	
Lagerbock 2	v	-	-	%a_fv2%	
Gestell	ho	-	-	%a_fho3%	
	v	-	-	%a_fv3%	
Erzwungene Konvektion					
Maschinentisch	ho	3 000	10 000	%a_e1%	%a_e2%
	hu	3 000	10 000	%a_e1%	%a_e2%
	v	3 000	10 000	%a_e1%	%a_e2%
Mutterhalterung	v	3 000	10 000	%a_e3%	%a_e4%
Gewindespindel	r <sup>d</sup>	150	500	%a_e5%	%a_e6%

<sup>a</sup> horizontal mit Wärmeabgabe nach oben

<sup>b</sup> horizontal mit Wärmeabgabe nach unten

<sup>c</sup> vertikal

<sup>d</sup> radial

tikale Schichtung wird nicht berücksichtigt. Es ist mit geringem Aufwand möglich, eine Lufttemperaturschwankung gemäß der in Kapitel 4.3.3 dargestellten Funktion in Gleichung 4.90 zu implementieren.

Zwei Bewegungsabschnitte reichen für die Definition der thermischen Last am Kugelgewindetrieb aus (vgl. Abschnitt 5.1.4). Es werden zwei Zykluszeiten definiert:

$$t_1 = \frac{s_{f1}}{v_{f1}} \cdot 1,2 = \frac{200 \text{ mm}}{10\,000 \text{ mm} \cdot \text{min}^{-1}} = 1,44 \text{ s} \approx 1,4 \text{ s} \quad (5.1)$$

$$t_2 = \frac{s_{f2}}{v_{f2}} \cdot 1,2 = \frac{330 \text{ mm}}{3\,000 \text{ mm} \cdot \text{min}^{-1}} = 7,92 \text{ s} \approx 7,9 \text{ s} \quad (5.2)$$

Ein Aufschlag von 20 % berücksichtigt Anfahr- und Bremsbeschleunigungen. Vor Eintritt in die Schleife werden die Anfangszeit und beide Zyklusinkremente entsprechenden Variablen zugewiesen.

Führungsgröße für die Berechnung der Lasthöhe ist die Vorschubgeschwindigkeit des Maschinentisches. In den Komponenten Vorschubmotor, Kugelgewindetrieb und den Wälzlagern in Lagerbock 1 und 2 entsteht Wärme aufgrund von Umwandlungsverlusten und Reibung. Die Höhe der Verlustleistung hängt von Belastung und Drehzahl ab. Aus der Vorschubgeschwindigkeit wird die Drehzahl der Lager und des Motors über die Spindelsteigung ermittelt. Das UP *vservomotor\_pv* definiert im Vorschubmotor die Verlustleistung. Sie wirkt bis zu dem Moment, an dem eine Neudefinition oder ein Löschen erfolgt. Den Wälzlagern wird über das UP *waelzlager\_eschicht* ebenfalls die Drehzahl zugewiesen. Es erfolgt eine Berechnung der Verlustleistung und der Wärmedurchgangszahl in den Lagern, die als Wärmequellrate oder Wärmeleitwert der Ersatzschicht zugewiesen werden. Der Wärmeleitwert berechnet sich aus den Elementabmessungen der Ersatzschicht.

Für die Berechnung der Verlustleistung im Kugelgewindetrieb steht kein Berechnungsalgorithmus zur Verfügung. Verschiedene Arbeiten auf diesem Themenfeld [70, 78] oder experimentell ermittelte Werte können direkt als Verlustleistung dem UP *bewegung\_spm* übergeben werden. Für den Demonstrator wird sich an die Ausführungen von S angelehnt. Je eine Verlustleistung pro Vorschubgeschwindigkeit (65 W und 15 W) wird definiert. Zusätzlich erfolgt eine Angabe zur Start- und Endposition sowie zur Verfahrgeschwindigkeit. Eine weitere Information zum Zugriff auf die Wärmeübertragungseigenschaften der Bewegungszustände wird mit der Materialsatznummer 505 übermittelt. Damit ist die Definition der thermischen Lasten im Zyklus abgeschlossen. Es erfolgt die Definition der bewegungsabhängigen Randbedingungen, die bereits im Preprocessing-Schritt vorbereitet wurden.

Ein Vorgehen für die automatische Bestimmung der Flächenorientierung mit Festlegung der Konvektionsverhältnisse (siehe Anlage A.2) wird nicht implementiert. Dies kann Gegenstand weiterer Arbeiten sein. Die Flächen werden manuell gewählt. Unterstützend

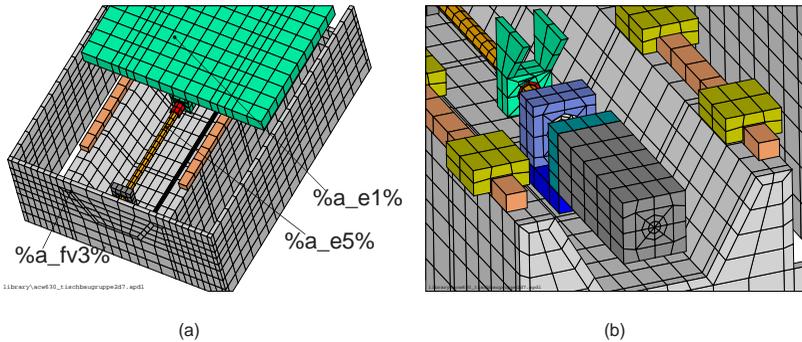


Abbildung 5.3: FE-Modell des Demonstrators, Gesamtansicht mit ausgewählten Konvektionsfunktionen (a) und Detailansicht Vorschubantrieb ohne Tisch (b)

wirkt der konsequente Modellaufbau aus geometrischen Primitiven und Elementen mit Knoten. Die Zuordnung einer Fläche eines Hexaderelementes, beispielsweise des Vorschubmotors, zur räumlichen Orientierung ist aufwändig. Zusätzlich besteht jede Komponente aus einer Vielzahl von Elementen, deren Elementseiten nur mit einem Teil nach außen definiert sind. Somit werden Außenflächen zur Auswahl der Elementseiten genutzt. Das FE-Programm überträgt die Randbedingungen automatisch.

Der Anweisung zur konvektiven Randbedingung werden die Flächennummer, die Umgebungstemperatur sowie der Bezeichner für den funktionalen Zusammenhang des Wärmeübergangskoeffizienten übergeben. Im Fall des Demonstrators existieren zehn verschiedene Funktionen, die entsprechend dem Bewegungszustand, der geometrischen Form und der Flächenorientierung (siehe Tabelle 5.3) zugeordnet werden.

Nunmehr sind alle Voraussetzungen zur Lösung des Lastschrittes erfüllt. Es wird die Zeit, bis zu der die Last aktiv ist, festgelegt. Sie ergibt sich aus der Addition der aktuellen Zeit zu Beginn des Simulationsschrittes und dem Zeitinkrement  $t_1$ . Der Simulationstyp wird als transient definiert, der Gleichungslöser aufgerufen und das berechnete Temperaturfeld gespeichert. Für Teil 2 des Lastzyklus erfolgen wiederum die o. g. Schritte. Zur Festlegung der Randbedingungen und Lasten sind lediglich die sich ändernden Parameter zu modifizieren. Im Anschluss wird wiederholt der Gleichungslöser aufgerufen.

Eine äußere Schleife kontrolliert die Zyklenzahl. In Iterationen wird das Temperaturfeld berechnet, bis die erforderlichen Durchläufe erreicht sind. Abb. 5.3 zeigt das FE-Modell im Gesamtaufbau und eine Auswahl der konvektiven Randbedingungen.



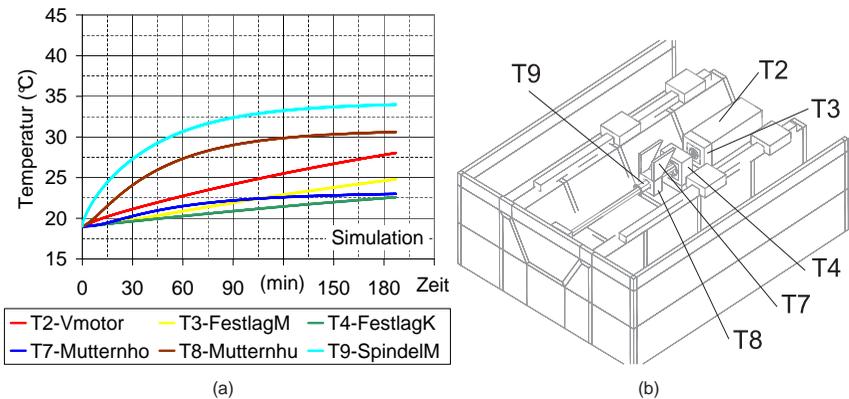


Abbildung 5.5: Temperaturverläufe verschiedener Messpunkte im Demonstratormodell (a) und Lage der Messpunkte (b) (Simulation)

zu erkennen. Dies deutet auf eine steigende Oberflächentemperatur hin und bedingt intensivere Wärmeabgabe an das umgebende Fluid Luft.

Durch geringe Modifikationen, zum Beispiel der Verlustleistung im Kugelgewindetrieb oder des Bewegungszyklus des Maschinentisches, können effizient weitere Analysen durchgeführt werden. Mit der Einarbeitung der Änderungen im Simulationsskript werden verschiedene Szenarien platzsparend abgelegt und damit dokumentiert.

### 5.1.8 Berechnung der thermischen Deformation

Mit den Temperaturen aus der thermischen Analyse wird ein mechanischer Lastfall definiert. Knoten und Elemente des thermischen Modells bilden die Grundlage für das mechanische Modell. Nachdem die thermischen Elementtypen in mechanische Elementtypen umgewandelt wurden, werden thermische Kopplungen und Eigenschaften durch mechanische ersetzt. Zusätzlich sind mechanische Randbedingungen wie die Definition der Fest- und Loslagerungen notwendig. Mit der Angabe der Simulationszeit wird ein definierter thermischer Lastzustand ausgewählt. Die Knotentemperaturen werden in das mechanische Modell eingelesen. Im anschließenden Lösungsschritt werden zur Angabe einer Referenztemperatur, die den Ausgangszustand definiert, die thermoelastischen Verformungen ermittelt. Das Gesamtverfahren zeigt Abbildung 5.7.

Im speziellen Fall der Ansys-Implementation ist es von Vorteil, die Ergebnisdatei (beispielsweise 2,5 GByte) zu verkleinern. In der Regel reicht die Reduktion auf einige

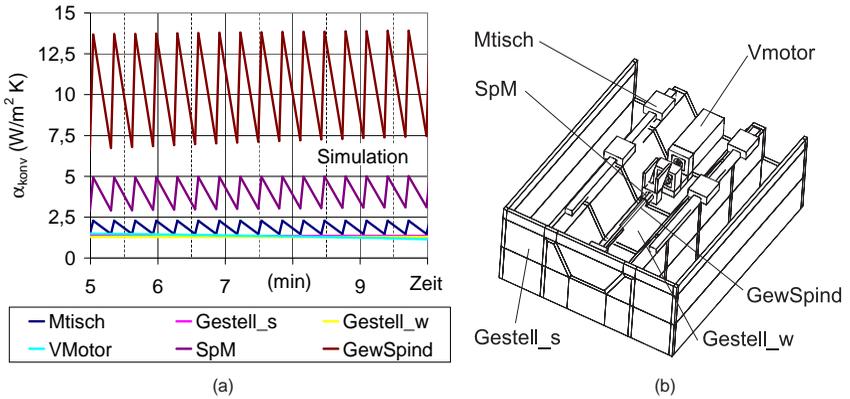


Abbildung 5.6: Konvektive Wärmeübergangskoeffizienten: definiert in Abhängigkeit von Bewegungszustand und Flächenorientierung (Simulation)

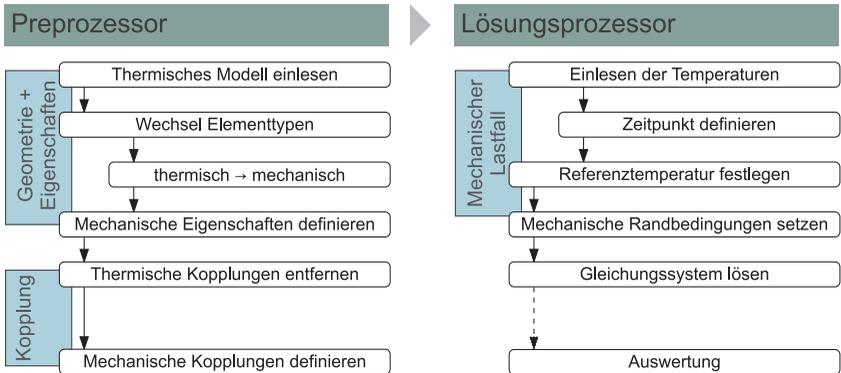


Abbildung 5.7: Vorgehen zur Ermittlung der thermischen Deformation

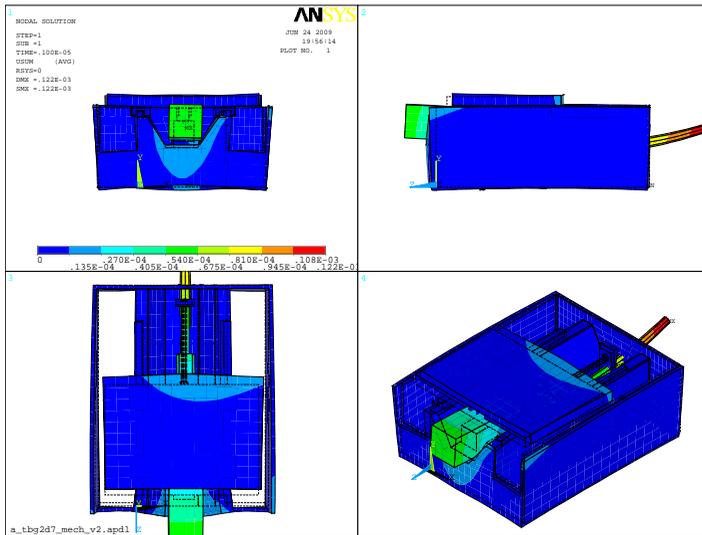


Abbildung 5.8: Thermische Deformation des gesamten Modells in m nach 11 232 s Erwärmungsphase, Summation der Anteile in x-, y- und z-Richtung (Simulation, Darstellung überhöht)

Lastfälle (zu Beginn, nach halber Simulationsdauer und zum Ende) aus. Somit wird eine Fehlermeldung aufgrund der zusätzlichen Speicheranforderung in der Größe der Ergebnisdatei umgangen, die zum Abbruch des Lösungsschrittes führen kann. Ein Ergebnis mit der Darstellung der Summe der Verschiebungen in m nach  $t = 11\,323\text{ s}$  ( $\approx 187\text{ min}$ ) Erwärmungsphase für das gesamte Maschinenmodell zeigt Abbildung 5.8. Der schwarz-gestrichelte Linienzug repräsentiert die Ausgangsform zu Beginn der Lastzyklen.

Aufgrund der Festlagerung am hinteren Ende (Abb. 5.8, oben rechts: der rechte Rand der Struktur) erfolgt eine Dehnung in positiver z- und y-Richtung. Der symmetrische Aufbau und die symmetrische thermische Lastverteilung resultieren in einer symmetrischen Dehnung in positiver und negativer x-Richtung. Diese Dehnung ist mit jeweils  $4\text{ }\mu\text{m}$  im Wesentlichen unkritisch durch Aufspannung der Werkstücke in Tischmitte. Die Größenordnung der Verlagerung in y-Richtung beträgt zwischen  $1$  und  $3\text{ }\mu\text{m}$ , der Verlagerung der Tischmitte in z-Richtung  $14\text{ }\mu\text{m}$ . Die modellierte Maschinenstruktur verfügt über ein direktes Linearmesssystem und kompensiert damit diese Verschiebung. Zur Bewer-

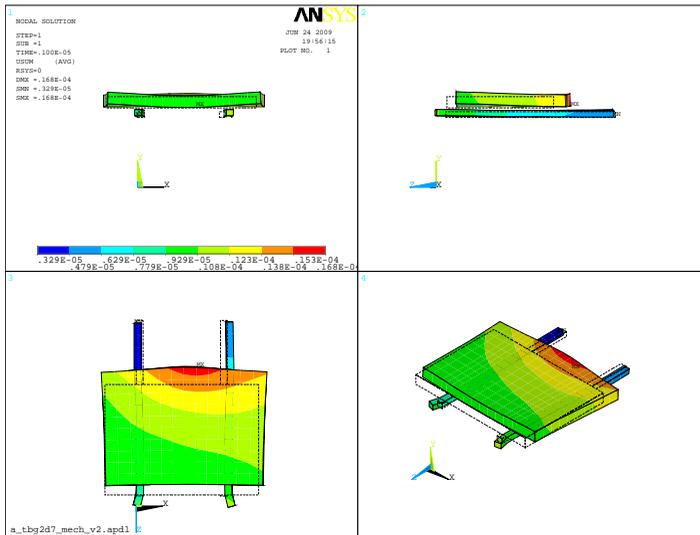


Abbildung 5.9: Thermische Deformation in  $m$  von Maschinentisch und Führungsschienen (Simulation, Darstellung überhöht)

Die Genauigkeit der Bearbeitungsgenauigkeit ist die geometrische Abweichung zwischen Werkstück (Maschinentisch) und Werkzeug (Spindel im Spindelstock des Maschinenständers) wesentlich. Der Linearmaßstab erfasst die Position des Maschinentisches zum Gestell. Das Gestell ist ebenfalls von der Dehnung betroffen, in z-Richtung zwischen 5 und  $10 \mu\text{m}$ . Die Dehnung des Gestells bis zum Befestigungspunkt des Linearmaßstabes wird nicht kompensiert und fließt in die Gesamtabweichung ein. Das Maschinengestell des Maschinentisches entfernt sich von der Spindel Nase im vorliegenden Simulationsmodell nicht signifikant. Die Aussagen treffen im gleichen Sinn auf die y-Achse zu.

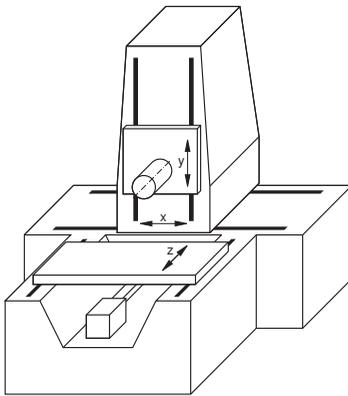
Eine weitergehende Analyse der Verschiebungen von Wälzführungsschiene, Wälzführungswagen und Maschinentisch liefert Informationen zusätzlicher Genauigkeitskenngrößen. Neben den Dehnungen wirken sich Krümmungen ungünstig aus. Abbildung 5.9 zeigt, dass es nicht zu einer signifikanten Krümmung der Führungsbahnen kommt. Die Geradheit der Achse in x und y bleibt erhalten, weiterhin ist nicht mit einer Nick- oder Gierbewegung zu rechnen. Die maximale Differenz auf einer Führungsschiene in y-Richtung zwischen Mittel- und Endposition beträgt  $2 \mu\text{m}$ .

Tabelle 5.4: Verformungsanteile der Komponenten der Maschinenbaugruppe (Simulation), o.=oben sowie u.=unten

Komponente	Knoten	$T$ (°C)	$u_x$ ( $\mu\text{m}$ )	$\Delta o/u$ ( $\mu\text{m}$ )	$u_y$ ( $\mu\text{m}$ )	$\Delta o/u$ ( $\mu\text{m}$ )	$u_z$ ( $\mu\text{m}$ )	$\Delta o/u$ ( $\mu\text{m}$ )
Tisch (o.)	3700	27,23	1,2		2,1		-9,8	
Tisch (u.)	3529	27,23	0,6	0,6	1,8	0,3	-9,6	-0,2
Wagen (o.)	3744	27,23	0,6		1,8		-9,6	
Wagen (u.)	3741	27,23	0,4	0,2	1,8	0,1	-9,5	-0,1
Schiene (o.)	3321	27,23	0,4		1,8		8,1	
Schiene (u.)	3293	27,23	0,2	0,2	1,5	0,2	8,1	0,0
Gestell (o.)	247	27,23	0,2		1,5		8,1	
Gestell (u.)	211	27,00	-1,2	1,4	-0,6	2,1	8,1	0,0
$\Delta o/u$ zwischen Tisch (o.) und Gestell (u.)				2,4		2,6		-17,9
Summe d. Einzelwerte				2,4		2,6		-

Im Rahmen einer konstruktiven Verbesserung interessieren die Verformungsanteile einzelner Komponenten der Baugruppe an der Gesamtverformung. Komponenten mit großen thermischen Dehnungen können im kritischen Fall konstruktiv überarbeitet werden. Tabelle 5.4 gibt einen Überblick der simulierten Maschinenbaugruppe im ausgewählten thermischen Lastfall. Es wird ein senkrechter Schnitt durch Tisch, Wälzführungswagen, -schiene und Maschinengestell gelegt und die Verschiebungen an Ober- sowie Unterseite der jeweiligen Komponente werden ermittelt.

