

TECHNISCHE UNIVERSITÄT MÜNCHEN
Lehrstuhl für
Werkzeugmaschinen und Fertigungstechnik

**Modellierungssystematik zur aufgabenbasierten Beschreibung
des thermoelastischen Verhaltens von Werkzeugmaschinen**

Tobias Maier

Vollständiger Abdruck der von der Fakultät für Maschinenwesen der Technischen Universität München zur Erlangung des akademischen Grades eines

Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)

genehmigten Dissertation.

Vorsitzender: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Karsten Stahl

Prüfer der Dissertation: 1. Univ.-Prof. Dr.-Ing. Michael Zäh
2. Univ.-Prof. Wolfgang Polifke, Ph. D.

Die Dissertation wurde am 23.09.2014 bei der Technischen Universität München eingereicht und durch die Fakultät für Maschinenwesen am 16.02.2015 angenommen.

Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis	V
Abkürzungsverzeichnis	XIII
Symbolverzeichnis	XV
1 Einleitung	1
1.1 Werkzeugmaschinen – zwischen Leistung und Genauigkeit	1
1.2 Thermisches Verhalten von Werkzeugmaschinen	2
1.3 Begriffsklärung und Simulation in der Entwicklung . .	4
1.4 Zielsetzung und Aufbau der Arbeit	6
2 Grundlagen und Stand der Wissenschaft und Technik	9
2.1 Grundlagen der Wärmeübertragung und des thermoelastischen Strukturverhaltens	9
2.1.1 Wärmeübertragung	9
2.1.2 Thermoelastisches Strukturverhalten	13
2.2 Thermoelastisches Verhalten spanender Werkzeugmaschinen	14
2.3 Simulation des thermoelastischen Maschinenverhaltens	17
2.3.1 Begriffsklärung und Übersicht über Simulationsverfahren	17
2.3.2 Simulation auf Basis der FDM	18
2.3.3 Simulation auf Basis der FEM	22
2.4 Handlungsbedarf	34
3 Konzipierung einer aufgabenbasierten Modellierung des thermoelastischen Verhaltens von Werkzeugmaschinen	37
3.1 Anforderungen an die Modellierungssystematik und Eingrenzung des Untersuchungsgebietes	37
3.2 Systematik zur Modellierung	38
4 Erstellung thermischer Modelle auf Basis mechanischer Modelle in der FEM	41
4.1 Vorgehen zur Abbildung von Wärmeleitungsvorgängen auf Basis mechanischer FE-Modelle	41
4.2 Aufbau mechanischer FEM-Modelle	43

4.2.1	Aufbau von Strukturbauteilen	43
4.2.2	Abbildung von Verbindungen im Modell . .	45
4.3	Grundlagen zur Berechnung von Umgebungsrandbedingun- gen	48
4.3.1	Berechnung des konvektiven Wärmeübergangs	48
4.3.2	Berechnung der erzwungenen Konvektion .	49
4.3.3	Berechnung der freien Konvektion	51
4.3.4	Strahlung	56
4.4	Vorgehen zur Transformation ¹ der strukturellen Eigenschaf- ten	57
4.4.1	Transformation ¹ der im FE-Netz abgebildeten Komponenten	57
4.4.2	Transformation der Verbindungselemente .	60
4.5	Vorgehen zur Ermittlung der Umgebungsrandbedingun- gen	60
4.5.1	Außenflächenerkennung des Modells	60
4.5.2	Definition des Wärmeübergangs aus Strahlung	71
4.5.3	Berechnung von Wärmeübergangskoeffizienten für die Konvektion	71
4.6	Umsetzung des Transformationsvorgehens in einer Schnitt- stelle	73
4.6.1	Allgemeines	73
4.6.2	Import des Modells	74
4.6.3	Transformation des Modells	75
4.6.4	Export des Modells	76
4.6.5	Nicht in der Schnittstelle berücksichtigte Eigen- schaften des Modells	77
4.7	Verifikation der Außenflächenerkennung und der Berech- nung der Wärmeübergangskoeffizienten aus freier Konvek- tion	78
4.8	Fazit	81
5	Aufgabenbasierte Ermittlung von Wärmequellen	83
5.1	Vorgehen zur Bestimmung von Wärmequellen	83
5.2	Innere Wärmequellen in Werkzeugmaschinen	85
5.3	Thermische Wirkkette aufgabenabhängiger Wärmequellen	91
5.4	Ableitung der Bewegungsprofile für die einzelnen Achsen	92
5.4.1	Ableitung achsspezifischer Bewegungen . . .	92
5.4.2	Berechnung der zustandsaktuellen Maschinen- struktur	95
5.5	Aufbau des Prozessmoduls	98
5.5.1	Berechnung der Zerspankräfte	98
5.5.2	Berechnung der Prozesswärme	100
5.6	Aufbau des Vorschubachs-Moduls	102