Die Differenz der Verschiebungen  $\Delta o/u$  in z-Richtung der Knoten zwischen Wälzführungswagen (unten) und Wälzführungsschiene (oben) ist auf die Dehnung des Kugelgetriebes zurückzuführen. Sie beträgt ungefähr  $17 \mu\text{m}$  und ist aufgrund der geringen freien Länge zum Festlager der Gewindespindel klein. Zusammenfassend wird festgestellt, dass die thermischen Deformationen im betrachteten Simulationsmodell gering sind. Als Ursache werden neben geringer Verlustleistung im Nebenantrieb vor allem die fehlenden thermischen Lasten aufgrund eines Bearbeitungsprozesses identifiziert. Fehlende Parameter im Literaturstand ermöglichen derzeit keine adäquate Abbildung im FE-Modell.



### Bearbeitungszentrum

Bauart	Kreuzbett, Ständer mit waagerechter Hauptspindel
Verfahrweg X	750 mm
Verfahrweg Y	610 mm
Verfahrweg Z	530 mm
Arbeitstisch	1 000 mm x 1 400 mm
Hauptspindel	22 kW
Nebenantriebe	Kugelgewindetrieb Synchronmotor 1FT6108
Vorschubgeschwindigkeit	10 000 mm/min
Steuerung	Sinumerik 840C

Abbildung 5.10: Aufbau der Werkzeugmaschine für experimentelle Untersuchungen

## 5.2 Experimentelle Untersuchung

### 5.2.1 Versuchsplanung

#### Ziel und Versuchsobjekt

In einer experimentellen Untersuchung wird die Erwärmung einer Werkzeugmaschine durch einen Bewegungszyklus gemessen. Damit wird ein Vergleich zwischen Simulation und Experiment möglich. Die praktische Relevanz des Simulationskonzeptes kann abgeschätzt werden. Basis für die Untersuchung ist eine numerisch gesteuerte Fräsmaschine mit waagerechter Hauptspindel für die Bearbeitung prismatischer Teile. Das Maschinenbett in Kreuzbett-Bauweise trägt die x-Achse (Maschinenständer) und die z-Achse (Maschinentisch). Im Maschinenständer befindet sich der in y-Richtung verfahrende Spindelstock mit Hauptspindel. Bei dem Gestellwerkstoff handelt es sich um Grauguss. Alle Vorschubbewegungen werden mit Kugelgewindetrieben realisiert, deren Antrieb durch Synchronmotoren der Firma Siemens, Bauart 1FT6108, erfolgt. Die Tischbaugruppe mit z-Achse entspricht von ihrem Aufbau dem Demonstrator und ist Gegenstand der experimentellen Untersuchung (Abb. 5.10).

Tabelle 5.5: Versuchsprogramm für die experimentelle Untersuchung

Versuch	Anmerkung	Verfahrzyklus	$v_f$ in mm/min
A1	ohne Belastung	$z_1 = 40 - 240$ mm	10 000
A2		$z_2 = 240 - 570$ mm	3 000
A3		$z_3 = 570 - 240$ mm	3 000
B1	Belastung 830 kg	$z_4 = 240 - 40$ mm	10 000
B2			
B3			

## Versuchsprogramm

Die durch den Motor angetriebene Tischmasse beträgt 915 kg. Durch Verfahren im belasteten und unbelasteten Zustand wurde der Einfluss einer zusätzlich bewegten Masse ermittelt. Zwei Vorschubgeschwindigkeiten, die zyklisch nacheinander wirken, werden ausgewählt. Der Bewegungszyklus entspricht dem des Demonstrators. Jede Versuchsreihe wird mindestens dreimal ausgeführt, um eine Zuverlässigkeit abzusichern. Die Zusammenfassung des Versuchsprogramms ist in Tabelle 5.5 dargestellt.

## Messverfahren

- Berührende Temperaturmessung

An Stellen, an denen eine Erwärmung zu erwarten ist, werden Temperatursensoren in Klebtechnik angebracht. Es handelt sich um Widerstandstempaturfühler Pt100 in Vierleiter-Technik. Vor Versuchsbeginn wird ein 2-Punkt-Abgleich mit einer Temperaturkalibrierstation durchgeführt. Der vom Hersteller angegebene Messbereich beträgt  $-10$  °C bis  $90$  °C, die Aufnahmeraflösung  $0,1$  K. Funktionsprinzip: Im Fühlerinneren befindet sich ein Platindraht. Ein Temperaturanstieg führt zum Ansteigen des Innenwiderstandes, der mit einem Messverstärker erfasst und in eine Temperatur umgerechnet wird.

- Berührungslose Temperaturmessung

Mit dem eingesetzten Thermographiesystem wird eine bildhafte Temperaturerfassung realisiert. Sie unterstützt die experimentellen Untersuchungen dahingehend, dass weitere Bereiche, an denen keine berührende Temperaturmessung vorhanden ist, überwacht werden können. Die Kamera vom Typ Variocam Head der Firma Infratec arbeitet nach dem Mikrobolometer-Prinzip. Der Sensor-Chip besitzt eine Auflösung von 320 x 240 Bildpunkten. Mit einer Auflösungserhöhung bei der Standbilderfassung wird eine Auflösung von 640 x 480 Punkten erreicht. Weiterhin besitzt der Kamerasensor eine Temperaturentauflösung von  $NETD \leq 80$  mK bei 30 °C und arbeitet im langwelligen Spektralband. Die Messungenauigkeit beträgt laut Kameraspezifikation  $\pm 2$  K im Temperaturbereich von  $-40$  °C bis 100 °C. Die durch Kalibrierung nachgewiesene Abweichung beträgt bei 30 °C  $\pm 0,3$  K. Vor jeder Bilderfassung wird ein interner Abgleich mit dem Verschluss (*Shutter*) durchgeführt.

Die von der Kamera erfassten Strahlungswerte rechnet ein Auswerteprogramm unter Berücksichtigung der Emissionskoeffizienten in Temperaturwerte um. Problematisch sind vor allem die metallisch glänzenden Flächen. Zu Abgleichzwecken wird neben jedem Temperatursensor eine quadratische Fläche mit matt-schwarzem Fotolack besprüht. Auf einen Abgleich an den Wälzführungen und der Gewindespindel wird aus Gründen des Verschleißes verzichtet.

## Messdatenverarbeitung

Den Erwärmungsvorgang an Werkzeugmaschinen kennzeichnet eine große Zeitkonstante bedingt durch das Verhältnis Masse zu Energieeintrag. Diese rechtfertigt ein Messintervall der Temperatursensoren von 30 s. Die bildhafte Temperaturerfassung erfolgt jede 10 min. Dabei wird für einen Zeitraum von 15 s die Bewegung der Maschine angehalten. Eine vollautomatische Erfassung wird triggerbasiert mit der NC-Steuerung realisiert. Ein Vielstellenmessgerät MGCplus der Firma HBM erfasst die Temperaturwerte der Temperatursensoren. Verarbeitung, Speicherung und Auswertung der Sensor- und Thermographiedaten erfolgen auf handelsüblichen PC-Systemen. Abbildung 5.11 zeigt den Schaltplan der eingesetzten Messtechnik.

Die Stellen einer zu erwartenden Erwärmung betreffen die Spindelmutter, die Spindelmutterhalterung, das Festlager des Kugelgewindetriebes, das Loslager und den Vorschubmotor. Zusätzlich werden Sensoren an Ober- und Unterseite des Maschinentisches, an der Innenseite des Gestells unterhalb der Geradführung, an einem Aufstелеlement sowie auf dem Boden angebracht. Zwei Temperatursensoren in 0,5 m Höhe über dem Maschinenbett im vorderen und hinteren Teil sorgen für eine Erfassung der Lufttemperaturen. Die Lage der Temperatursensoren wird den Temperaturmessstellen im Demonstratormodell angepasst. Das Blickfeld des Thermographiesystems erfasst den Kugelgewindetrieb mit Festlager, die Spindelmutterhalterung, den Maschinentisch

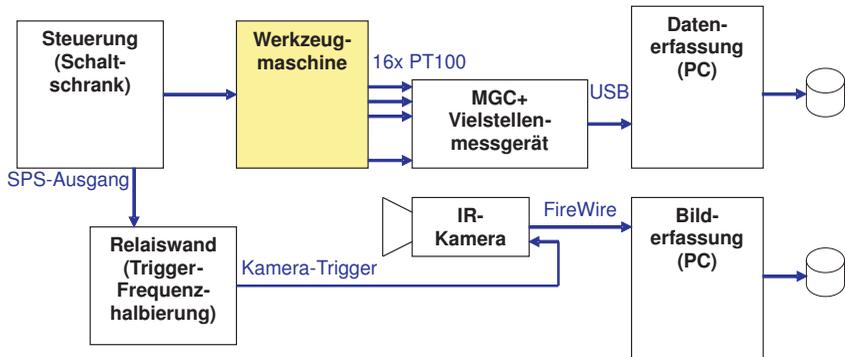


Abbildung 5.11: Aufbau der Messtechnik

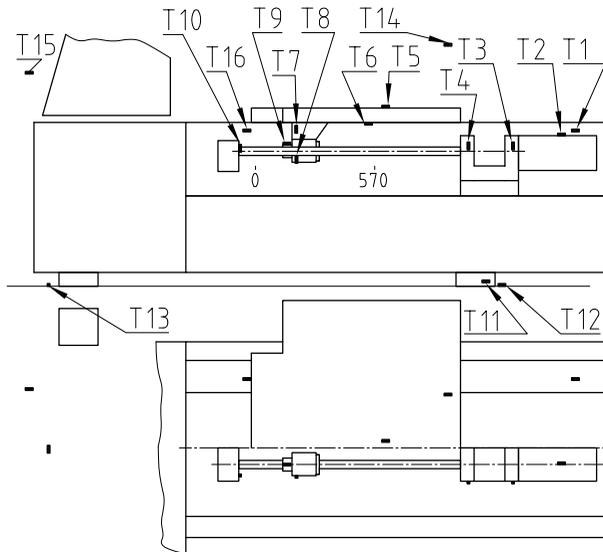
und die Gestelloberflächen im Umkreis der genannten Komponenten. Die Halteposition zur Bilderfassung befindet sich bei  $z = 570 \text{ mm}$ . Eine Zusammenfassung zum Versuchsaufbau mit der Lage der Temperatursensoren gibt Abbildung 5.12.

## 5.2.2 Versuchsdurchführung und Ergebnisse

Das Zeitfenster der experimentellen Untersuchung garantiert annähernd konstante Umgebungstemperaturen über einen Zeitraum von 7 h. Der Beharrungszustand der Erwärmung wird nach spätestens 5 h erreicht. Im Anschluss daran kühlt sich die Maschine mehrere Stunden ab und befindet sich wieder auf Ausgangsniveau.

### Ergebnis der Versuchsreihe A

Versuch A1 bildet die Ausnahme und zeigt im Umgebungstemperaturverlauf einen unerwarteten Anstieg um  $4,5 \text{ K}$  innerhalb von 5 h. Der Einfluss auf das Maschinengestell ist um den Faktor 2 geringer, führt jedoch insgesamt nicht zu einem Beharrungszustand. Nach einem Temperaturmaximum sinken alle Temperaturen wiederum, trotz konstanter Bewegungszyklen, ab. Der Temperaturanstieg kann durch Differenzbildung mit der Datenreihe T1 zu einem großen Teil ausgeglichen werden. Es ergeben sich analoge Temperaturverläufe zu den Versuchen A2 und A3. Die Schwankung der Umgebungstemperatur in den Versuchen A2 und A3 beträgt innerhalb der ersten 3 h weniger als  $2 \text{ K}$ .



Nr.	Benennung	Nr.	Benennung
T1	Gestell innen vorn	T9	Spindelmutter
T2	Vorschubmotor	T10	Loslager
T3	Festlager Motorseite	T11	Aufstellelement vorn
T4	Festlager Gewindespindel	T12	Hallenboden vorn
T5	Maschinentisch oben	T13	Hallenboden hinten
T6	Maschinentisch unten	T14	Luft vorn
T7	Spindelmutterhalterung oben	T15	Luft hinten
T8	Spindelmutterhalterung unten	T16	Gestell innen hinten

Abbildung 5.12: Lage und Bezeichnung der Temperatursensoren

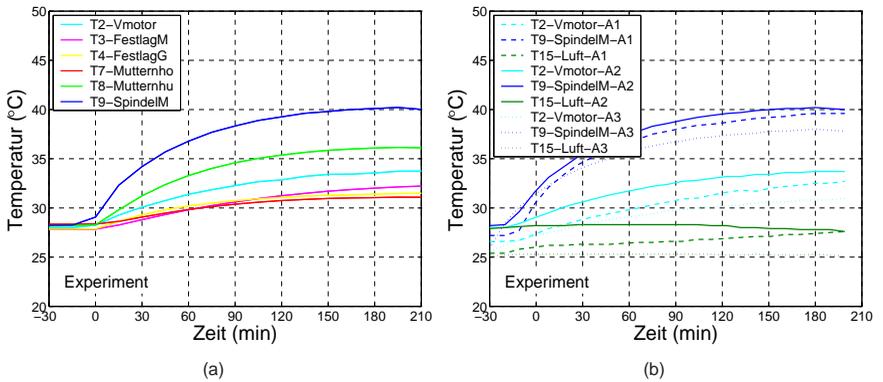


Abbildung 5.13: Erwärmungskurven des Versuches A2 (a) und Vergleich ausgewählter Messstellen in A1, A2 und A3 (b)

Die Zeit bis zum Zustand der Beharrung der Spindelmutter (T9) beträgt im Versuch A2 188 min bei einer Temperaturdifferenz von 11,9 K. Für den Vorschubmotor (T2) wird eine Zeit bis zur Beharrung von 260 min bei einer Temperaturdifferenz von 5,9 K ermittelt. Die jeweils angekoppelten Bauteile (Mutterhalterung und Festlager) folgen jeweils den Verläufen mit einer Temperaturdifferenz. Das Gestell erwärmt sich im Bereich der Messstelle unwesentlich, der geringe Temperaturanstieg wird auf die Umgebungstemperaturänderung zurückgeführt. Eine signifikante Erwärmung des Tisches wird nicht festgestellt.

Versuch A3 stimmt in seinem Verlauf mit A2 überein. Die Spindelmutter erreicht mit einer Temperaturänderung von 12,1 K nach 193 min den Zustand der Beharrung. Der Vorschubmotor folgt mit einer Verzögerung von ungefähr 110 min und einem  $\Delta T$  von 5,5 K. Weitere Messwertverläufe zeigt Abbildung 5.13. In der rechten Seite (Abb. 5.13b) sind zusätzlich die Erwärmungskurven der Spindelmutter und des Vorschubmotors aus den Versuchen A1 bis A3 gemeinsam mit der Lufttemperatur aufgetragen. Die Versuche bestätigen, dass eine Reproduzierbarkeit gewährleistet ist.

## Ergebnis der Versuchsreihe B

Der Bewegungszyklus mit einer Last von 830 kg wird in der Versuchsreihe B vier Mal durchgeführt. Die Umgebungstemperaturänderung beträgt innerhalb der Beharrungszeit der Spindelmutter  $-1,0 \text{ K} \pm 0,3 \text{ K}$ . Die Spindelmutter erreicht nach  $t = 194 \text{ min} \pm 6 \text{ min}$  den stationären Zustand mit einer Übertemperatur von  $11,9 \text{ K} \pm 0,4 \text{ K}$ . Die Temperatur

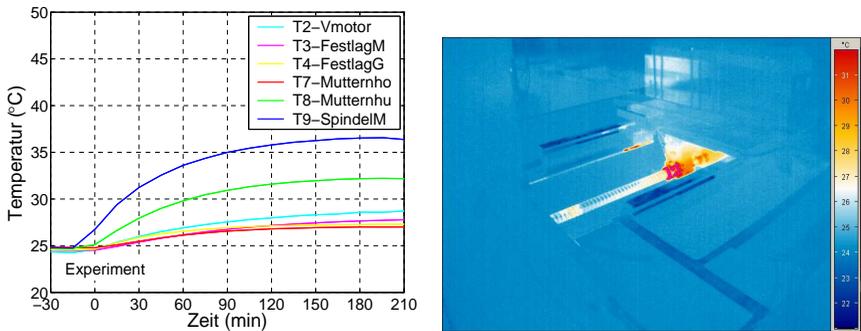


Abbildung 5.14: Erwärmungskurven des Versuches B2 und Thermographieaufnahme im Beharrungszustand

Tabelle 5.6: Ergebnisse der Versuchsreihen A und B

Nr.	$T_a$ in °C	$\Delta T_{Beharr}$ in K	$t_{Beharr}$ in min
T2-A	26,7	$6,2 \pm 0,8$	$324 \pm 74$
T9-A	27,1	$12,1 \pm 0,3$	$204 \pm 23$
T14-A	26,7	$-0,4 \pm 1,1$	-
T2-B	24,6	$5,0 \pm 0,7$	$246 \pm 14$
T9-B	25,0	$11,9 \pm 0,4$	$194 \pm 6$
T14-B	24,0	$-1,0 \pm 0,3$	-

des Vorschubmotors erreicht diesen Zustand nach  $246 \text{ min} \pm 14 \text{ min}$  mit einer Temperaturerhöhung von  $5,0 \text{ K} \pm 0,7 \text{ K}$ .

Im Vergleich mit Versuchsreihe A zeigt sich, dass die zusätzliche Masse auf dem Maschinentisch zu keiner signifikanten zusätzlichen Erhöhung der Temperatur in Vorschubmotor und Spindelmuttern führt. Die Temperaturdifferenz von  $-1,2 \text{ K}$  zu Versuchsreihe A wird auf die stärker sinkende Umgebungstemperatur zurückgeführt. Weitere Unterschiede zwischen beiden Versuchen liegen innerhalb der Messungenauigkeit. Die Mittelwerte aus den vier Versuchen bestätigen, dass eine Reproduzierbarkeit gewährleistet ist. Ergänzend dazu dient Abbildung 5.14.

Eine Zusammenfassung der Versuchsreihen A und B gibt Tabelle 5.6.

### 5.2.3 Fehlerabschätzung

Aufgrund der eingesetzten Vierleiter-Technik der Temperaturfühler hat die Länge der Messleitung keinen Einfluss. Der Hersteller gibt für die Temperaturfühler die Genauigkeitsklasse B nach DIN/IEC 751 an. Diese weisen eine maximale Abweichung von  $\pm 0,5$  K bei  $30$  °C auf. Durch die Kalibrierung vor Versuchsbeginn kann von einer höheren Genauigkeit ausgegangen werden. Das eingesetzte Verstärkermodul ML801B mit der Anschlussplatte AP835 weist eine Genauigkeitsklasse von 0,05 auf. Für die Pt100-Eingänge gibt der Hersteller einen Linearisierungsfehler  $< 0,02$  °C an. Die Langzeitdrift über 48 h von  $< 30$  m $\Omega$  führt zu einer Abweichung von  $< 0,06$  K. Weiterhin ist der Pt100-Eingang durch eine Linearitätsabweichung von  $\pm 0,1$  K gekennzeichnet.

Die technischen Daten des Verstärkersystems lassen den Schluss zu, dass gemeinsam mit dem Temperaturfühler eine Messgenauigkeit von  $\pm 0,6$  K vorliegt. Ein Ablesefehler ist auszuschließen. Die Masse des Temperaturfühlers war vernachlässigbar zur Masse des untersuchten Objektes und beeinflusste damit nicht die Objekttemperatur.

## 5.3 Vergleich zwischen Simulation und Experiment

Simulation und Experiment finden auf verschiedenen Temperaturniveaus statt. Entscheidend in einem Vergleich ist die Temperaturerhöhung der Komponenten. Die Ausgangs- oder genauer gesagt Umgebungstemperatur hat im Wesentlichen Einfluss auf die Fluideigenschaften. Eigenschaften von Festkörpern werden in dem vorliegenden Temperaturbereich als konstant angesehen. Zusätzlich idealisiert die Simulation die Umgebungstemperatur und hält sie während des gesamten Simulationslaufs konstant. Randbedingungen an der Gestellunterseite sowie an den Aufstellelementen stellen Annahmen ohne experimentelle Basis dar.

Im Folgenden wird auf die Temperaturverläufe ausgewählter Komponenten eingegangen. Der Temperaturverlauf der Spindelmutter ist in Simulation und Experiment ähnlich (Abb. 5.15). Die Temperaturerhöhung in der Simulation beträgt 14 K, im Experiment wird ein Durchschnittswert von  $12,1$  K  $\pm 0,3$  K ermittelt. Die Beharrungszeiten liegen ähnlich nah beieinander. In Konsequenz weisen auch die Umbauteile wie Spindelmutterhalterung oder Maschinentisch ähnliche Erwärmungsverläufe auf. Der Temperaturabfall über die Bauteilgrenzen hinweg zwischen Spindelmutter und Spindelmutterhalterung unten beträgt im Versuch A2 4 K. In der Simulation werden 3,4 K für den Beharrungszustand ermittelt. Das lässt die Schlussfolgerung zu, dass die Bauteilfuge in der Simulation einen zu großen Wärmeübergangskoeffizienten aufweist. Die Diskrepanz zwischen Simulation und Versuch an der Temperaturmessstelle Spindelmutterhalterung oben ist auf die

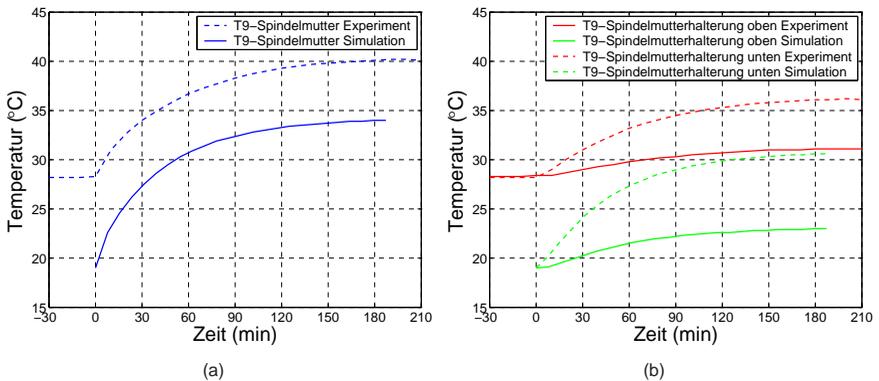


Abbildung 5.15: Vergleich von Temperaturverläufen der Spindelmutter (a) und der Spindelmutterhalterung (b) – Simulation und Experiment

idealisierte Modellierung der Komponente zurückzuführen. Der innere Aufbau aus der Versuchsmaschine ist nicht bekannt.

Die Temperaturverläufe des Vorschubmotors sind unterschiedlich. In der experimentellen Untersuchung wird der Beharrungszustand nach 240 min erreicht, in der Simulation liegt nach 190 min kein Beharrungszustand vor. Ein verlängerter Simulationslauf mit 250 min zeigt nichts Gegenteiliges. Ursache kann die Leistungsbilanz sein. Eine zu niedrige Annahme der Verlustleistung oder zu hohe konvektive Wärmeübergangskoeffizienten – ein ungünstiges Verhältnis beider verhindert ein zeitiges Erreichen der Beharrung. Ein zu geringer Fugenübergangskoeffizient verzögert ebenfalls den Zustand. Zusätzlich zählen die Eigenschaften der Komponente selbst zu den beeinflussenden Faktoren. Die geometrischen Abmessungen liegen sehr nah an den realen Verhältnissen. Die für den konvektiven Wärmeaustausch zur Verfügung stehende Fläche kann als Ursache ausgeschlossen werden. Zur Wärmeleitfähigkeit kann keine Aussage gemacht werden, da über den inneren Aufbau des Motors nichts bekannt ist. Masse und Wärmekapazität des Vorschubmotors stellen einen idealisierten Zustand dar. Eine Analyse im Simulationsmodell ergibt, dass der Vorschubmotor mehr als doppelt so schwer modelliert wird. Die vereinfachte Modellierung geht von einem massiven Körper mit homogenen Eigenschaften aus. Ein verbessertes Modell kann dahingehend modifiziert werden (Abb. 5.16).

Die Temperaturen des Loslagers sind ebenfalls in Simulation und Experiment ähnlich. Die nahe Ankopplung an das Maschinenbett sorgt für eine schnelle Ableitung der bauart- und belastungsbedingten geringen Verlustleistung. Das visuelle Ergebnis der Simulation in Form einer grau schattierten Darstellung des Temperaturfeldes offenbart

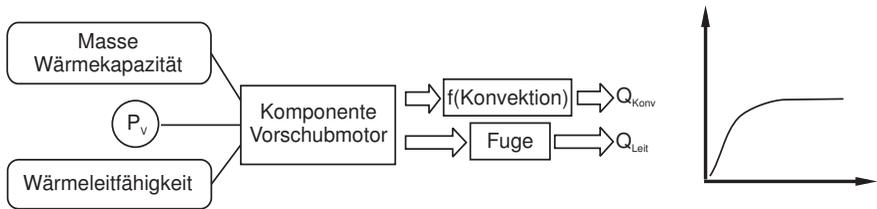


Abbildung 5.16: Einflussmöglichkeiten auf das Erwärmungsverhalten in der Simulation

bereits, dass das Maschinenbett nicht signifikant durch die Erwärmung der Antriebskomponenten beeinflusst wird. Damit kann eine genauigkeitsbeeinflussende thermische Dehnung ausgeschlossen werden. Die thermographischen Aufnahmen gemeinsam mit den Temperaturmessstellen stützen diese Feststellung.

Für eine bessere Übereinstimmung der Simulationsergebnisse mit den experimentellen Werten sind verschiedene Strategien möglich. Mit einer Parametervariation der Modellkomponenten kann das Erwärmungsverhalten des Gesamtmodells beeinflusst werden. Aufgrund der Anzahl der möglichen Variationen wird ein automatisierter Optimierungsalgorithmus, wie ihn das FE-Programm anbietet, nur bedingt zielführend sein. Erfahrungswissen und richtige Interpretation der Ergebnisse lassen eine bessere Variation der Parameter zu. Parallel zu diesem Vorgehen oder eigenständig können praktische Einzeluntersuchungen die Modelleigenschaften genauer spezifizieren. Wärmeleitahlen, Ersatzmodelle oder Verlustleistungen basieren auf verallgemeinerten Annahmen. Der konkrete Anwendungsfall muss nicht in dieses Schema passen. Eine Einbindung experimentell ermittelter Werte zu thermischen Eigenschaften verbessert die Simulationengenauigkeit. Unabhängig davon erlaubt das dargestellte Vorgehen, gezielt an bestimmten Stellen im Modell einzugreifen und die physikalisch-technischen Vorgänge in Beziehung zur Werkzeugmaschine und dem thermischen Verhalten zu setzen. Das Verständnis zur Einflussnahme auf das thermische Verhalten einer Werkzeugmaschine wird verbessert.

## 5.4 Empfindlichkeitsanalyse des Simulationsmodells

### 5.4.1 Variierte Parameter und Randbedingungen

Das thermische Simulationsmodell berücksichtigt die thermischen Umgebungsbedingungen der Maschine durch mehrere Randbedingungen und Lastdefinitionen. Dabei

Tabelle 5.7: Variationen für die Empfindlichkeitsanalyse

Nr.	Kurzbez.	Gegenstand der Variation
0	2d7	Simulationsmodell ohne Variationen
1	2d7_ok	keine konvektiven Randbedingungen
2	2d7_kk	konstante konvektive Randbedingungen
3	2d7_of	direkter thermischer Kontakt (ohne Fugen)
4	2d7_vbsa	mittlere thermische Last mit Bewegungszyklen
5	2d7_vbsb	zwei thermische Lasten unter Langzeit ohne Bewegungszyklen
6	2d7_vbsc	eine mittlere thermische Last unter Langzeit ohne Bewegungszyklus

handelt es sich regelmäßig um eine Abstraktion der wirklichen Verhältnisse aus mehreren Gründen:

- fehlende gesicherte Parameter aus experimentellen Untersuchungen (Kennwertermittlung),
- aufwändige oder unmögliche Implementierung,
- zu hohe Anforderung an die Rechenleistung, nicht akzeptable Berechnungszeit.

Eine Abstraktion geht einher mit einer steigenden Ungenauigkeit der Simulationsergebnisse. Der Grad der Ungenauigkeit oder vielmehr die Höhe der Abweichung durch den Einfluss auf das Simulationsergebnis lassen sich nicht vorhersagen. Mit der Empfindlichkeitsanalyse wird das Verhalten des Modells bei unterschiedlichen Definitionen von thermischen Lasten und Randbedingungen durch Ergebnisvergleich untersucht. Tabelle 5.7 gibt einen Überblick zu den umgesetzten Variationen im Rahmen des Simulationsmodells aus Kapitel 5.1.

Variante 0 entspricht dem erarbeiteten Simulationsmodell mit variablen konvektiven Randbedingungen, thermischen Fugen und zwei Lastdefinitionen, die durch Bewegungszyklen realisiert werden. In den Varianten 1 und 2 werden die konvektiven Randbedingungen variiert. Zum einen wird auf die Konvektion vollständig verzichtet, die andere Möglichkeit besteht in der Annahme einer konstanten Konvektion von  $7 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$  an allen Außenflächen. Flächenorientierung, Flächenform und Fluidgeschwindigkeit werden nicht berücksichtigt. In Variante 3 wird auf die Modellierung von thermischen Fugen verzichtet. Stattdessen wird ein direkter Kontakt zwischen den Bauteilen ohne thermische Widerstände definiert. Die übrigen Randbedingungen entsprechen Variante 0. Mit den

Varianten 4 bis 6 wird ein anderes Ziel verfolgt: Verkürzung der Rechenzeit. Die Lösung des Gleichungssystems in mehreren Zyklen erfordert längere Ausführungszeiten. Mit der Definition einer mittleren Vorschubgeschwindigkeit (4080 mm/min) und damit mittleren thermischen Last sowie Randbedingung anstatt zweier nacheinander wirkender Einzellastfälle wird die Zyklenzahl halbiert. Durch gänzliche Elimination der Zyklen und gleichzeitige Verlängerung der Lastwirkungsdauer wird nochmals die theoretische Berechnungszeit, umgesetzt in den Varianten 5 und 6, minimiert.

#### 5.4.2 Ergebnisse im Vergleich

Variante (Var.) 0 bildet die Basis für den Vergleich der 6 Variationen im Rahmen der Empfindlichkeitsanalyse. Im Hinblick auf den für die Werkstückbearbeitung genauigkeitsrelevanten Bereich wird je ein Knoten in der Mitte und an der Ecke des Maschinentisches zur Ergebnisdarstellung ausgewählt. Die Verschiebungen an diesen Stellen zeigt Tabelle 5.8. Anhand der letzten Spalte wird der Einfluss der Variationen verdeutlicht. Wenn die summarischen Verschiebungen in den Knoten der Variante 0 den Ausgangszustand darstellen, wird für die Varianten 1 bis 6 jeweils die prozentuale Abweichung angegeben.

Variante 5 liegt im Ergebnis sehr nah am unmodifizierten Simulationsmodell. Durch die Elimination der Zyklen wird die Ausführungsgeschwindigkeit der Simulation erhöht. Die maximale Zeitschrittweite im Lösungsprozessor wird auf 10 s beschränkt, das heißt, es werden mindestens 1100 Iterationen notwendig. Im Einzelfall von Var. 2d7\_vbsb wird mit einer Lösungszeit von 1406 s gleichzeitig eine Rechenzeiteinsparung von 82 % erreicht. Es besteht Potenzial, ohne weiteren Genauigkeitsverlust kürzere Berechnungszeiten zu erreichen. Das Vernachlässigen der Konvektion (Var. 1) wirkt sich stark aus und kann bis zur Verdopplung der berechneten Verschiebungen führen. Die Definition einer mittleren Last (Var. 6) empfiehlt sich nicht aufgrund der um bis zu 27 % zu gering berechneten Verschiebungen.

### 5.5 Wirkung eines detaillierten Bewegungszyklus für den Kugelgewindetrieb

Für die Definition der Bewegungskopplung und thermischen Last im Kugelgewindetrieb wird vorgeschlagen (Kap. 4.3.3), Bereiche gleicher Verfahrensgeschwindigkeit zusammenzufassen. Die Folge ist ein reduzierter Bewegungszyklus. Eine bessere Abbildung der Wirklichkeit ist, die Bewegung des Kugelgewindetriebes weiter zu differenzieren. Die

Tabelle 5.8: Ergebnis der Empfindlichkeitsanalyse (Simulation)

Var. Nr.	Kurzbez.	Maschinen-tisch	Knoten	Temp. (°C)	$u_x$ (μm)	$u_y$ (μm)	$u_z$ (μm)	$\sum u$ (μm)	Differenz zu Var. 0
0	2d7	MP <sup>a</sup>	3661	27,44	2	1	-11	11	0 %
		EP <sup>b</sup>	3354	27,37	8	2	-12	14	0 %
1	2d7_ok	MP	3661	27,39	2	0	-21	22	+90 %
		EP	3354	27,25	9	-1	-20	22	+60 %
2	2d7_kk	MP	3661	27,45	2	12	-1	12	+2 %
		EP	3354	27,38	14	14	-8	21	+54 %
3	2d7_of	MP	3661	27,46	2	1	-10	11	-7 %
		EP	3354	27,38	7	2	-11	13	-6 %
4	2d7_vbsa	MP	3661	27,33	2	1	-9	9	-17 %
		EP	3354	27,30	6	2	-10	12	-17 %
5	2d7_vbsb	MP	3661	27,46	2	2	-11	11	-1 %
		EP	3354	27,38	8	2	-11	14	0 %
6	2d7_vbsc	MP	3661	27,48	2	2	-8	8	-27 %
		EP	3354	27,40	8	2	-8	12	-16 %

<sup>a</sup> Mittelpunkt

<sup>b</sup> Eckpunkt

thermische Last wird dann jeweils auf einem kurzen Segment wirken und anschließend zum benachbarten Segment rücken. Wird die Segmentlänge differenziell klein gewählt, nähert man sich dem wirklichen Strukturverhalten an. In einem detaillierten Bewegungszyklus eines Kugelgewindetriebes wird die thermische Last jeweils auf nur einer Elementlänge eingebracht, um danach zur nächsten Position zu wandern (Abb. 5.17).

Zusätzliche Komponenten des Maschinenmodells werden nicht modelliert, um weitere Einflüsse auszuschließen. Das Simulationsmodell besteht aus einer Gewindespindel, einer Spindelmutter und den zugehörigen Kopplungselementen. Alle Oberflächen werden mit einer Konvektionsrandbedingung versehen. Das Ergebnis und einen Vergleich zum reduzierten Bewegungszyklus zeigt Abbildung 5.18. Die Berechnungszeiten des detaillierten Bewegungszyklus sind wesentlich länger. Die reine CPU-Zeit beträgt 4249 s (reduziert 747 s), die gesamte Ausführungszeit der Simulation 6084 s (reduziert 1216 s). An den Knoten auf der Oberfläche der Gewindespindel, die im Diagramm durch ihre Nummer gekennzeichnet sind, ergibt der prozentuale Vergleich der Temperaturen Abweichungen zwischen 0,5 % und 3 %. Die Gewindespindel ist in der reduzierten Bewegungssimulation tendenziell kühler, die Spindelmutter weist eine geringfügig höhere

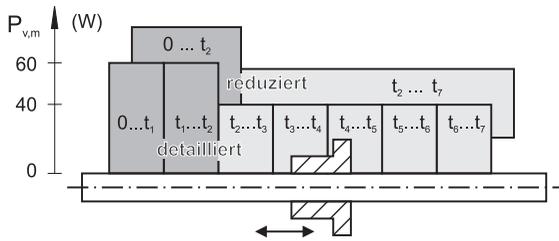


Abbildung 5.17: Lastwirkungen im detaillierten und reduzierten Bewegungszyklus

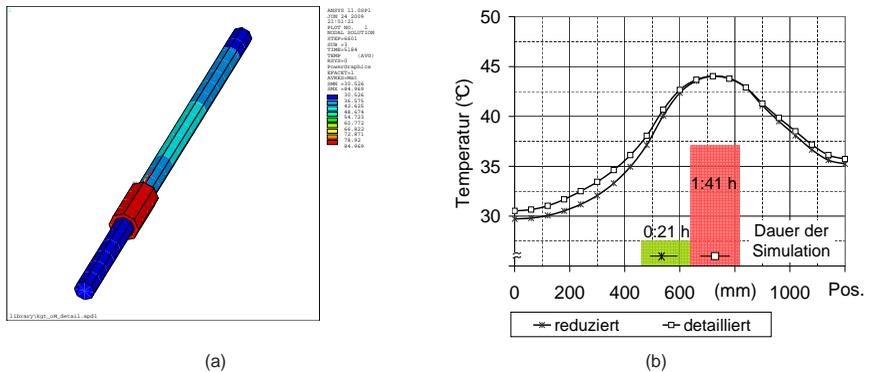


Abbildung 5.18: Temperaturverteilung in °C nach detaillierter Bewegungssimulation im FE-Modell (a) und Temperaturverläufe im Vergleich (b) (Simulation)

Temperatur auf. Variationen mit einer Verlustleistung von 20 W und 80 W zeigen keine wesentlich anderen Ergebnisse. Mit stärker werdender Verlustleistung steigt die Differenz geringfügig an und liegt unterhalb der 6%-Marke. Der detaillierte Bewegungszyklus lässt keine Genauigkeitssteigerung der Simulationsergebnisse erwarten, erhöht jedoch wesentlich die Simulationszeit. Die Richtigkeit eines reduzierten Bewegungszyklus wird bestätigt.

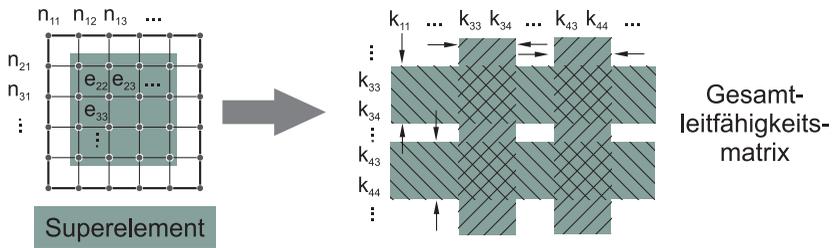


Abbildung 5.19: Einbindung eines Superelements und Reduktion der Gesamtleitfähigkeitsmatrix

## 5.6 Verwendung von Superelementen

### 5.6.1 Grundlegendes Vorgehen

Die Lösungsgeschwindigkeit eines FE-Problems ist proportional zur Größe des Gleichungssystems. Mit steigender Knotenzahl wächst neben der Anzahl der Unbekannten die Größe der Gesamtleitfähigkeitsmatrix. Mit einer Knotenreduktion verringern sich die Freiheitsgrade des Systems und führen zu kürzeren Berechnungszeiten aufgrund einer kleineren Gesamtleitfähigkeitsmatrix.

Superelemente können dazu dienen, große FE-Probleme mit vielen Freiheitsgraden in akzeptabler Zeit zu lösen. Sie fassen Teile des Modells, die aus vielen Elementen bestehen, zu einem Element – dem sogenannten Superelement (SE) – zusammen. Das SE wird über *Master-Degree-of-Freedom* (MDOF, engl., in etwa Hauptfreiheitsgrad) an das übrige Modell angebunden. Anstatt vieler einzelner Element-Leitfähigkeitsmatrizen wird eine Element-Leitfähigkeitsmatrix für das Superelement berechnet. Sie wird gemeinsam mit den übrigen Matrizen anderer Elemente ein Bestandteil der Gesamtleitfähigkeitsmatrix. Aufgrund der gesunkenen Knotenzahl sinkt die Größe des Gleichungssystems (Abb. 5.19). Im Bereich der transienten thermischen Simulation sind bedingt durch iterative Lösungsverfahren Einsparungen in der Lösungszeit möglich. Superelemente werden häufig im Zusammenhang mit dem *Substructuring* (engl., in etwa Bilden von Unterstrukturen) genannt [2].

MDOF sind neben den Knoten, an denen das SE angekoppelt wird, an Knoten zur Definition von Lasten und Randbedingungen notwendig. Voraussetzung für Elemente, die zu einem Superelement zusammengefasst werden, ist, dass sie ein lineares Verhalten aufweisen. Eine Simulation mit Superelementen benötigt mindestens zwei Lösungsdurchläufe. Vor dem üblichen Lösungsschritt für das FE-Modell ist ein zusätzlicher Lauf für die Erstellung des Superelementes notwendig. Optional kann in der Auswertung der

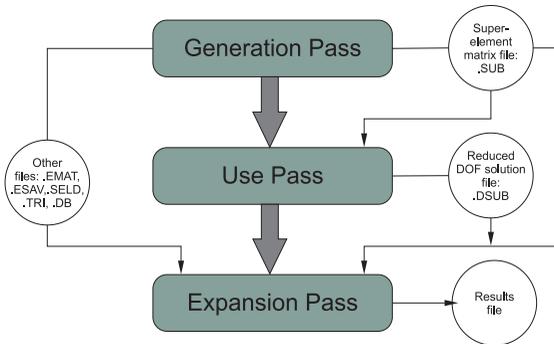


Abbildung 5.20: Ablauf einer FE-Simulation mit einem Superelement (in Anlehnung an [2])

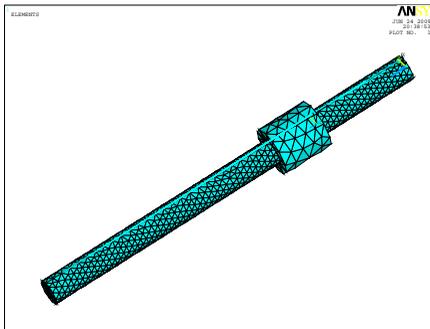
Daten ein weiterer Lösungsschritt zur Berechnung der Freiheitsgrade im Superelement durchgeführt werden.