	5.6.1 Modul zur Lastberechnung	102
	5.6.2 Führungs-Modul	104
	5.6.3 Kugelgewindetriebs-Modul	109
	5.6.4 Lager-und Dichtungs-Modul	110
	5.6.5 Motor-Modul	111
5.7	Aufbau des Hauptantriebs-Moduls	113
	5.7.1 Modul zur Lastberechnung	113
	5.7.2 Lager-Modul	116
	5.7.3 Motor-Modul	117
5.8	Übersicht über die Ein- und Ausgangsgrößen des Wärmequellenmodells	118
5.9	Applikation von Wärmequellen im Maschinenmodell	121
	5.9.1 Allgemeines	121
	5.9.2 Modellierungskonzept für bewegte Wärmequellen	123
	5.9.3 Untersuchungen zur Gültigkeit von Wärmequellenverteilungen	128
	5.9.4 Fazit	141
6	Anwendung der Modellierungssystematik	145
6.1	Beschreibung des Untersuchungsgegenstands: Universaldrehzentrum	145
6.2	Transformationsvorgehen vom strukturmechanischen in den thermischen Bereich	147
6.3	Wärmequellenmodell	150
	6.3.1 Aufbau des Wärmequellenmodells für das Universaldrehzentrum	150
	6.3.2 Versuchsaufbau für die Messung von Zerspankräften und Motorleistungen	151
	6.3.3 Gegenüberstellung von Simulation und Messung	157
	6.3.4 Sensitivitäten	169
6.4	Versuchsaufbau für die Messung des thermoelastischen Maschinenverhaltens	172
6.5	Umgebungsrandbedingungen und Wärmequellen der thermoelastischen Simulation	177
6.6	Gegenüberstellung von Simulation und Messung	180
6.7	Technische und wirtschaftliche Bewertung der Modellierungssystematik	184
7	Zusammenfassung und Ausblick	193
7.1	Zusammenfassung	193
7.2	Ausblick	195

Literaturverzeichnis	197
A Vorschubachsen-Module der Randbedingungsmodellierung	211
A.1 Allgemeines	211
A.2 Modul zur Lastberechnung	211
A.3 Führungs-Modul	213
A.4 Kugelgewindetriebs-Modul, Lager- und Dichtungs-Modul und Motor-Modul	214
B Angaben zum Anwendungsbeispiel Drehmaschine	215
B.1 NC-Programm zum Bauteil <i>Antriebswelle</i>	215
B.2 Vergleich der Ergebnisse aus Messung und Simulation für die Verlagerung	219
C Verzeichnis betreuter Studienarbeiten	223