Die FE-Analyse mit Superelementen läuft in 3 Stufen, sogenannten *passes*, ab (Abb. 5.20). Im *Generation Pass* wird die Superelement-Leitfähigkeitsmatrix berechnet, werden die MDOF festgelegt und wird der Lastschrittvektor definiert. Der *Use Pass* bindet das Superelement in das FE-Modell ein und berechnet die Lösung des Gesamtproblems. Danach folgt die Auswertung, im zusätzlichen *Expansion Pass* wird die Lösung für das Superelement ermittelt. Es ist möglich, mehrere Superelemente in einem FE-Modell zu verwenden.

## 5.6.2 Integration, Vergleich und Ergebnis

Kapitel 4 geht umfangreich auf das Konzept und die Umsetzung des Simulationsbaukastens ein. Früh wird festgelegt und umgesetzt, dass der FE-Netzaufbau durch eine gesteuerte Vernetzung erfolgt. Bei derartig erzeugten Komponenten ist die Einsparung von Elementen und Knoten unter Einsatz von SE gering. Ursachen sind die Notwendigkeit aller Knoten an der Bauteiloberfläche für die konvektive Randbedingung und für die Bauteilabmessungen optimierte Elementgrößen. Selbst das Gestell des Demonstrators besteht aufgrund seiner Gussstruktur lediglich aus einer Elementschicht.

Für importierte CAD-Geometrien sieht der Sachverhalt anders aus, in einem FE-Modell müssen sie vernetzt werden. Effizient bezüglich der Netzerstellung aus den Volumendaten ist der Einsatz eines freien Vernetzungsalgorithmus (*free mesher*). Dabei entsteht in der Regel eine Vielzahl von Elementen und Knoten, die Potenzial für die Intergration ei-



Komponente	Elemente	Knoten
Spindelmutter	482	1 031
Gewindespindel	6 755	11 117
Kopplung	21	(22)
Gesamt	7 258	12 148

Abbildung 5.21: Frei vernetzter Kugelgewindetrieb

nes Superelementes bieten. Es wird ein Modell aus Spindelmutter und Gewindespindel unter Nutzung eines freien Vernetzungsalgorithmus erzeugt (Abb. 5.21).

In einer FE-Analyse wird unter Nutzung der Bewegungskopplung (Kap. 4.3.3 und 5.1.4) das Verfahren der Spindelmutter unter thermischen Aspekten simuliert. Die Gewindespindel mit 12 148 Knoten und 7237 Elementen wird durch ein Superelement ersetzt. Zwei Modellvarianten werden untersucht: Variante 1 im konventionellen Aufbau, Variante 2 mit Gewindespindel als SE. Als Lasten und Randbedingungen werden definiert:

- stationärer Ausgangszustand bei 28,5 °C,
- Oberfläche der Spindelmutter mit Konvektionsfunktion,
- erzwungene Konvektion an der Gewindespindeloberfläche mit  $14 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ ,
- thermische Last in der Spindelmutter von 40 W,
- $v_f = 10 \text{ m/min}$ , 600 Zyklen, Verfahrweg 50 mm – 200 mm,
- maximale Zeitschrittweite von 10 s.

Der erste Lösungsdurchgang für die Variante 2 mit SE läuft nur auf einem PC mit 2 GByte Hauptspeicher durch. Bei 1 GByte Hauptspeicher bricht der *Sparse Matrix Direct Solver* aufgrund unzureichender Speicheranforderung ab. Die Lösung mit dem *Frontal Direct Solver* ist für beide Varianten mit 1 GByte möglich. Ergebnisse in Form der Temperaturverteilung zum Ende der Zyklen zeigt die Abb. 5.22.



## 6 Bewertung der Ergebnisse der Arbeit

Dem Ingenieur steht mit der erarbeiteten Vorgehensweise ein Simulationswerkzeug zur Unterstützung des Produktentwicklungsprozesses von spanenden Werkzeugmaschinen zur Verfügung. Das in der Arbeit dargestellte Vorgehen zur Simulation des thermischen Verhaltens in der Entwurfsphase wird erfolgreich mit der Methode der Finiten Elemente umgesetzt. Das Beispiel des Demonstrators zeigt, dass eine Übereinstimmung zwischen Ergebnissen der Simulation und den realen Verhältnissen im Experiment gegeben ist. Aufgrund der thermischen Lastdefinition durch einen Bearbeitungszyklus wird der Bezug zum Betriebsverhalten hergestellt und in eine ingenieurtechnische Herangehensweise integriert. Der Aufbau der Simulation mit textbasierten Eingaben unterstützt ein strukturiertes Vorgehen. Variantenreiche Parameterstudien lassen sich effizient an einem Simulationsmodell umsetzen. Zusätzlich entsteht eine lesbare Form des Simulationsablaufes, die ebenso Dokumentationsgrundlage sein kann. Gerade die zunehmende Virtualisierung des Produktentwicklungsprozesses bedingt eine durchgängige Dokumentation in allen Phasen.

Das Vorgehen und die Nutzung des Simulationsbaukastens gestatten die annähernd vollständige thermische Simulation des Werkzeugmaschinenentwurfes. Es obliegt dem Anwender, diese Möglichkeiten auszuschöpfen. Selbst komplette Maschinenmodelle können mit verhältnismäßig geringen Element- und Knotenanzahlen erstellt werden. Damit ist eine Bedingung für die schnelle Lösung des Gleichungssystems und eine damit beschleunigte Ergebnisverfügbarkeit und -auswertung erfüllt. Der zeitabhängige Kostenfaktor wird um einen ressourcenabhängigen Kostenfaktor ergänzt. Ressourcen zur Durchführung von Simulationsrechnungen erfordern monetären Aufwand. Neben den Anteilen Hardware und Energie stellt die Anschaffung von FE-Programmen einen merklichen Kostenfaktor dar. Teilweise staffeln Hersteller ihre Programme nach maximaler Modellgröße und richten die Preisgestaltung an verfügbaren Element- und Knotenanzahlen aus. Die Mietkosten für Software einschließlich Rechenleistung (*Engineering Software on Demand*) lassen sich senken, weil die erstellten Modelle im Vergleich zur bisherigen Vorgehensweise geringe Elementanzahlen besitzen. Dementsprechend steigt die Lösungsgeschwindigkeit.

Die in der Arbeit vorgestellten Beispiele vermitteln einen Eindruck, mit welchen Funktionen der FE-Programme Fragestellungen der thermischen Simulation gelöst werden. Unkonventionelle Techniken wie die Einbindung von Superelementen werden auf ihre Tauglichkeit hin untersucht. Anhand der dargestellten Vorgehensweise für eine Emp-

findlichkeitsanalyse wird eine Einschätzung des Simulationsmodells sowie des Maschinenentwurfes an sich möglich. Als sekundärer Nutzen erweist sich die Verkürzung der Rechenzeit. Beachtet wird, dass durch die offene Struktur im methodischen Vorgehen Raum für die Einbindung von zukünftigen theoretischen und praktischen Erkenntnissen auf dem Gebiet bleibt.

Ein Teil der von W zitierten 70 % „interaktiver Arbeit“ kann mit den Ergebnissen der vorliegenden Dissertation dem Berechnungsingenieur sicherlich abgenommen werden. Die Nutzung des Simulationsbaukastens im Rahmen der Themenbearbeitung hat das Potenzial, diese 70 % bis auf die Hälfte zu reduzieren. Gerade im Zuge des Vergleiches mehrerer Maschinenentwürfe, die sich in nur einigen Baugruppen unterscheiden, treten die Stärken hervor.

Aufgrund des Bearbeitungszyklus als Ausgangsbasis für thermische Lasten und Randbedingungen im Modell bietet sich die Möglichkeit an, Abfolgen von Bearbeitungsschritten hinsichtlich ihrer Wirkung auf die Maschinenstruktur zu optimieren. Ebenso besteht die Variante, einen detaillierten Bearbeitungszyklus aufgrund der Simulationsergebnisse durch eine mittlere Last anzunähern und damit die Berechnungszeit dramatisch zu verkürzen. Neben dem Zugewinn im Simulationsbereich ist es denkbar, die Methodik im Rahmen experimenteller Untersuchungen einzusetzen. Es kann in gewissen Grenzen eine Versuchsplanung durch Ermittlung der Zeit bis zum Beharrungszustand erfolgen. Zur Auslegung einer steuerungsseitigen Kompensation thermisch verursachter Dehnungen lassen sich erste Informationen gewinnen. Tests zur Lage der Temperatursensoren simulieren ein Temperatursignal, das die Steuerung zur Berechnung der Kompensationsfunktion benötigt.

Anregungen zur Weiterentwicklung von Simulationsprogrammen geben die erstellten Programmteile zur Komponentengenerierung und Verknüpfung. Seit dem Einzug der Computer in die Arbeitswelt wird fortwährend entwickelt und geforscht, um die Arbeit der Ingenieure zu unterstützen. Anfangs wurden Programme zur elektronischen Zeichnungserstellung um maschinenbauspezifische Funktionen ergänzt. Normteile hielten Einzug in die CAD-Programme. Heute steht man ähnlich am Anfang mit Werkzeugen der FE-Simulation. Viele bieten zweifellos ein immenses Spektrum an Funktionen, eine Spezialisierung auf die Belange des (Werkzeug-)Maschinenbaus ist jedoch noch nicht erfolgt. Diese Arbeit setzt dafür erste Signale, wie Normteile in der FEM aussehen können. Visionär ist sicherlich (noch) der Ansatz, dass Normteilehersteller zukünftig ihre zur Verfügung gestellten 3D-Konstruktionsdaten um FE-Modelle ergänzen, die sich beispielsweise in die Simulationen des thermischen Verhaltens einbinden lassen.

Das gestellte Ziel, das Temperaturfeld eines Werkzeugmaschinenentwurfes zu ermitteln, wird erreicht. Anhand der berechneten Verformungen wird die Wirkung innerer und äußerer Wärmequellen auf das Genauigkeitsverhalten sichtbar. Die ermittelten Verformungen im Demonstrator zeigen, dass durch die innere Wärmequelle Vorschubantrieb

keine Beeinflussung der Bearbeitungsgenauigkeit zu erwarten ist. Gleichzeitig verdeutlicht dieser Sachverhalt, dass andere Wärmequellen wesentlich kritischer sein können. Gemeint ist beispielsweise Wärme, die aufgrund des Zerspanungsprozesses und sich ablagernder Späne in die Maschinenstruktur eingebracht wird. In Ermangelung aktueller Erkenntnisse und differenzierter Parameter wird das Thema weiterer Forschungen sein.

Im Zusammenspiel mit mechanischen Lasten und Randbedingungen sind ergänzende Ersatzmodelle notwendig. Gegenstand zukünftiger Arbeiten wird es sein, das Temperaturfeld als Ergebnis einer thermischen Simulation dem Modell einer separaten mechanischen Simulation zuzuführen. Modelle zur Ermittlung der statischen Steifigkeit einer Maschinenstruktur werden unter Nutzung der CAD-Geometrie frei vernetzt. Zu beachten ist aus diesem Grund, dass die FE-Modelle wahrscheinlich nicht identisch sind.

## 7 Zusammenfassung und Ausblick

Die Steigerung der Bearbeitungsgenauigkeit von Werkzeugmaschinen ist erklärtes Ziel der Produktionstechniker. Im Bereich der spanenden Fertigung ist dies nicht mehr ohne eine Berücksichtigung des thermischen Maschinenverhaltens möglich. Höhere Zerspanungsvolumina, leistungsfähigere Antriebe und steigende Prozessanforderungen durch Bedingungen der Trockenbearbeitung oder Minimalmengenschmierung verstärken den Wärmeeintrag in die Maschine. Thermoelastische Verlagerungen an der Zerspanstelle führen zu Ungenauigkeiten des Bearbeitungsprozesses. Die frühe Kenntnis des thermischen Verhaltens einer Werkzeugmaschine versetzt den Ingenieur im Rahmen der Entwicklungstätigkeit in die Lage, konstruktiv einzugreifen und eine Verbesserung thermischer Maschineneigenschaften zu erzielen. Nach ökonomischen Grundsätzen muss dies kosten- und damit zeiteffizient erfolgen. Die breite Anwendung der Methode der Finiten Elemente in Bereichen des Werkzeugmaschinenbaus zur Klärung thermischer Problemstellungen kann nur durch eine Unterstützung im Entwicklungsprozess erreicht werden.

Im ersten Teil der Arbeit wird die Temperaturabhängigkeit der Materialeigenschaften von Fluiden und Festkörpern dargestellt. Fluidkennwerte haben einen bedeutenden Anteil bei der Beschreibung konvektiver Randbedingungen. Es wird festgestellt, dass für Bauteiltemperaturen bis 50 °C eine Nutzung der Fluideigenschaften bei 20 °C zulässig ist. Darüber hinaus müssen die Fluideigenschaften durch funktionale und temperaturabhängige Zusammenhänge beschrieben werden. Eine Betrachtung zur Abbildung der konvektiven Randbedingungen in der thermischen Simulation kommt zu dem Schluss, dass der Wärmeübergangskoeffizient in Abhängigkeit von der Bauteil- und Umgebungstemperatur lokal im Modell bestimmt werden muss. Die bisherige Vorgehensweise zur Annahme konstanter Koeffizienten wird erweitert und führt zur Steigerung der Simulationsgenauigkeit.

Im Folgeschritt werden für die konzeptionelle Umsetzung eines Simulationsbaukastens Vernetzungsmöglichkeiten analysiert. Die gesteuerte Vernetzung liefert geringe Knoten- und Elementanzahlen. Eine Vereinfachung der geometrischen Merkmale eines Bauteils für eine automatisierte Vernetzung ist notwendig. Es wird eine parametergesteuerte Modellerstellung vorgestellt, die in einer Vielzahl von Standardteilen programmtechnisch umgesetzt wird. Durch Aufruf eines Befehles mit benutzerdefinierten Parametern wird eine Komponente als geometrisches Objekt und als Objekt in vernetzter Form dem Modell hinzugefügt. Die Kopplung der Komponenten erfolgt über thermische Fugen.

Ein Vorgehen zur Modellierung wird erarbeitet und unter Berücksichtigung der Erkenntnisse anderer Forscher umgesetzt. Zusätzlich werden Vorschläge für die Einbindung importierter Geometrien gemacht. Die Herausforderung ist hier, dass unterschiedliche Knotennetze gekoppelt werden müssen.

Die Modellierung von Antriebskomponenten wird an einem Kugelgewindetrieb nachvollzogen. Die Besonderheit der beweglichen Kopplung wird in einem neuen Vorgehen umgesetzt. Den Antrieb der Gewindespindel realisiert ein Servomotor, dessen Verlustleistung in Abhängigkeit der Baugruppenbewegung während des Simulationslaufes bestimmt wird. Ergänzend werden Vorschläge zur Modellgestaltung von Lineardirektantrieben gemacht. Wälzlager als Teil des Nebenantriebes werden über ein Ersatzmodell abgebildet.

Ein weiterer Teil der Arbeit geht auf die Definition thermischer Lasten und Randbedingungen ein. Der Bearbeitungszyklus dient als Grundlage zur Definition thermischer Lasten und Randbedingungen. Eine Unterteilung wird vorgenommen und ist notwendig zur zeitgerechten Abbildung der Einzellasten. Die aus dem Bearbeitungszyklus resultierenden Bewegungen steuern die Definition der konvektiven Randbedingungen im Lösungsschritt. Angaben zur Abbildung der Wirkung von Zerspanungswärme und Kühlschmierstoffen erweitern das FE-Modell um Einflüsse durch den Zerspanungsprozess. Weiterhin werden Möglichkeiten vorgestellt, Maßnahmen zur Verbesserung des thermischen Verhaltens zu integrieren. Umgesetzt wird dies an den Modellen einer Spindelkühlung und einer Gestelltemperierung. Betrachtungen zum detailliert modellierten Bewegungszyklus eines Kugelgewindetriebes bestätigen die Annahme, Abschnitte gleicher Vorschubgeschwindigkeit unter thermischen Gesichtspunkten in einer Einzellast zusammenfassen zu können. Es ergibt sich eine um bis zu 80 % reduzierte Berechnungszeit.

Die Erkenntnisse zum Aufbau eines FE-Modells für eine thermische Analyse werden in einem Baukasten zusammengefasst. Der Nachweis der Funktionsfähigkeit erfolgt an einer Werkzeugmaschine zur Fräsbearbeitung in Kreuzbettbauweise. Es wird sich auf die Modellierung der werkstückseitigen z-Achse (Tischbaugruppe) konzentriert. 85 % der geometrischen Komponenten werden mit Hilfe des Baukastens erzeugt und durch 15 % anwenderdefinierte Programmteile vervollständigt. Die Kopplung aller Komponenten erfolgt über thermische Fugen unter Nutzung eines zeiteffizienten automatischen Algorithmus. Der Lastzyklus besteht aus einer Vorschubbewegung mit zwei Geschwindigkeiten. Für relevante Oberflächen werden individuelle Konvektionsfunktionen unter Berücksichtigung der verschiedenen Bewegungszustände definiert. Die transiente Ermittlung des Temperaturfeldes der Maschinenstruktur erfolgt durch Lösung des Gleichungssystems annähernd in Echtzeit. Die anschließende Überführung in ein mechanisches FE-Modell gestattet eine Berechnung der thermischen Deformation. Am Beispiel der Ermittlung von Einzeldeformationen, bezogen auf die Komponenten der Baugruppe, wird ein Ansatz zur konstruktiven Verbesserung aufgezeigt. Die ermittelten thermischen Deforma-

tionen sind gering. Als Ursache werden neben geringer Verlustleistung im Nebenantrieb die unberücksichtigten thermischen Lasten aufgrund des Zerspanungsprozesses angesehen.

Zur Abschätzung der Relevanz der Simulationsergebnisse erfolgt ein Vergleich mit einer experimentellen Untersuchung. Es zeigt sich, dass eine gute Übereinstimmung der Temperaturen und Beharrungszeiten im Bereich der Spindelmutter und der angrenzenden Bauteile vorliegt. Der Beharrungszustand des Vorschubantriebes wird im Experiment zeitiger erreicht. Eine Erörterung der Ursachen legt gleichzeitig die Möglichkeiten der gezielten Einflussnahme im Simulationsmodell dar.

Maßnahmen zur Erhöhung der Simulationsqualität und Steigerung der Ausführungsgeschwindigkeit werden einer Empfindlichkeitsanalyse unterzogen. Die modulare Aufbauweise und skriptgesteuerte Modellerstellung des Demonstrators erweist sich vorteilhaft bei der Umsetzung. Hervorzuheben sind die Varianten „ohne Konvektion“ und „konstante Konvektion“. Sie unterstreichen, dass im Einzelfall bei unzureichender Berücksichtigung der konvektiven Randbedingungen bis zu 90 % größere thermische Deformationen ermittelt werden. Identische thermische Verschiebungen bei um 82 % reduzierter Lösungszeit ermöglicht die Variante der differenzierten thermischen Lasten unter Langzeitwirkung. Ein Verzicht auf Bewegungszyklen steigert die Lösungsgeschwindigkeit bei gleichem Resultat. Superelemente erzielen keine verkürzten Berechnungszeiten. Verringerte Knoten- und Elementanzahlen werden durch zusätzliche Knotendefinitionen für *Master-Degree-of-Freedom* kompensiert. Im betrachteten Beispiel des frei vernetzten Kugelgewindetriebes erreicht die Variante Superelement eine um den Faktor 10 bis 20 längere Zeit zur Lösung.

Abschließend werden die Ergebnisse der Arbeit bewertet. Einsatzmöglichkeiten und Anwendungsfelder eröffnen ein breites Spektrum im Rahmen der ingenieurtechnischen Entwicklungsarbeit. Die Nutzung der methodisch vorgestellten und umgesetzten Vorgehensweise zur Simulation des thermischen Verhaltens spanender Werkzeugmaschinen wird vor allem in der Entwurfsphase gesehen. Ein leistungsfähiges Hilfsmittel wird dem Ingenieur zur Verfügung gestellt. Die Idee eines Normteilekataloges im Rahmen von Finite-Elemente-Simulationen gibt Impulse für die weitere Entwicklung der FEA-Programme.

Die Umsetzung thermischer Lasten und Randbedingungen in einer Simulation des Verhaltens spanender Werkzeugmaschinen gelingt durch die erarbeitete Vorgehensweise vollständig. Wünschenswert für eine erweiterte Simulation und damit Erzielung verbesserter Ergebnisse wäre die Parameterermittlung zur Abbildung der Zerspanungswärme in Abhängigkeit der technologischen Bedingungen. Weitere Betrachtungen sollten sich der Berücksichtigung und dem Einfluss der sich ausbildenden Strömungen innerhalb der Maschineneinhausung widmen. Die Umsetzung des bewegungsabhängigen thermischen Lastverhaltens für andere Arten von Haupt- und Nebenantrieben würde eine

sinnvolle Ergänzung darstellen.

## Literaturverzeichnis

- [1] W , Manfred: *Werkzeugmaschinen Fertigungssysteme*. Bd. 5: *Messtechnische Untersuchung und Beurteilung*. 6., neu bearb. Aufl. Springer, 2001. – ISBN 3–540–67615–5
- [2] I ., Ansys: *Ansys*. Release 8.1. 2004
- [3] J , Günter: *Probleme des Wärmeaustausches zwischen der Werkzeugmaschine und Umgebung*. Dresden, TU Dresden, Diss., 1975
- [4] W , Manfred; B , Christian: *Werkzeugmaschinen Fertigungssysteme*. Bd. 1: *Maschinenarten und Anwendungsbereiche*. 6., neu bearb. Aufl. Springer, 2005. – ISBN 978–3–540–22504–1
- [5] B , James: International status of thermal error research (1990). In: *Annals of the CIRP* 39/2 (1990), S. 645–656
- [6] R , Joachim: Mineralgussgerechtes Konstruieren von Maschinengestellen. In: J , Utz-Volker (Hrsg.): *2. Göppinger Mineralguss-Kolloquium*, 2005, S. 21–34
- [7] W , Manfred; B , Christian: *Werkzeugmaschinen Fertigungssysteme*. Bd. 2: *Konstruktion und Berechnung*. 8., neu bearb. Aufl. Springer, 2006. – ISBN 978–3–540–22502–7
- [8] I , Verein D. ; V D I , GVC VDI-Gesellschaft (Hrsg.): *VDI-Wärmeatlas*. 8., überarb. und erw. Aufl. Berlin; Heidelberg: Springer, 1997. – ISBN 3–540–62719–7
- [9] S , P.; N , K.; S , M.; Y , K.: Development of 5-Axis Linear Motor Driven Super-Precision Machine. In: *CIRP Annals Manufacturing Technology* 55 (2006), Nr. 1, S. 381–384. – ISBN 0080450490
- [10] S , Toshio; S , Nobuyuki; T , Yoshimi; T , Nobuyuki; K , Aki-  
ra: Analysis of thermal deformation of machine tool by the finite element method. In: *Ann CIRP* 21 (1972), Nr. 1, S. 123–124

- [11] Z , Ludger Wilhelm: *Berechnung des thermischen Verhaltens von Werkzeugmaschinen*. Aachen, RWTH Aachen, Diss., 1975
- [12] K , Frank: *Berechnung thermisch bedingter Verformungen von Werkzeugmaschinenbauteilen*. Dresden, TU Dresden, Diss., 1976
- [13] F , Peter: FEM in der Konstruktionsabteilung? In: *CAD-CAM Report 13* (1994), Nr. 9, S. 122–128, 130–131. – ISSN 0930–7117
- [14] G , Knut; J , R.: Die thermische Bewertung des Maschinenentwurfs in der Konzeptphase. In: *Konstruktion 50* (1998), Nr. 6, S. 32–34. – ISSN 0720–5953
- [15] G , Knut; J , Günter; R , H.: Analyse des thermischen Verhaltens in der Konzeptphase der Maschinenentwicklung: Integration von CAD und Simulation. In: *ZWF Zeitschrift für Wirtschaftlichen Fabrikbetrieb 94* (1999), Nr. 9, S. 556–559
- [16] Z , Michael F.; O , Thomas: Parametric Finite Element Modelling of Machine Tool Structures. In: *Production Engineering - Research and Development XII* (2005), Nr. 1, S. 129–132. ISBN 3–9807670–6–X
- [17] M , Joachim; G , Reinhard: Integrative Use of CAx-Tools in the Mechatronic Development Process of Machine Tools. In: *Production Engineering - Research and Development XII* (2005), Nr. 2, S. 205–210. ISBN 3–9807670–7–8
- [18] R , Frank; K , Frank; H , Reinhard: Konstruktionsbegleitende Finite-Elemente-Analyse. In: *CAD-CAM Report 22* (2003), Nr. 4, S. 52–55. – ISSN 0930–7117
- [19] N.N.: Ausgereifte Engineering-Lösungen sind verfügbar. CAD-Mechanik-Systeme – Teil I. In: *CAD-CAM Report 24* (2005), Nr. 11, S. 50–53. – ISSN 0930–7117
- [20] R , Siamak: *Optimierung des thermischen Verhaltens von direktangetriebenen Vorschubsystemen*. Darmstadt, TU Darmstadt, Diss., 2000
- [21] J , Günter ; G , Knut (Hrsg.): *Simulation des thermischen Verhaltens von Werkzeugmaschinen*. Dresden: Lehrstuhl für Werkzeugmaschinen, TU Dresden, 2000
- [22] G , Heinz: *Randelementmethode in der Festkörpermechanik*. 1. Aufl. Leipzig: Fachbuchverlag, 1991. – ISBN 3–343–00585–1
- [23] S , T.; O , N.; S , N.; T , Y.: Computerunterstütztes System für

- die Konstruktion des Werkzeugmaschinenaufbaus. In: *Werkstatt und Betrieb* 106 (1973), Nr. 9, S. 643–648
- [24] S , T.; Y , T.; O , N.; S , H.; N , T.; Y , T.: Development of machine tool structure analysis program (MASAP). In: *Ann CIRP* 25 (1976), Nr. 1, S. 287–290
- [25] K , F.; B , Ch.: Numerische Berechnung instationärer Temperaturfelder und thermisch bedingter Verformungen von Werkzeugmaschinenbauteilen. In: *Maschinenbautechnik* 24 (1975), Nr. 11, S. 491–497
- [26] A , M. H.; K , L.: Computer Simulation of Nonlinear Thermoelastic Behavior of a Joint in Machine Tool Structure and its Effect on Thermal Deformation. In: *Journal of Engineering for Industry, Transactions of the ASME* 101 (1979), August, S. 355–361
- [27] A , M. H.; K , L.: Nonlinear Thermoelastic Behavior of Structural Joints - Solution to a Missing Link for Prediction of Thermal Deformation of Machine Tools. In: *Journal of Engineering for Industry, Transactions of the ASME* 101 (1979), August, S. 348–354
- [28] O , O.: Modified finite elements for efficient use in CAD-environment. In: *SAS World Conference Volume 4: CAD/CAM & Structural Analysis in Industry*. Paris, 1986, S. 35–50
- [29] O , O.: Integration of finite elements in a CAD environment. In: *The International journal of applied engineering education* 3 (1987), Nr. 4, S. 373–382
- [30] J , D.; H , S.; A , J.N.: Thermal analysis of a spur gearbox. Part 1: steady state finite element analysis. In: *Proc. Inst. Mech. Engrs. Part C* 202 (1988), Nr. C4, 1988, S. 245–256
- [31] P , D.: *Kompensation thermisch bedingter Verarbeitungsfehler durch prozeßnahe Qualitätsregelung*, Diss., 1988
- [32] L , Sunkyu; S , Hidenori; I , Chikao; I , Yoshimi: New simulation method for thermal-appropriate design of machine tool structure. (Its application to clarify effects of main bearing surroundings and headstock structure). In: *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Part C* 57 (1991), Nr. 538, S. 2092–2099. – ISSN 03875024
- [33] K , Noriyuki; J , Kazuo; R , Tadashi; M , Keiji; W , Ken: Ther-

- moelectric cooling of machine tool spindle. In: *Seimitsu Kogaku Kaishi/Journal of the Japan Society for Precision Engineering* 60 (1994), Nr. 5, S. 652–656
- [34] C , J. K.; L , D. G.: Thermal characteristics of the spindle bearing system with a gear located on the bearing span. In: *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 38 (1998), Nr. 9, S. 1017–1030. – ISSN 0890–6955
- [35] W , M.; S , W.: Verbesserte Modellbildung für FE-Temperaturfeld- und Verformungsberechnungen. In: *Konstruktion* 44 (1992), S. 333–337
- [36] S , K. W.: *Steuerungstechnische Korrektur thermoelastischer Verformungen an Werkzeugmaschinen*. Aachen, RWTH Aachen, Diss., 1994
- [37] T , Ikuo; T , Koji: Thermal deformation of machine tool structures using resin concrete (thermal behaviour of concrete bed of machine tool in fluctuating ambient temperature). In: *JSME International Journal, Series C: Dynamics, Control, Robotics, Design and Manufacturing* 37 (1994), Nr. 2, S. 384–389
- [38] H , Tetsuyuki; T , Ikuo; K , Masami; F , Chiken; M , Jyun: Development of ceramics resin concrete for precision machine tool structure (continuation of tool life). In: *Nippon Kikai Gakkai Ronbunshu, C Hen/Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Part C* 62 (1996), Nr. 593, S. 333–337
- [39] W , Dieter; N , Steffen: Kompaktführungen an Mineralgussgestellen. In: *Werkstatt und Betrieb* 134 (2001), Nr. 7–8, S. 120–123. – ISSN 0043–2792
- [40] N , Reimund; H , Christian; N , Steffen: Optimization of thermal Behaviour of Machine Tools with Separated Machine Bed Component. In: *Production Engineering VIII* (1999), Nr. 1, S. 137–140. ISBN 3–9805589–5–9
- [41] W , Frank; N , Steffen: Simulation und Optimierung des thermischen Verhaltens von Werkzeugmaschinenkomponenten. In: *1. Dresdner WZM-Fachseminar: Thermik an Werkzeugmaschinen*. Dresden, 2000
- [42] N , Reimund; W , Frank; N , Steffen: A modelling approach to optimize the thermal behavior of machine tool components. In: *Production Engineering - Research and Development IX* (2002), Nr. 1, S. 131–134. ISBN 3–9807670–0–0
- [43] K , S.K.; C , D.W.: Real-time estimation of temperature distribution in a ball-screw system. In: *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 37 (1997), Nr. 4, S. 451–464

- [44] E , In-Ung: *Optimierung des thermischen Verhaltens von elektrischen Linear-  
motoren für den Einsatz in Werkzeugmaschinen*. Aachen, RWTH Aachen, Diss.,  
1999
- [45] B , B.; T , J.F.: Thermal model for high speed motorized spindles. In:  
*International Journal of Machine Tools and Manufacture* 39 (1999), Nr. 9, S. 1345–  
1366. – ISSN 0890–6955
- [46] K , S. M.; L , S. K.: Prediction of thermo-elastic behavior in a spindle-bearing  
system considering bearing surroundings. In: *International Journal of Machine  
Tools and Manufacture* 41 (2001), S. 809–831. – ISSN 0890–6955
- [47] W , Frank: Thermische Simulation von bewegten Teilen an Werkzeugma-  
schinen. In: *20th CAD-FEM User's Meeting 2002*. Friedrichshafen, 2002
- [48] L , S.-K.; Y , J.-H.; Y , M.-S.: Effect of thermal deformation on machine tool  
slide guide motion. In: *Tribology International* 36 (2003), Nr. 1, S. 41–47
- [49] J , Jerzy; K , Z.; K ´ , W.; M , Wojcech: High-speed pre-  
cise machine tools spindle units improving. In: *Journal of Materials Processing  
Technology* 162-163 (2005), S. 615–621. – ISSN 0924–0136
- [50] J , Jerzy; M , Wojcech: New approach to modelling thermal beha-  
viour of a machine tool under service conditions. In: *CIRP Annals - Manufacturing  
Technology* 41 (1992), Nr. 1, S. 455–458
- [51] J , Jerzy; M , Wojcech: Kompensation der thermischen Verlage-  
rungen von Präzisionswerkzeugmaschinen. In: *Feinbearbeitungsprozesse im Zen-  
trum der Wertschöpfung - 8. Internationales Feinbearbeitungskolloquium (FBK)*,  
Vulkan-Verlag Essen, 1996, S. 18.1–18.27
- [52] K , J.-J.; Y. H., Jeong; D.-W., Cho: Thermal behavior of a machine tool equipped  
with linear motors. In: *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 44  
(2004), Nr. 7-8, S. 749–758. – ISSN 0890–6955
- [53] W , J.-P.: Thermische Verlagerungen in Schleifmaschinen – Messen, Be-  
rechnen, Kompensieren. In: *FBM Fertigungstechnologie* 66 (1989), Nr. 4/5, S.  
324–331
- [54] M , M.; Y , T.; I , T.; M , M.: High-Speed Test Of Thermal Effects  
For A Machine-Tool Structure Based On Modal Analysis. In: *Precision Engineering*  
8 (1986), Nr. 2, S. 72–78

- [55] A , J.; W , N.; K , J.; W , F.; K , J.; N , S.; N - , R.: Prediction of thermal displacements in finite element tool models. In: *Proceedings of the ASME Design Engineering Technical Conference* Bd. 1, 2001, S. 427–434
- [56] H , D.; C , K.; W , D.; W , F.: A Novel FEA Model for the Integral Analysis of a Machine Tool and Machining Processes. In: *Key Engineering Materials* 257-258 (2004), S. 45–50
- [57] R , R.; M , M.A.; P , A.N.: Error compensation in machine tools - a review. Part II: Thermal errors. In: *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 40 (2000), Nr. 9, S. 1257–1284
- [58] A , Yusuf; B , Christian; W , Manfred; W , Stephan: Virtual Machine Tool. In: *Annals of CIRP* 54 (2005), Nr. 2, S. 651–674
- [59] M , Jaroslav: Finite element analysis and simulation of machining: a bibliography (1976–1996). In: *Journal of Materials Processing Technology* 86 (1999), S. 17–44
- [60] M , Jaroslav: Finite element analysis and simulation of machining: an addendum – A bibliography (1996–2002). In: *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 43 (2003), Nr. 1, S. 103–114. – ISSN 0890–6955
- [61] F , H.; R , W. M.: Prediction of Thermal Conductance of Metallic Surfaces in Contact. In: *Journal of Heat Transfer, Transactions of the ASME* 85 (1963), February, S. 15–24. – ISSN 0022–1481
- [62] W , M.; S , W.; B , R.: Heat Transmission in Contact Zones. In: *Production Engineering - Research and Development* I (1994), Nr. 2, S. 31–34
- [63] B , Peter von: *Wärmeübertragung*. Berlin; Heidelberg; New York; Hongkong; London; Mailand; Paris; Tokio: Springer, 2004. – ISBN 3–540–00939–6
- [64] T , Yeram Sarkis: *Thermophysical properties of matter*. Bd. 7: *Thermal radiative properties: metallic elements and alloys*. New York: IFI/Plenum, 1970. – ISBN 0–306–67027–5
- [65] T , Yeram Sarkis: *Thermophysical properties of matter*. Bd. 8: *Thermal radiative properties : nonmetallic solids*. New York: IFI/Plenum, 1972. – ISBN 0–306–67028–3

- [66] R , Frank; H , Reinhard: *Finite Elemente Analyse für Ingenieure*. München ; Wien: Hanser, 2003. – ISBN 3-446-22478-5
- [67] B , Klaus-Jürgen: *Finite-Elemente-Methoden*. Berlin; Heidelberg; New York; Tokyo: Springer, 1986. – ISBN 3-540-15602-X
- [68] G , Clemens; M , Günter: *FEM für Praktiker*. Bd. 3: *Temperaturfelder*. Renningen: expert, 2001. – ISBN 3-8169-1858-X
- [69] W , Frank: Praxisnahe thermische Simulation von Lagern und Führungen in Werkzeugmaschinen. In: *19th CAD-FEM User's Meeting 2001*. Potsdam, 2001
- [70] S , Thomas: *Modell der Wärmeübertragungsvorgänge in der mechanischen Struktur von CNC-gesteuerten Vorschubsystemen*. Darmstadt, TH Darmstadt, Diss., 1995
- [71] S , J. P.: Raschet termicheskogo soprotivlenija kontakta obrabotannyh metallicheskih poverhnostej. In: *Teploenergetika* (1965), Nr. 10, S. 79–83. – ISSN 0040-3636
- [72] G , Sven; H , Andreas; N , Reimund: Modellierung von Fugen in thermischen FE-Simulationen. In: *Konstruktion* 44 (2007), Nr. 3, S. 78–82. – ISSN 0720-5953
- [73] N.N.: *Synchron-Linearmotoren LSF 080/120/160/200/240*. Lohr am Main: Indra-mat GmbH, Bosch Rexroth, Mai 1997
- [74] N.N.: *Projektierungshandbuch SIMODRIVE 611 - Allgemeiner Teil für Synchronmotoren*. Erlangen: Siemens AG Automation & Drives, November 2005
- [75] G , K.: *Frässpindel – E-Mail vom 29.8.2006*. 2006
- [76] B , Johannes: *Wälzlagerpraxis*. 3., korr. Nachdr. / neu bearb. Aufl. Mainz: Vereinigte Fachverlage, 1998. – ISBN 3-7830-0290-7
- [77] N , Katsuhiko: Thermal contact resistance between balls and rings of a bearing under axial, radial, and combined loads. In: *Journal of thermophysics and heat transfer* 9 (1995), Nr. 1, S. 88–95. – ISSN 0887-8722
- [78] G , Knut; J , Günter: *Instationäres thermoelastisches Verhalten von Vorschubachsen mit bewegtem Wälzkontakt*. Dresden: Eigenverlag, 2003. – ISBN 3-86005-381-7

- [79] G , Sven: Approach for Simulating Ball Screws in Thermal Finite Element Simulation. In: J , Jerzy (Hrsg.): *Proc. of the 18th XVIII Workshop on Supervising and Diagnostics of Machining Systems*, 2007, S. 101–107
- [80] M , Joachim: *Werkzeugmaschinen-Grundlagen: Zerspantechnik, Dynamik, Baugruppen und Steuerungen*. Berlin; Heidelberg; New York: Springer, 1992. – ISBN 3–540–54538–7
- [81] T , Hans Kurt; D , Berend: *Spanen – Grundlagen. 2., erw. u. neubearb. Aufl.* Berlin; Heidelberg u.a.: Springer, 2004. – ISBN 3–540–00588–9
- [82] F , H.: Der Wärmeübergang von warmen Spänen auf die Werkzeugmaschine. In: *Industrie-Anzeiger* 92 (1970), Nr. 70/71, S. 1682–1683. – ISSN 0720–5953
- [83] S , H.; K , H.: Span- und Werkstückwärme beim Umfangsstirnfräsen. In: *Fertigungstechnik und Betrieb* 33 (1983), Nr. 12, S. 743–745
- [84] N , Nobuhiko; H , Sankei: Thermal deformation of machinetool-workpiece system caused by accumulating chips. (1st Report; Thermal conductivity of accumulating chips). In: *Bulletin of the JSME* 24 (1981), Nr. 197, S. 2043–2049
- [85] H , U.; P , G.; S , T.; D , A.: Wärmeübergangsbedingungen an Werkzeugmaschinenwänden. In: *dima - Die Maschine* 57 (2003), Nr. 4, S. 24–27. – ISSN 0340–5737
- [86] Norm DIN EN 60721-3-3 Juli 1997. *Klassifizierung von Umweltbedingungen – Teil 3: Klassen von Umwelteinflußgrößen und deren Grenzwerte*
- [87] Norm DIN 50013 Juni 1979. *Vorzugstemperaturen*
- [88] Vornorm ISO/FDIS 230-3 Dezember 2006. *Prüfregeln für Werkzeugmaschinen – Teil 3: Prüfung des thermischen Verhaltens*
- [89] J , Günter: Zur Wärmeabgabe der Werkzeugmaschine an das Fundament. In: *Wissenschaftliche Zeitschrift der Technischen Universität Dresden* 29 (1980), Nr. 3/4, S. 801–804

## A Anhang

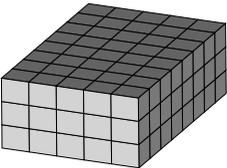
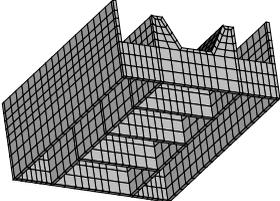
### Anlagenverzeichnis

<b>A.1</b>	<b>Unterprogramme des Simulationsbaukastens .....</b>	<b>117</b>
<b>A.2</b>	<b>Schema zur automatischen Zuweisung einer Konvektionsart .....</b>	<b>131</b>
<b>A.3</b>	<b>Berechnung der Wärmedurchgangszahlen für den Demonstrator .....</b>	<b>132</b>
<b>A.4</b>	<b>Simulationsskript des Demonstrators .....</b>	<b>135</b>
<b>A.5</b>	<b>Beispiel zur Definition der Funktion einer konvektiven Randbedingung .....</b>	<b>140</b>

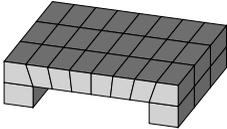
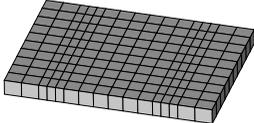
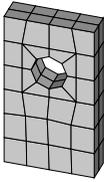
## A.1 Unterprogramme des Simulationsbaukastens

Die nachfolgende Tabelle gibt eine Übersicht über die im Rahmen der Arbeit erstellten Unterprogramme (UP). Sie wurden für das FE-System Ansys programmiert. Im Rahmen einer effizienten Nutzung werden die UP in ein Verzeichnis unterhalb des Arbeitsverzeichnisses, beispielsweise *library\*, kopiert. Ansys wird das Verzeichnis mit dem Befehl */PSEARCH,library* zugänglich gemacht. Jede Komponente wird im Ursprung des aktuellen Koordinatensystems erzeugt. In der Regel wird der Querschnitt in der x-y-Ebene erzeugt und in z-Richtung ausgedehnt. Die innerhalb der Unterprogramme verwendeten Einheiten sind Meter, Kilogramm und Sekunde (MKS-System).

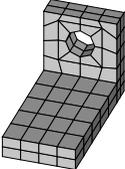
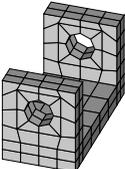
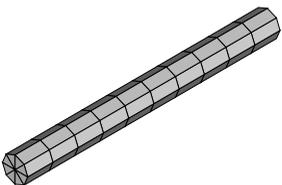
Tabelle A.1: Übersicht der Unterprogramme

Benennung und Beschreibung Abbildung	Aufruf und Parameter
<p><b>Maschinenbett Typ A</b> Massivbauweise als Mineralgusskonstruktion</p> 	<p>mbett_a,l,h,b,e</p> <p>l Länge des Maschinenbettes h Höhe b Breite e Elementgröße (optional)</p> <p>mbett_a,1500e-3,500e-3,1000e-3</p>
<p><b>Maschinenbett Typ B</b> Gusskonstruktion in Rippenbauweise</p> 	<p>gestell_guss_rippen.apdl</p> <p>Die geometrischen Parameter werden innerhalb des UP definiert.</p>

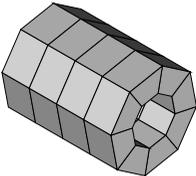
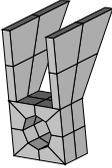
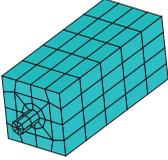
Fortsetzung auf nächster Seite

Benennung und Beschreibung Abbildung	Aufruf und Parameter
<p><b>Maschinentisch Typ A</b> Maschinentisch mit seitlichen Borden für die Befestigung einer Wälzföhrung</p> 	<p>mtisch_a,l,b,h,bb,hb</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>l Länge des Maschinentisches</li> <li>b Breite</li> <li>h Höhe</li> <li>bb Breite des Bordes (optional)</li> <li>hb Höhe (optional)</li> </ul> <p>mtisch_a,500e-3,400e-3,200e-3,80e-3,100e-3</p>
<p><b>Maschinentisch Typ B</b> Maschinentisch flach mit feiner vernetzten Bereichen für den Anbau von Föhrungswagen</p> 	<p>mtisch_b,l,b,h,a_fw,b_fw,ndiv</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>l Länge des Maschinentisches</li> <li>b Breite</li> <li>h Höhe</li> <li>a_fw Abstand der Föhrungswagen</li> <li>b_fw Breite der Föhrungswagen</li> <li>ndiv Anzahl der Elementunterteilung</li> </ul> <p>mtisch_b,1000e-3,1400e-3,105e-3,830e-3-63e-3,170e-3,3</p>
<p><b>Lagerbock I-Form</b> Lagerbock in I-Form für die Lagerung eines Kugelgewindetriebes</p> 	<p>lager_krs_i,d,hs,h,b,t</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>d Durchmesser der Lagerbohrung</li> <li>hs vertikale Position der Lagerbohrung</li> <li>h Höhe des Lagerbockes</li> <li>b Breite</li> <li>t Tiefe</li> </ul> <p>lager_krs_i,40e-3,120e-3,180e-3,100e-3,30e-3</p>

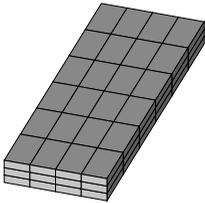
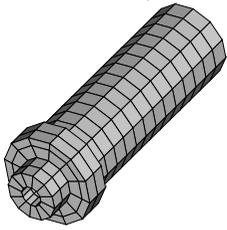
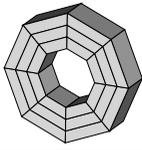
Fortsetzung auf nächster Seite

Benennung und Beschreibung Abbildung	Aufruf und Parameter
<p><b>Lagerbock L-Form</b> Lagerbock in L-Form für die Lagerung eines Kugelgewindetriebes</p> 	<p>lager_krs_l,d,hs,h,l,b,t</p> <p>d Durchmesser der Lagerbohrung  hs vertikale Position der Lagerbohrung  h Höhe des Lagerbockes  l Länge des Schenkels  b Breite des Lagerbockes  t Tiefe / Stärke des Materials</p> <p>lager_krs_l,40e-3,80e-3,120e-3,200e-3,100e-3,30e-3</p>
<p><b>Lagerbock U-Form</b> Lagerbock in U-Form für die Lagerung eines Kugelgewindetriebes, symmetrisch</p> 	<p>lager_krs_u,d,hs,h,l,b,t</p> <p>d Durchmesser der Lagerbohrung  hs vertikale Position der Lagerbohrung  h Höhe des Lagerbockes  l Länge des Lagerbockes  b Breite des Lagerbockes  t Tiefe/Stärke des Materials</p> <p>lager_krs_u,40e-3,80e-3,120e-3,200e-3,100e-3,30e-3</p>
<p><b>Gewindespindel</b> Gewindespindel für den Aufbau eines Kugelgewindetriebes</p> 	<p>gewindespindel,d,l</p> <p>d Baugröße der Gewindespindel  l Länge der Gewindespindel</p> <p>gewindespindel,50e-3,500e-3</p>

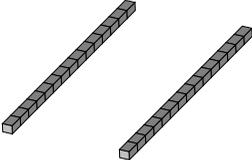
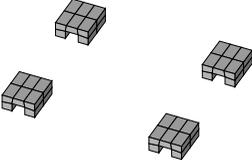
Fortsetzung auf nächster Seite

Benennung und Beschreibung Abbildung	Aufruf und Parameter
<p><b>Spindelmutter</b> Spindelmutter für den Aufbau eines Kugelgewindetriebes. Die Elementgröße kann durch ein optionales Argument der Spindelmutterhalterung angepasst werden.</p> 	<p>spindelmutter,d_i,d_a,l,e</p> <p>d_i Baugröße der Gewindespindel d_a Außendurchmesser der Spindelmutter l Länge der Spindelmutter e Elementgröße (optional)</p> <p>spindelmutter,60e-3,120e-3,150e-3,150e-3/4</p>
<p><b>Spindelmutterhalterung</b> Spindelmutterhalterung für die Befestigung einer Spindelmutter an einem Ständer oder einem Maschinentisch</p> 	<p>smutterhalterung.apdl</p> <p>Die Parameter werden im Unterprogramm individuell angepasst.</p>
<p><b>Vorschubservomotor</b> Vorschubservomotor für den Antrieb eines Kugelgewindetriebes. Eine Elementschicht im Inneren ist für die Definition der Verlustleistung vorgesehen.</p> 	<p>vservomotor,l,h,b,d,ls</p> <p>l Länge des Vorschubmotors h Höhe b Breite d Durchmesser der Motorwelle ls Länge der Motorwelle</p> <p>vservomotor,450e-3,190e-3,190e-3,39e-3,70e-3</p>

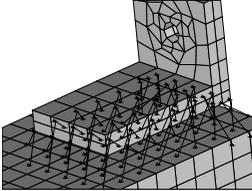
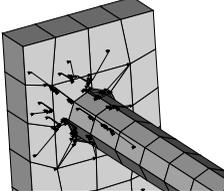
Fortsetzung auf nächster Seite

Benennung und Beschreibung Abbildung	Aufruf und Parameter
<p><b>Linearmotor Primärteil</b></p> <p>Das Primärteil für einen linearen Direktantrieb. Im 3-Schicht-Aufbau wird die mittlere Schicht zur Definition der Verlustleistung genutzt. Es sind verschiedene Baugrößen programmiert.</p> 	<p>linearmotor_p,bg</p> <p>bg Baugröße</p> <p>linearmotor_p;'1FN3600-4W-k'</p>
<p><b>Motorspindel</b></p> <p>Motorspindel für die Fräsbearbeitung. Eine Spindelkühlung kann mit einem weiteren UP optional erzeugt werden.</p> 	<p>motorspindel,l,d,df,lf,dk</p> <p>l Gesamtlänge der Motorspindel d Durchmesser df Durchmesser des Flansches lf Länge dk Durchmesser der Kegelbohrung</p> <p>motorspindel,768e-3,230e-3,280e-3,(152e-3)/2,152e-3</p>
<p><b>Wälzlager</b></p> <p>Wälzlager als vereinfachtes Ersatzmodell. Die mittlere Schicht wird mit einem Ersatzwärmeleitwert und einer drehzahlabhängigen Verlustleistung versehen.</p> 	<p>waelzlager,d_i,d_a,b</p> <p>d_i Bohrungsdurchmesser des Wälzlagers d_a Außendurchmesser b Breite</p> <p>waelzlager,30e-3,62e-3,16e-3</p>

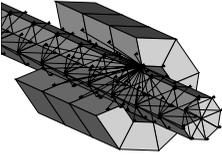
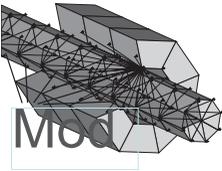
Fortsetzung auf nächster Seite

Benennung und Beschreibung Abbildung	Aufruf und Parameter
<p><b>Linearführung Führungsschiene</b>            Linearführungsschiene einer Wälzführung mit paarweiser Modellierung. Es sind verschiedene Baugrößen implementiert. Mit der Elementgröße kann eine Anpassung optional vorgenommen werden.</p> 	<p>wf_schiene_paarw,bg,l,a,e</p> <p>bg Baugröße der Wälzführung            l Länge der Schienen            a Abstand der Schienen            e Elementgröße (optional)</p> <p>wf_schiene_paarw,25,800e-3,400e-3,105e-3</p>
<p><b>Linearführung Führungswagen</b>            Führungswagen für eine Linear-Wälzführung mit der Modellierung von vier Führungswagen gleichzeitig. Es sind verschiedene Baugrößen implementiert. Mit der Elementgröße ist eine optionale Anpassung möglich.</p> 	<p>wf_wagen_4st,bg,ax,az</p> <p>bg Baugröße der Wälzführung            ax Abstand der Wagen in Querrichtung            az Abstand in Längsrichtung</p> <p>wf_wagen_4st,25,400e-3,400e-3</p>

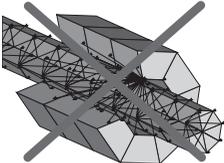
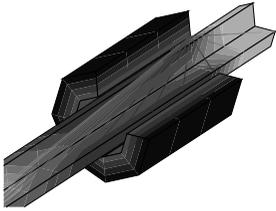
Fortsetzung auf nächster Seite

Benennung und Beschreibung Abbildung	Aufruf und Parameter
<p><b>Kopplung Fuge eben</b></p> <p>Kopplung von zwei Komponenten an ebenen Flächen über eine thermische Fuge. Vor dem Aufruf müssen die Knoten der einen Komponente an der Fuge und die Elemente der anderen Komponente gewählt werden. Die Knoten müssen nicht deckungsgleich sein.</p> 	<p>koppl_fuge_eben,wu</p> <p>wu Wärmeübergangskoeffizient der Fuge in <math>W/(m \cdot K)</math> Die Knotenanzahl auf beiden Fugenseiten sollte ähnlich sein.</p> <p>koppl_fuge_eben,4000</p>
<p><b>Kopplung Fuge zylindrisch</b></p> <p>Kopplung von zwei Komponenten an zylindrischen Flächen über eine thermische Fuge. Vor dem Aufruf müssen die Knoten der einen Komponente an der Fuge und die Elemente der anderen Komponente gewählt werden. Die Knoten müssen nicht deckungsgleich sein.</p> 	<p>koppl_fuge_zylindr,wu</p> <p>wu Wärmeübergangskoeffizient der Fuge in <math>W/(m \cdot K)</math> Die Knotenanzahl auf beiden Fugenseiten sollte ähnlich sein.</p> <p>koppl_fuge_zylindr,4000</p>

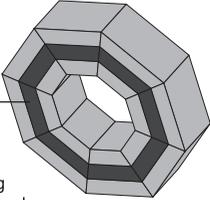
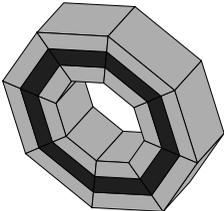
Fortsetzung auf nächster Seite

Benennung und Beschreibung Abbildung	Aufruf und Parameter
<p><b>Kopplung Spindelmutter-Gewindespindel</b></p> <p>Kopplung von Spindelmutter und Gewindespindel. Für eine Bewegung der Spindelmutter werden Kopplungselemente erstellt, die für verschiedene Bewegungsphasen aktiviert werden.</p> 	<p><code>koppl_spm_autom,nm,ns,A</code></p> <p>nm Komponentename der Spindelmutter  ns Komponentename der Gewindespindel  A Überdeckungsfläche</p> <p><code>koppl_spm_autom,'spindelmutter-01','gewindespindel-01',8000e-6</code></p>
<p><b>Modifikation Kopplung Spindelmutter-Gewindespindel</b></p> <p>Normierung der Wärmeleitwerte der Kopplungselemente, die Länge der Wärmeleitelemente übt keinen Einfluss mehr aus. Es werden neue Real Constant Sets in der Anzahl der Kopplungselemente belegt.</p> 	<p><code>koppl_spm_mod,nk,rn</code></p> <p>nk Komponentename der Kopplung  rn Nummer ab der Real Constant Sets frei sind</p> <p><code>koppl_spm_mod,'koppl_spm-01',505</code></p>

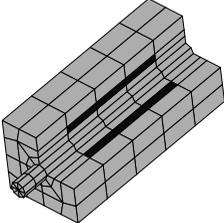
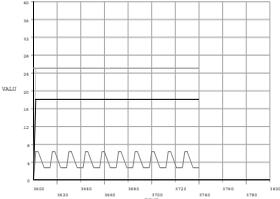
Fortsetzung auf nächster Seite

Benennung und Beschreibung Abbildung	Aufruf und Parameter
<p><b>Löschen der Kopplung Spindelmutter-Gewindespindel</b></p> <p>Löschen der Kopplung zwischen Spindelmutter und Gewindespindel oder einer Fugenkopplung. Entfernen der Elemente und ihrer Eigenschaften aus der Modelldatenbank.</p> 	<p>loeschekoppl,nk</p> <p>nk Komponentename der Kopplung loeschekoppl,'koppl_fuge-01'</p>
<p><b>Bewegung der Spindelmutter</b></p> <p>Im angegebenen Bewegungsbereich wird eine thermische Verlustleistung in den Gewindetrieb eingebracht. Gleichzeitig setzt das UP die Wärmeleitwerte für verschiedene Bewegungszustände. Für eine Anpassung an den Maschinennullpunkt ist eine Modifikation vorgesehen.</p> 	<p>bewegung_spm,nm,vf,a,e,pv, mp</p> <p>nm Komponentename der Spindelmutter vf Bewegungsgeschwindigkeit in m/min a Anfang der Bewegung e Ende der Bewegung pv Verlustleistung in W mp Anfangsnummer des Materialsatzes bewegung_spm,'spindelmutter-01',10,40e-3,240e-3,40,505</p>

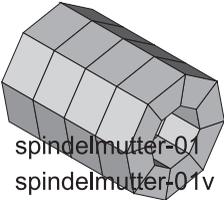
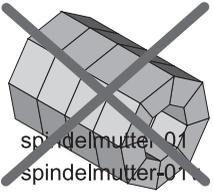
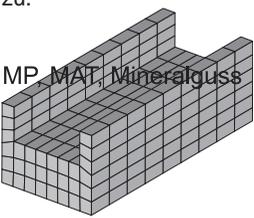
Fortsetzung auf nächster Seite

Benennung und Beschreibung Abbildung	Aufruf und Parameter
<p data-bbox="171 244 507 272"><b>Vorbereitung Wälzlagerrotation</b></p> <p data-bbox="171 304 572 475">Die Parameter für die Ersatzschicht (Wärmeleitung) werden in Abhängigkeit vom Bewegungszustand definiert. Das UP wird im Preprozessor aufgerufen, für jede Art von Lager ist eine Modifikation erforderlich.</p>  <p data-bbox="171 647 311 707">Vorbereitung Materialwerte der Ersatzschicht</p>	<pre data-bbox="602 244 1012 560">waelzlager_eschicht_prep,nw, d_i,d_a,b,n,mp  nw Komponentename des Wälzlagers d_i Bohrungsdurchmesser des Wälzla- gers d_a Außendurchmesser b Breite n Drehzahl in U/min mp Nummer des Materialsatzes waelzlager_eschicht_prep, 'waelzlager- 01',50e-3,110e-3, 27e-3,1000,600</pre>
<p data-bbox="171 735 434 764"><b>Rotation des Wälzlagers</b></p> <p data-bbox="171 796 572 1050">Für die angegebene Drehzahl wird die Verlustleistung berechnet und gemeinsam mit dem Wärmeleitwert der Ersatzschicht zugewiesen. Der Aufruf erfolgt innerhalb des Lösungsprozessors, das UP wird für jede Art von Lager modifiziert. Für den Stillstand kann die Wärmeentwicklung explizit gelöscht werden.</p> 	<pre data-bbox="602 735 1012 1118">waelzlager_eschicht_solu, nw,d_i,d_a,b,cs,n,mp,rt  nw Komponentename des Wälzlagers d_i Bohrungsdurchmesser d_a Außendurchmesser b Breite cs Nummer des Komponenten- Koordinatensystems n Drehzahl in U/min mp Nummer des Materialsatzes rt 0 zum Löschen der Wärmeentwick- lung waelzlager_eschicht_solu,'waelzlager- 01',50e-3,110e-3,27e-3,15,1000,600,1</pre>

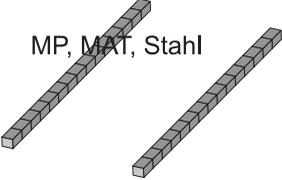
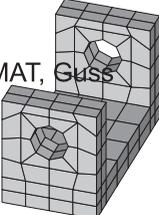
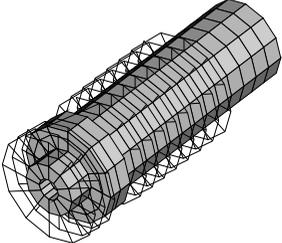
Fortsetzung auf nächster Seite

Benennung und Beschreibung Abbildung	Aufruf und Parameter
<p><b>Verlustleistung Vorschubservomotor</b> Für den angegebenen Bewegungszustand wird die Verlustleistung berechnet und der Elementschicht im Inneren des Motors zugewiesen. Bei Drehzahl 0 wird die Verlustleistung gelöscht.</p> 	<p><code>vservomotor_pv,nv,n,M,eta,cs, l,r,e</code></p> <ul style="list-style-type: none"> <li><code>nv</code> Komponentename des Vorschubservomotors</li> <li><code>n</code> Drehzahl in U/min</li> <li><code>M</code> Drehmoment in Nm</li> <li><code>eta</code> Wirkungsgrad</li> <li><code>cs</code> Nummer des Koordinatensystems</li> <li><code>l</code> Länge des Motorgehäuses</li> <li><code>r</code> Radius zu den Elementen der Verlustleistung</li> <li><code>e</code> Breite dieser Elemente</li> </ul> <p><code>vservomotor_pv','vservomotor-01',1000,55,0.85,11,470e-3,39E-03,57.25E-03</code></p>
<p><b>Zustandsabhängige Konvektion</b> In Abhängigkeit vom Bewegungszustand und der Orientierung einer Fläche wird dieser eine Konvektionsfunktion zugewiesen. Für unterschiedliche Fluidgeschwindigkeiten und Flächenabmessungen sind mehrere Funktionen definiert.</p> 	<p><code>a_fho.apdl</code></p> <ul style="list-style-type: none"> <li><code>a_fhu.apdl</code></li> <li><code>a_fv.apdl</code></li> <li><code>a_rotzyl.apdl</code></li> <li><code>a_rzylp.apdl</code></li> </ul> <p>Vor Einbindung der Funktion wird eine Fluidtemperatur <i>TFLUID</i> festgelegt.</p>

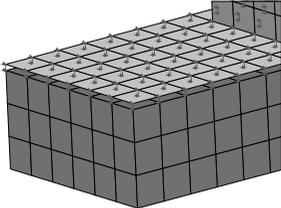
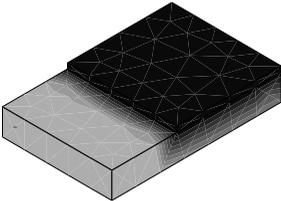
Fortsetzung auf nächster Seite

Benennung und Beschreibung Abbildung	Aufruf und Parameter
<p><b>Komponente erzeugen</b></p> <p>Die ausgewählten Volumen und Elemente werden zu einer Gruppe zusammengefasst und mit einem Komponentennamen und einer aufsteigenden Nummer versehen. Notwendig für die Erzeugung eigener Komponenten wie beispielsweise Gestelle.</p>	<p>setzekompname,name</p> <p>name Name der Komponente An den Namen wird eine zweistellige Nummer angefügt.</p> <p>setzekompname,'vservomotor'</p>
 <p>spindelmutter-01 spindelmutter-01v</p>	<p>loeschekompname,name</p> <p>name Name der Komponente</p> <p>loeschekompname,'vservomotor-02'</p>
 <p>spindelmutter-01 spindelmutter-01v</p>	<p><b>Eigenschaften Mineralguss</b></p> <p>Weist einer Komponente die thermischen Eigenschaften von Mineralguss zu.</p> <p><math>\rho = 2400 \text{ kg/m}^3</math>  <math>c_p = 730 \text{ J/(kg} \cdot \text{K)}</math>  <math>\lambda = 2,9 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}</math></p> <p>setze_mineralguss,'gestell-01'</p>
 <p>MP_MAT_Mineralguss</p>	

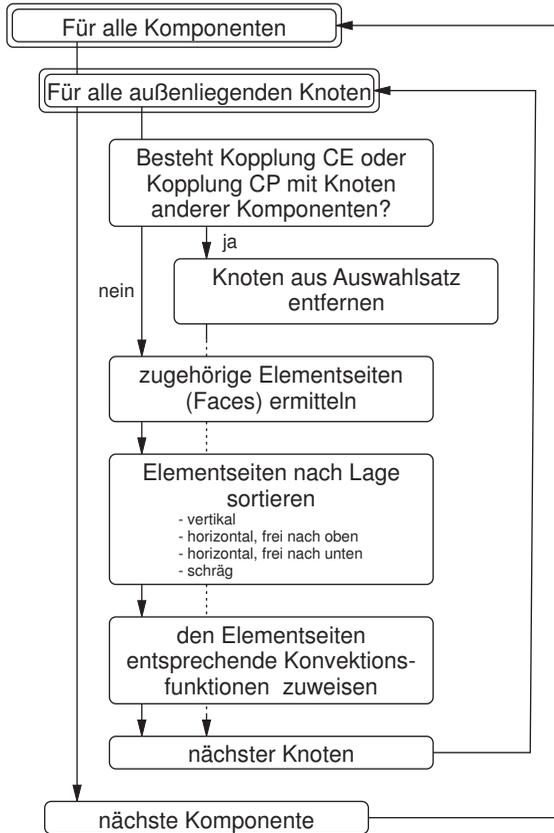
Fortsetzung auf nächster Seite

Benennung und Beschreibung Abbildung	Aufruf und Parameter
<p><b>Eigenschaften Stahl</b></p> <p>Weist einer Komponente die thermischen Eigenschaften von Stahl zu.</p> <p>MP, MAT, Stahl</p> 	<p>setze_stahl,name</p> <p><math>\rho = 7850 \text{ kg/m}^3</math>  <math>c_p = 430 \text{ J/(kg} \cdot \text{K)}</math>  <math>\lambda = 54 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}</math></p> <p>setze_stahl,'wf_schienen_paarw-01'</p>
<p><b>Eigenschaften Guss</b></p> <p>Weist einer Komponente die thermischen Eigenschaften von Guss zu.</p> <p>MP, MAT, Guss</p> 	<p>setze_guss,name</p> <p><math>\rho = 7200 \text{ kg/m}^3</math>  <math>c_p = 460 \text{ J/(kg} \cdot \text{K)}</math>  <math>\lambda = 26,8 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}</math></p> <p>setze_guss,'lager_krs_u-01'</p>
<p><b>Kühlung Motorspindel</b></p> <p>An einer Motorspindel werden Fluid-Elemente für einen Kühlmantel generiert. Parameter zu den Strömungskanaleigenschaften werden im UP modifiziert.</p> 	<p>spindel_kuehlung,a1,a2,a3,a4, a5,m,cp,T</p> <p>a1-a5 geometrische Parameter der Motorspindel  m Massenstrom in kg/s  cp Spezifische Wärmekapazität der Kühflüssigkeit in J/(kg · K)  T Eintrittstemperatur der Kühflüssigkeit</p> <p>spindel_kuehlung,768e-3,230e-3,280e-3,(152e-3)/2,152e-3,0.17,4000,22</p>

Fortsetzung auf nächster Seite

Benennung und Beschreibung Abbildung	Aufruf und Parameter
<p><b>Überflutung KSS</b></p> <p>Eine Fläche wird mit einer konvektiven Randbedingung beaufschlagt, die den Einfluss von Kühlschmierstoff (KSS) berücksichtigt.</p> 	<p>ueberflutung,fnr,T,v,vx,vy,vz</p> <p>fnr Nummer der Fläche für KSS-Benennung  T Temperatur des KSS  v Strömungsgeschwindigkeit in m/s  vx Richtungsvektor  vy für Visualisierung  vz</p> <p>ueberflutung,3,22,0.1,0,1,0</p>
<p><b>Zerspanungswärme</b></p> <p>Eine Fläche wird mit einer konvektiven Randbedingung beaufschlagt, die den Einfluss durch die Wärme bei spanender Bearbeitung berücksichtigt.</p> 	<p>zerspanungswaerme.apdl</p> <p>Die Parameter für die Zerspanung werden im UP selbst definiert. Es werden keine weiteren Parameter übergeben.</p>

## A.2 Schema zur automatischen Zuweisung der Konvektionsart



### A.3 Berechnung der Wärmedurchgangszahlen für den Demonstrator

#### A.3.1 Wälzlager im Festlager des Kugelgewindetriebes

Lagerauswahl: Kegelrollenlager, ähnlich FAG 30312A

Daten des Wälzlagers

$$d_a = 110 \text{ mm}$$

$$d_i = 50 \text{ mm}$$

$$b = 27 \text{ mm}$$

$$d_w = 12,5 \text{ mm}$$

Berechnung der Drehzahl

$$h_{Sp} = 20 \text{ mm}$$

$$v_{f1} = 10.000 \frac{\text{mm}}{\text{min}}$$

$$v_{f2} = 3.000 \frac{\text{mm}}{\text{min}}$$

$$n = \frac{v_f}{h_{Sp}}$$

$$n_1 = 500 \text{ min}^{-1}$$

$$n_2 = 150 \text{ min}^{-1}$$

$$n_0 = 4 \text{ min}^{-1}$$

Umfangsgeschwindigkeit

$$v_{u1} = 1,64 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$v_u = \frac{(d_i + d_w) \cdot n}{19099}$$

$$v_{u2} = 0,49 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$v_{u0} = 0,01 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Wärmedurchgangszahl Wälzkörper

$$k_i = \frac{1}{2400} \sqrt{14 + 2 \ln v_u - 2 \ln d_w} \cdot d_w^2$$

$$k_{i1} = 0,205 \frac{\text{W}}{\text{K}}$$

$$k_{i2} = 0,179 \frac{\text{W}}{\text{K}}$$

$$k_{i0} = 0,034 \frac{\text{W}}{\text{K}}$$

Anzahl der tragenden Wälzkörper

$$z_i = 13$$

Wärmedurchgangszahl des Lagers

$$k = z_i \cdot k_i$$

$$k_1 = 2,7 \frac{\text{W}}{\text{K}}$$

$$k_2 = 2,3 \frac{\text{W}}{\text{K}}$$

$$k_0 = 0,4 \frac{\text{W}}{\text{K}}$$

Stärke der Elementschicht im FE-Modell

$$s = \frac{d_a - d_i}{3}$$

$$s = 20 \text{ mm}$$

$$d_{sa} = d_a - s_e$$

$$d_{sa} = 90 \text{ mm}$$

$$d_{si} = d_i + s_e$$

$$d_{si} = 70 \text{ mm}$$

Wärmeleitwert durch die Schicht

$$\lambda_{L,r} = \frac{k \cdot \ln \frac{d_{sa}}{d_{si}}}{2\pi \cdot b}$$

$$\lambda_{L,r1} = 4,0 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

$$\lambda_{L,r2} = 3,4 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

$$\lambda_{L,r0} = 0,7 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

### A.3.2 Wälzlager im Loslager des Kugelgewindetriebes

Lagerauswahl: Nadellager

Daten des Wälzlagers

$$\begin{aligned}
 d_a &= 60 \text{ mm} & d_i &= 50 \text{ mm} & b &= 30 \text{ mm} \\
 d_w &= 3 \text{ mm} \\
 n_1 &= 500 \text{ min}^{-1} & n_2 &= 150 \text{ min}^{-1} & n_0 &= 4 \text{ min}^{-1} \\
 v_{u1} &= 1,39 \frac{\text{m}}{\text{s}} & v_{u2} &= 0,42 \frac{\text{m}}{\text{s}} & v_{u0} &= 0,01 \frac{\text{m}}{\text{s}} \\
 k_{i1} &= 0,013 \frac{\text{W}}{\text{K}} & k_{i2} &= 0,012 \frac{\text{W}}{\text{K}} & k_{i0} &= 0,006 \frac{\text{W}}{\text{K}} \\
 z_t &= 9 \\
 k_1 &= 0,12 \frac{\text{W}}{\text{K}} & k_2 &= 0,11 \frac{\text{W}}{\text{K}} & k_0 &= 0,06 \frac{\text{W}}{\text{K}} \\
 s &= 3,3 \text{ mm} & d_{sa} &= 56,7 \text{ mm} & d_{si} &= 53,3 \text{ mm} \\
 \lambda_{L,r1} &= 0,04 \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}} & \lambda_{L,r2} &= 0,04 \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}} & \lambda_{L,r0} &= 0,02 \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}
 \end{aligned}$$

### A.3.3 Paarung Spindelmutter – Gewindespindel des Kugelgewindetriebes

Daten der Spindelmutter / Gewindespindel

$$\begin{aligned}
 d_a &= 56 \text{ mm} & d_i &= 44 \text{ mm} & b &= 150 \text{ mm} \\
 d_w &= 6 \text{ mm} \\
 n_1 &= 500 \text{ min}^{-1} & n_2 &= 150 \text{ min}^{-1} & n_0 &= 4 \text{ min}^{-1} \\
 v_{u1} &= 1,31 \frac{\text{m}}{\text{s}} & v_{u2} &= 0,39 \frac{\text{m}}{\text{s}} & v_{u0} &= 0,01 \frac{\text{m}}{\text{s}} \\
 k_{i1} &= 0,050 \frac{\text{W}}{\text{K}} & k_{i2} &= 0,044 \frac{\text{W}}{\text{K}} & k_{i0} &= 0,017 \frac{\text{W}}{\text{K}} \\
 z_t &= 78 \\
 k_1 &= 3,9 \frac{\text{W}}{\text{K}} & k_2 &= 3,4 \frac{\text{W}}{\text{K}} & k_0 &= 1,3 \frac{\text{W}}{\text{K}} \\
 k &= \frac{\lambda}{s} \cdot A
 \end{aligned}$$

Länge des kürzesten Wärmeleitelementes im Modell:

$$s = 5 \text{ mm}$$

Angenommene Überdeckungsfläche zwischen Spindelmutter und Gewindespindel:

$$A = 23.500 \text{ mm}^2$$
$$\lambda_{L,\dot{\varphi}} = k \cdot \frac{s}{A}$$
$$\lambda_{L,\dot{\varphi}1} = 0,82 \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}} \quad \lambda_{L,\dot{\varphi}2} = 0,73 \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}} \quad \lambda_{L,\dot{\varphi}0} = 0,28 \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}$$

Der Vergleich der Wärmedurchgangszahlen von Gewindetrieb und Wälzlager (Festlagerseite) zeigt, dass trotz deutlich höherer Anzahl an Wälzkörpern der Wert für die Paarung Spindelmutter–Gewindespindel zu niedrig ausfällt. Die Belastungsverhältnisse sind ähnlich. Es wird eine Annahme für den Wärmeleitwert des Gewindetriebes getroffen:

$$\lambda_{L,\dot{\varphi}M} = 10 \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}$$

Die spezifischen Wärmeleitfähigkeiten der Wärmeleit-Elemente werden für jedes Element im Modell nochmals normiert, um den Einfluss der unterschiedlichen Längen zwischen Knoten der Spindelmutter und Knoten der Gewindespindel nicht wirksam werden zu lassen.

## A.4 Simulationsskript des Demonstrators

```

! Werkzeugmaschine Demonstrator z-Achse / Tischbaugruppe
FINISH $ /CLEAR
/PSEARCH,library
/TITLE,library\Demonstrator_tischbaugruppe2d7.apdl
/prep7
! ==== Nutzerparameter =====
PosZ = 570e-3 ! Positionsangabe für z-Achse (Position Tisch), 0<=PosZ<=570
! =====
! ==== Geometrie erzeugen
/INP,library\demonstrator_gestell_z_achse.apdl ! Gestell für Tischbaugruppe erzeugen

csys,0 $ clocal,11,cart,340e-3+190e-3/2,650e-3-280e-3+60e-3+(190e-3/2),-60e-3-470e-3
vservomotor,470e-3,190e-3,190e-3,39e-3,70e-3 ! Vorschubservomotor erzeugen

csys,0 $ clocal,12,cart,830e-3/2,650e-3,-1620e-3-60e-3
wf_schiene_paarw,65,1620e-3-30e-3,830e-3-63e-3,105e-3 ! == 2 Waelzfuehrungsschienen erzeugen

csys,0 $ clocal,13,cart,830e-3/2,650e-3-280e-3+370e-3+105e-3,-1670e-3+(1000e-3/2)+PosZ
mtisch_b,1000e-3,1400e-3,105e-3,830e-3-63e-3,170e-3,3 ! == Maschinentisch erzeugen

csys,0 $ clocal,13,cart,830e-3/2,650e-3-280e-3+370e-3,-1670e-3+(1000e-3/2)+PosZ
wf_wagen_4st_mod,65,830e-3-63e-3,1000e-3-200e-3 ! == 4 Fuehrungswagen erzeugen

csys,0 $ clocal,14,cart,340e-3+190e-3/2,650e-3-280e-3+60e-3+(190e-3/2),-60e-3-470e-3-140e-3
clocal,14,cart,0,0,0,0,0,180
kugelrollspindel_b,50e-3,1200e-3 ! Kugelrollspindel

csys,0 $ clocal,15,cart,340e-3+190e-3/2,650e-3-280e-3+60e-3+(190e-3/2),-60e-3-470e-3-280e-3+20e-3
waelzlager,50e-3,110e-3,27e-3 ! Wälzlager 1 (Festlager) erzeugen

clocal,16,cart,,27e-3
waelzlager,50e-3,110e-3,27e-3 ! Wälzlager 2 (Festlager) erzeugen

csys,0 $ clocal,17,cart,340e-3+190e-3/2,650e-3-280e-3+60e-3,-60e-3-470e-3-70e-3
lager_krs_i_mod,39e-3*2,190e-3/2,190e-3,190e-3,70e-3 ! Festlagerung Kugelrollspindel - an Motorseite
clocal,18,cart,,-280e-3+70e-3
lager_krs_i_mod2,110e-3,190e-3/2,190e-3,190e-3,100e-3 ! Festlagerung Kugelrollspindel - Gewindetriebs.
csys,0 $ clocal,19,cart,340e-3+190e-3/2,650e-3-280e-3,-60e-3-470e-3-70e-3-280e-3+70e-3 $ WPCSYS,-1
lager_krs_i_mod3,280e-3,190e-3,60e-3,100e-3,70e-3 ! Festlagerung Kugelrollspindel (Unterseite)
! Festlager zusammenbauen (Nodes + Keypoints verschmelzen)
/UIS,MSGPOP,3 $ cmsel,s,lager_krs_i-01 $ cmsel,a,lager_krs_i-02 $ cmsel,a,lager_krs_i-03 $ nsle,s,1
nummrg,node $ ksln,s $ nummrg,kp $ /UIS,MSGPOP,2

csys,0 $ clocal,20,cart,340e-3+190e-3/2,650e-3-280e-3+60e-3+(190e-3/2),-1670e-3+60e-3-80e-3+PosZ
spindelmutter,55e-3,75e-3,150e-3,40e-3 ! Spindelmutter

csys,0 $ clocal,21,cart,340e-3+190e-3/2,650e-3-280e-3,-1900e-3+50e-3
lager_krs_i_mod4,60e-3,190e-3/2+60e-3,250e-3,150e-3,42e-3 ! Loslagerung KGT fuer Waelzlager D=60mm

csys,0 $ clocal,22,cart,340e-3+190e-3/2,650e-3-280e-3+190e-3/2+60e-3,-1900e-3+55e-3
waelzlager,50e-3,60e-3,30e-3 ! Wälzlager 1 (Loslager) erzeugen

csys,0 $ clocal,23,cart,340e-3+190e-3/2,650e-3-280e-3+190e-3/2+60e-3,-1670e-3+60e-3+PosZ,0,0,180
/INP,library\demonstrator_mutternhalterung.apdl ! Mutternhalterung

allsel

!==== Materialeigenschaften setzen =====
setze_guss,'gestell-01' ! setze_mineralguss,'gestell-01' $
setze_stahl,'mtisch-b-01' $ setze_stahl,'vservomotor-01' $ setze_stahl,'waelzlager-01'
setze_stahl,'waelzlager-02' $ setze_stahl,'wf_schiene_paarw-01' $ setze_stahl,'wf_wagen_4st-01'
setze_stahl,'spindelmutter-01' $ setze_stahl,'kugelrollspindel_b-01' $ setze_stahl,'lager_krs_i-01'

```

```

setze_stahl,'lager_krs_i-02' $ setze_stahl,'lager_krs_i-03' $ setze_stahl,'lager_krs_i-04'
setze_stahl,'mutternhalterung-01'

!=== Komponenten verbinden (Fugen oder Direktkopplung) =====
! Fuge: 'vservomotor-01' mit 'lager_krs_i-01'
esel,none $ csys,11 $ cmsel,s,vservomotor-01 $ cmsel,a,lager_krs_i-01 ! El. der beteiligten Komp. gew.
nsle,s $ nsel,r,loc,z,0 ! Knoten in Fugenebene wählen
esln,r ! Elemente re-selektieren (begrenzen auf die Elemente an Fugenebene, die also
! durch die gewählten Knoten charakterisiert werden, eine Art Filter)
cmsel,u,vservomotor-01 ! Lager: 39 Knoten, Servomotor: 41 Knoten
nsle,u ! Knoten der aktuellen Elementauswahl abwählen
clocal,24,cylin
nsel,u,loc,x,0,39e-3/2 ! knoten auf radius r=0 bis 39-e3
koppl_fuge_eben,4000
csdele,24

! Fuge: 'waelzlager-01' mit 'lager_krs_i-02' (rotatorisch)
! Fuge: 'waelzlager-02' mit 'lager_krs_i-02' (rotatorisch)
! vorher Knoten zwischen den Walzlagern am Aussenring verschmelzen
CSYS,16 $ CLOCAL,24,CYLIN $ CMSEL,S,waelzlager-01 $ CMSEL,A,waelzlager-02 $ NSLE,S
NSEL,R,LOC,X,110e-3/2
/UIS,MSGPOP,3 $ NUMMRG,NODE $ NUMMRG,KP $ /UIS,MSGPOP,2 $ CSDELE,24
cmsel,s,lager_krs_i-02 ! wird gewählt wegen Wärmeleitwert
koppl_fuge_zyindr1,4000 ! waelzlager-01
koppl_fuge_zyindr2,4000 ! waelzlager-02

! Fuge: 'waelzlager-03' mit 'lager_krs_i-04' (rotatorisch)
cmsel,s,lager_krs_i-04 ! wird gewählt wegen Wärmeleitwert
koppl_fuge_zyindr3,4000 ! koppl_fuge_zyindr,4000 ! waelzlager-03

! Fuge: 'kugelrollspindel_b-01' mit 'waelzlager-03' (rotatorisch)
cmsel,s,waelzlager-03 ! wird gewählt wegen Wärmeleitwert
koppl_fuge_zyindr3b,4000

! Fuge: 'kugelrollspindel_b-01' mit 'waelzlager-01' (rotatorisch)
! Fuge: 'kugelrollspindel_b-01' mit 'waelzlager-02' (rotatorisch)
! vorher Knoten zwischen den Walzlagern am Innenring verschmelzen
CSYS,16 $ CLOCAL,24,CYLIN $ CMSEL,S,waelzlager-01 $ CMSEL,A,waelzlager-02 $ NSLE,S $ NSEL,R,LOC,X,50e-3/2
/UIS,MSGPOP,3 $ NUMMRG,NODE $ NUMMRG,KP $ /UIS,MSGPOP,2 $ CSDELE,24
cmsel,s,waelzlager-01
koppl_fuge_zyindr1b,4000 ! waelzlager-01 mit kugelrollspindel_b-01
cmsel,s,waelzlager-02
koppl_fuge_zyindr2b,4000 ! waelzlager-02 mit kugelrollspindel_b-01

! Fuge spindelmutter-01 mutternhalterung-01
! => Möglichkeit A: zylindrische Fuge, wenn Spindelmutter in Halterung eingepresst
! Möglichkeit B: ebene Fuge, da Spindelmutter einseitig über Bund angeflanscht wird (8 Schrauben)
cmsel,s,mutternhalterung-01
koppl_fuge_zyindr4,4000 ! koppl_fuge_zyindr,4000 ! mutternhalterung-01 mit spindelmutter-01

! Fuge: 'wf_wagen_4st-01' mit 'mtisch_b-01'
cmsel,s,mtisch_b-01 $ cmsel,a,wf_wagen_4st-01
csys,13 $ nsle,s $ nsel,r,loc,y,0,130e-3 $ nsel,r,loc,z,-400e-3,400e-3
nsel,u,loc,z,-400e-3+300e-3,400e-3-260e-3 $ nsel,u,loc,x,480e-3,800e-3
nsel,u,loc,x,-480e-3,-800e-3 $ nsel,u,loc,x,-200e-3,200e-3 $ /replot
esln,s,1 $ nsle,u
koppl_fuge_eben,4000

! Fuge: 'mutternhalterung-01' mit 'mtisch_b-01' -> direkte Kopplung da angeschweisst
cmsel,s,mtisch_b-01 $ cmsel,a,mutternhalterung-01 $ nsle,s $ csys,23 ! Knoten eingrenzen
nsel,r,loc,x,-135e-3/2-15e-3,135e-3/2+55e-3 ! Mutternhalterung 135 breit
nsel,r,loc,y,120e-3/2+155e-3,120e-3/2+155e-3+105e-3 ! Mutternhalterung hoch
nsel,r,loc,z,70e-3,-200e-3-50e-3 ! Mutternhalterung oberer Teil tief
esln,s,1 ! Elemente von mtisch_b-01
nsle,u ! Knoten von mutternhalterung-01 bleiben übrig
CEINTF,,TEMP

```

```

! Fuge: 'lager_krs_i-03' mit 'gestell-01'
esel,none $ cmsel,s,lager_krs_i-03 $ cmsel,a,gestell-01 $ nsle,s
csys,19 $ nsel,r,loc,y,0,60e-3 $ nsel,r,loc,x,-190e-3/2-50e-3,190e-3/2+70e-3
nsel,r,loc,z,120e-3,280e-3+30e-3 $ esln,s,1 $ nsle,u
koppl_fuge_eben,4000
esel,none $ cmsel,s,lager_krs_i-03 $ cmsel,a,gestell-01 $ nsle,s
csys,19 $ nsel,r,loc,y,0,60e-3 $ nsel,r,loc,x,-190e-3/2-50e-3,190e-3/2+70e-3
nsel,r,loc,z,-70e-3,70e-3 $ esln,s,1 $ nsle,u
koppl_fuge_eben,4000

! Fuge: 'wf_schiene_paarw-01' mit 'gestell-01'
cmsel,s,wf_schiene_paarw-01 $ cmsel,a,gestell-01 $ nsle,s
csys,12 $ nsel,r,loc,z,0,1620e-3-30e-3 $ nsel,r,loc,y,0,60e-3 $ nsel,r,loc,x,(-830e-3)/2,(830e-3)/2
nsel,u,loc,x,(-830e-3+63e-3+70e-3)/2,(830e-3-63e-3-70e-3)/2
nsel,r,loc,z,1620e-3-30e-3-350e-3,1620e-3-30e-3
esln,s,1 $ nsle,u
koppl_fuge_eben,4000
cmsel,s,wf_schiene_paarw-01 $ cmsel,a,gestell-01 $ nsle,s
csys,12 $ nsel,r,loc,z,0,1620e-3-30e-3 $ nsel,r,loc,y,0,60e-3 $ nsel,r,loc,x,(-830e-3)/2,(830e-3)/2
nsel,u,loc,x,(-830e-3+63e-3+70e-3)/2,(830e-3-63e-3-70e-3)/2
nsel,r,loc,z,1620e-3-30e-3-900e-3,1620e-3-30e-3-400e-3
esln,s,1 $ nsle,u
koppl_fuge_eben,4000
cmsel,s,wf_schiene_paarw-01 $ cmsel,a,gestell-01 $ nsle,s
csys,12 $ nsel,r,loc,z,0,1620e-3-30e-3 $ nsel,r,loc,y,0,60e-3 $ nsel,r,loc,x,(-830e-3)/2,(830e-3)/2
nsel,u,loc,x,(-830e-3+63e-3+70e-3)/2,(830e-3-63e-3-70e-3)/2
nsel,r,loc,z,0e-3-30e-3,1620e-3-30e-3-900e-3
esln,s,1 $ nsle,u
koppl_fuge_eben,4000

! Fuge: 'lager_krs_i-04' mit 'gestell-01'
esel,none $ cmsel,s,lager_krs_i-04 $ cmsel,a,gestell-01 $ nsle,s
csys,21 $ nsel,r,loc,y,0e-3,60e-3 $ nsel,r,loc,x,-150e-3/2-40e-3,150e-3/2+70e-3
nsel,r,loc,z,-10e-3,120e-3 $ esln,s,1 $ nsle,u
koppl_fuge_eben,4000

! Fuge: 'wf_wagen_4st-01' mit 'wf_schiene_paarw-01' -
! Kopplung seitlich, wo auch die Wälzkörper die Führungsschiene berühren
cmsel,s,wf_wagen_4st-01 $ cmsel,a,wf_schiene_paarw-01 $ nsle,s
csys,13 $ nsel,r,loc,z,-450e-3,420e-3 $ nsel,u,loc,z,-200e-3,190e-3 $ nsel,r,loc,y,-10e-3,-100e-3
nsel,u,loc,x,-400e-3,400e-3 $ esln,s,1 $ cmsel,r,wf_wagen_4st-01 $ nsle,u
koppl_fuge_eben,4000 ! trennen nach "auSSerer"
cmsel,s,wf_wagen_4st-01 $ cmsel,a,wf_schiene_paarw-01 $ nsle,s
csys,13 $ nsel,r,loc,z,-450e-3,420e-3 $ nsel,u,loc,z,-200e-3,190e-3 $ nsel,r,loc,y,-10e-3,-100e-3
nsel,r,loc,x,-400e-3,400e-3 $ esln,s,1 $ cmsel,r,wf_wagen_4st-01 $ nsle,u
koppl_fuge_eben,4000 ! und "innerer" Fuge

! Bewegung: 'kugelrollspindel_b-01' mit 'spindelmutter-01'
! === Kopplung und Bewegung für Spindelmutter/Kugelrollspindel definieren,
! Spindelmutter ca. 150 lang, d=50 (für Berührungsfläche), pi*d*L=23560mm^2
koppl_spm_autom,'spindelmutter-01','kugelrollspindel_b-01',23550e-6,200e-3,1100e-3

! Materialblock (3 aufeinanderfolgende Materialien) def. für Bewegungszust. der Spindelm. (3 Zustände)
MP,DENS,505,7.85e3 ! Material 1 für Verbindung bei Bewegung
MP,C,505,1e-2
MP,KXX,505,0.8
MP,DENS,506,1e-2 $ MP,C,506,1e-2 $ MP,KXX,506,10 ! Material 2 für bei Stillstand
MP,DENS,507,1e-2 $ MP,C,507,1e-2 $ MP,KXX,507,1e-2 ! Material 3 für keine Verbindung (bei Stillstand)
koppl_spm_mod,'koppl_spm-01',505

!=== Bewegungsanalyse für Tischbewegung
! - Rotation Vorschubmotor
! - Rotation Kugelrollspindel
! - Rotation Wälzlager 1 => Ersatzwärmeleitwerte berechnen und als Materialien definieren
waelzlager_eschicht_prep,'waelzlager-01',50e-3,110e-3,27e-3,4,600 !4 U/min für Stillstand

```

```

waelzlager_eschicht_prep,'waelzlager-01',50e-3,110e-3,27e-3,500,601 !500 U/min = 10.000 mm/min v_f
waelzlager_eschicht_prep,'waelzlager-01',50e-3,110e-3,27e-3,150,602 !150 U/min = 3.000 mm/min v_f
! - Rotation Wälzlager 2 => identisch mit waelzlager-01
! - Rotation Wälzlager 3
waelzlager_eschicht_prep2,'waelzlager-03',50e-3,60e-3,30e-3,10,603 !10 U/min für Stillstand
waelzlager_eschicht_prep2,'waelzlager-03',50e-3,60e-3,30e-3,500,604 !500 U/min = 10.000 mm/min v_f
waelzlager_eschicht_prep2,'waelzlager-03',50e-3,60e-3,30e-3,150,605 !150 U/min = 3.000 mm/min v_f
! - Linearbewegung Tisch + Spindelmutter
! - Linearbewegung 4 Führungswagen

!=== konvektive Randbedingungen vorbereiten (Funktionen als "tables" definieren)
TFLUID=28.5
! freie Konvektion
/INP,library\demonstrator_vmotor_konv,apdl ! Konvektion an Motorausenseiten (frei) => %a_fv1%,
! %a_ho1%, %a_fhu1%
/INP,library\demonstrator_lager_krs_i_konv,apdl ! Konvektion an "Lagerbock" (frei) => %a_fv2%, %a_fho2%
/INP,library\demonstrator_gestell_konv,apdl ! Konvektion an Gestell (frei) => %a_fv3%, %a_fho3%
! erzwungene Konvektion
/INP,library\demonstrator_mtisch_konv,apdl ! Linearbewegung Tisch, konvektiver Wärmeübergang
! => %a_e1% %a_e2% (langsam, schnell)
/INP,library\demonstrator_mutternhalterung_konv,apdl ! Konvektion an Mutternhalterung
! => %a_e3% %a_e4% (langsam, schnell)
/INP,library\demonstrator_gewindespindel_konv,apdl ! Konvektion an rotierender Kugelrollspindel
! => %a_e5% %a_e6% (langsam, schnell)

ALLSEL
SAVE,,,MODEL

! ===== SOLUTION =====

FINISH
! === Konfigurationsoptionen u.a. für den Solver ===
/CONFIG,NRES,2000 ! max. Anzahl an Solution Steps, abhängig von Zyklen (
! Voreinstellung 1000 -> 600 x 2 = 1200)

/SOLU
/UIS,MSGPOP,3
! === Unterseite des Maschinenbettes mit 27 Grad festlegen
csys,0
NSEL,S,LOC,Y,0 ! Maschinenbett Unterseite
D,ALL,TEMP,27
/INP,library\demonstrator_konstante_konvektion_zuweisen,apdl

ANTYPE,TRANS
TUNIF,TFLUID ! Einheitliche Temperatur auf Umgebungstemp. setzen
AUTOTS,ON !
KBC,1 !
OUTRES,NSOL,LAST ! kleinere .RTH Datei, nur Ergebnisse vom letzten Substep eines jeden Loadsteps,
! nur Knotenlösungen
TINTP,,,1.0 !

! === Bewegungszyklus
hspind = 20e-3 ! Spindelsteigung
dtbew1=200/(10000/60)*1.2 ! t = s/v; Zugabe 20% für Beschleunigung/Verzögerung
dtbew2=330/(3000/60)*1.2
timint,off
taktuell=1e-6
time,taktuell

allsel
solve

timint,on
DELTIM,1,0.5,10,OFF

*DO,zyklus,1,600

```

```

! Bewegung 1 - zurück+hin, Wärmelasten - Zyklus beginnt in der Mitte
v_f = 10000 ! mm/min
nmotor=(v_f/1000)/hspind ! Rotation Motor, Wärmelast, Motordrehzahl in U/min n = v_f/h,
vservomotor_pv, 'vservomotor-01', nmotor, 30, 0.9, 11, 470e-3, 3.9E-02, 5.725E-02

nwaelzl=nmotor ! Rotation Wälzlager, Wärmelast
waelzlager_eschicht_solu, 'waelzlager-01', 50e-3, 110e-3, 27e-3, 15, nwaelzl, 601, 1
waelzlager_eschicht_solu, 'waelzlager-02', 50e-3, 110e-3, 27e-3, 16, nwaelzl, 601, 1
waelzlager_eschicht_solu2, 'waelzlager-03', 50e-3, 60e-3, 30e-3, 22, nwaelzl, 604, 1

! Rotation und Linearbewegung Spindelmutter, Wärmelast
bewegung_spm_mod, 'spindelmutter-01', v_f/1000, 40e-3, 240e-3, 65, 505

! Bewegung 1 - konvektive Randbedingungen
/INP, library\demonstrator_konvektion_bewegung1c2, apdl ! prüft auf v_f und weist
! dementsprechend die Konvektionsfunktionen (erzwungen) zu
taktuell=taktuell+2*dtbew1 $ time, taktuell
allsel
solve

! Bewegung 2 - hin+zurück, Wärmelasten
v_f = 3000 ! mm/min
nmotor=(v_f/1000)/hspind ! Rotation Motor, Wärmelast, Motordrehzahl in U/min n = v_f/h,
vservomotor_pv, 'vservomotor-01', nmotor, 30, 0.9, 11, 470e-3, 3.9E-02, 5.725E-02

nwaelzl=nmotor ! Rotation Wälzlager, Wärmelast
waelzlager_eschicht_solu, 'waelzlager-01', 50e-3, 110e-3, 27e-3, 15, nwaelzl, 602, 1
waelzlager_eschicht_solu, 'waelzlager-02', 50e-3, 110e-3, 27e-3, 16, nwaelzl, 602, 1
waelzlager_eschicht_solu2, 'waelzlager-03', 50e-3, 60e-3, 30e-3, 22, nwaelzl, 605, 1

! Rotation und Linearbewegung Spindelmutter, Wärmelast
bewegung_spm_mod, 'spindelmutter-01', 30, 240e-3, 570e-3, 15, 505

! Bewegung 2 - konvektive Randbedingungen
/INP, library\demonstrator_konvektion_bewegung1c2, apdl

taktuell=taktuell+2*dtbew2 $ time, taktuell
allsel
solve

*ENDDO
SAVE
! ===== POST =====
FINISH
/eof

```

## A.5 Beispiel zur Definition der Funktion einer konvektiven Randbedingung

Die Definition eines temperaturabhängigen funktionalen Zusammenhangs geschieht in Ansys in zwei Schritten. In Schritt eins wird mit dem Formeleditor eine Funktion für den Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_{konv}$  in Abhängigkeit von der Temperatur gebildet. Dabei ist es zulässig, Berechnungsterme zu zwischengespeicherten Variablen zusammenzufassen (im Beispiel M0 - M8). Der Freiheitsgrad Temperatur, der für die Berechnung des lokalen Wärmeübergangskoeffizienten während des Lösungsschrittes notwendig ist, wird als Schlüsselwort *TEMP* in geschweiften Klammern in den Funktionstermen eingesetzt. Nachfolgend ein beispielhafter Ausschnitt der Ausgabe einer abgespeicherten Funktion:

```
! Erzwungene Konvektion an horizontalen rotierenden Zylindern
Function Type: single equation
Result: alpha_rotzyl
result={M0}*{M2}/DZYL
{M0}=0.11*({M6}*(0.5*{M7}^2+{M5}))^(0.35)           ! Nu_erzw_rot_Zyl
{M2}=(0.0728*(TFLUID+{TEMP})/2+24.219)*10^-3        ! lambda_Luft
{M5}=(9.81*0.00343*ABS(TFLUID-{TEMP})*(3.1415*DZYL)^3)/(1.538*10^-5)^2) ! Gr.Luft_const
{M6}=0.717                                           ! Pr.Luft(20degC)
{M7}=3.1415*DZYL*DREHZ/60*DZYL/{M8}                ! Reynoldszahl
{M8}=(0.9793*T+134.24)*10^-7                        ! kinem. Viskositaet von Luft
! DZYL = Durchmesser des Zylinders
! DREHZ = Drehzahl des Zylinders in U/min
! TFLUID = Temperatur der Luft
```

In Schritt zwei wird diese Funktionsdefinition (*dateiname.func*) eingelesen. Es wird ein Name für die Konvektionsfunktion vergeben und die definierten Variablen in den Funktionstermen müssen durch den Nutzer mit Werten belegt werden. Ansys definiert darauf ein Array, das die Konvektionsfunktion für die Simulation verfügbar macht. Nachfolgend eine Beispielausgabe zum Array der Konvektionsfunktion.

```
! Funktion: Einbindung eines variablen Waermeuebergangskoeffizienten
(alpha) fuer erzwungene Konvektion an rotierenden Zylindern, TFLUID
wird in uebergeordnetem Skript gesetzt und gilt damit f\"{u}r alle
verschiedenen alpha-Funktionen, Parameter werden hier definiert
```

```
*DEL,_FNCNAME
*DEL,_FNCMTID
*DEL,_FNC_C1
*DEL,_FNC_C2
*DEL,_FNC_C3
*DEL,_FNC_C4
*SET,_FNCNAME,'alprzyp1'
*DIM,_FNC_C1,,1
*DIM,_FNC_C2,,1
*DIM,_FNC_C3,,1
*DIM,_FNC_C4,,1
*SET,_FNC_C1(1),PHI
*SET,_FNC_C2(1),50e-3      ! DZYL
```

```

*SET,_FNC_C3(1),1500      ! DREHZ in U/min
*SET,_FNC_C4(1),TFLUID
! /INPUT,.\library\alpha_rzylp.func
*DIM,_FNCNAME%,TABLE,6,72,1
!! Begin of equation:
*SET,_FNCNAME%(0,0,1), 0.0, -999
*SET,_FNCNAME%(2,0,1), 0.0
*SET,_FNCNAME%(3,0,1), %FNC_C1(1)%
*SET,_FNCNAME%(4,0,1), %FNC_C2(1)%
*SET,_FNCNAME%(5,0,1), %FNC_C3(1)%
*SET,_FNCNAME%(6,0,1), %FNC_C4(1)%
*SET,_FNCNAME%(0,1,1), 1.0, -1, 0, 3.1415, 0, 0, 18
*SET,_FNCNAME%(0,2,1), 0.0, -2, 0, 1, -1, 3, 18
*SET,_FNCNAME%(0,3,1), 0, -1, 0, 1, -2, 3, 19

.
:

*SET,_FNCNAME%(0,70,1), 0.0, -3, 0, 1, -1, 3, -2
*SET,_FNCNAME%(0,71,1), 0.0, -1, 0, 1, -3, 4, 18
*SET,_FNCNAME%(0,72,1), 0.0, 99, 0, 1, -1, 0, 0
! End of equation

```

Über den Name der Funktionsdefinition *alprzyp1* in %-Zeichen (siehe Beginn der Programm-anweisungen) kann die Funktion bei der Definition konvektiver Randbedingungen genutzt werden.

## Lebenslauf

### Persönliche Daten

Name **Gleich Sven**

### Berufsweg

06/2001 – 10/2008	Wissenschaftlicher Mitarbeiter, Technische Universität Chemnitz, Institut für Werkzeugmaschinen und Produktionsprozesse
seit 11/2008	Wissenschaftlicher Mitarbeiter, Fraunhofer Institut für Werkzeugmaschinen und Umformtechnik, Abteilung Werkzeugmaschinen