Abbildungsverzeichnis

1.1	Übersicht der Einflussgrößen auf die thermisch bedingte Wirkpunktverlagerung an spanenden Werkzeugmaschinen, in Anlehnung an WECK & BRECHER (2006b)	2
1.2	Verkürzung der Optimierungsphase durch den Einsatz virtueller Prototypen in der Entwicklung (in Anlehnung an SCHNEIDER (2000))	5
1.3	Abfolge der Anwendung digitaler Werkzeuge bei der Finite-Elemente-Simulation von Werkzeugmaschinen (in Anlehnung an ALTINTAS ET AL. (2005))	6
2.1	Die drei Arten der Randbedingung für die Fouriersche Differentialgleichung (in Anlehnung an POLIFKE & KOPITZ (2005))	11
2.2	Thermische Wirkkette in einer Werkzeugmaschine (in Anlehnung an SPUR (1996))	14
2.3	Diskretisierung eines Balkens um den Punkt B als Ausgangsbasis für die FDM, mit $(\delta x)_A$ und $(\delta x)_C$ als Abstände zu den nächsten Diskretisierungspunkten (in Anlehnung an MAYR & THALHOFER (1993))	19
3.1	Einordnung der Modellierungssystematik in die Verwendung digitaler Werkzeuge in der Entwicklung	39
4.1	Übersicht über das Vorgehen bei der Transformation ² der Struktur und der Bestimmung der Randbedingungen .	42
4.2	Übersicht einer Auswahl gebräuchlicher Elementtypen mit linearen und quadratischen Ansatzfunktionen (in Anlehnung an MSC.SOFTWARE CORPORATION (2013b))	44
4.3	Netzübergreifende Verbindung verschiedener Komponenten mittels RBE und Federelementen (in Anlehnung an OERTLI (2008) und SCHWARZ (2008))	46
4.4	Exemplarische Modellierung von Führungen und Lagern (in Anlehnung an GEBHARD (2011))	47
4.5	Berechnung der Anströmlänge für verschiedene Flächenorientierungen	55

4.6	Vorgehen für die Identifikation der strömungstechnisch relevanten, globalen Flächen und für die Ableitung der berechnungsrelevanten Größen (Schritt 1 bis Schritt 8)	62
4.7	Innenflächen in einem volumetrischen Netz	64
4.8	Eliminierung von Elementflächen mit MPC-Anbindung von anderen Komponenten (links) oder Punktmassen (rechts)	65
4.9	Beispiel für die Berechnung des Normalenvektors und für die Strukturierung der Knotengruppe einer Elementfläche	65
4.10	Identifikation von Kontaktflächen für den Ausschluss aus der Konvektionsbetrachtung	66
4.11	Beispiel für die Zuordnung von Elementflächen zu Orientierungsebenen (erfolgreiche Zuordnung für die Flächen f_1 bis f_{24})	68
4.12	Identifikation der globalen Flächen in den einzelnen Orientierungsebenen	69
4.13	Wärmeübergangskoeffizient über der Simulationszeit und der Oberflächentemperatur	74
4.14	Struktur des Einlesevorganges der BDF-Datei eines mechanischen FE-Modells	76
4.15	Datenstruktur des Modells in der Transformationsschnittstelle	77
4.16	Modell für die Verifikation der Außenflächenerkennung und der Berechnung der Wärmeübergangskoeffizienten	79
5.1	Vorgehen bei der aufgabenbasierten Bestimmung von Wärmequellen	84
5.2	Thermische Wirkkette der aufgabenabhängigen Wärmequellen in der Werkzeugmaschine	91
5.3	Bezeichnung der Achsen zur Darstellung des Zusammenhangs zwischen den physischen Achsen und dem Maschinenkoordinatensystem	94
5.4	Geometrische Verhältnisse beim Plandrehen (links) und beim Außenrunddrehen (rechts)	99
5.5	Übersicht der Ein- und Ausgangsgrößen des Prozessmoduls	102
5.6	Thermomechanische Wirkkette innerhalb eines Achsmoduls	103
5.7	Übersicht der Ein- und Ausgangsgrößen der Lastberechnung innerhalb des Vorschubachs-Moduls	104
5.8	Geometrische Verhältnisse an einer Führung mit vier Führungsschuhen	107
5.9	Übersicht der Ein- und Ausgangsgrößen des Führungsmoduls	108

5.10	Übersicht der Ein- und Ausgangsgrößen des Kugelgewindetriebs-Moduls	109
5.11	Übersicht der Ein- und Ausgangsgrößen des Lager- und Dichtungs-Moduls	111
5.12	Übersicht der Ein- und Ausgangsgrößen des Motor-Moduls	113
5.13	Dreidimensionales Balkenmodell zur Berechnung der Lasten an den Lagerstellen am Beispiel einer horizontalen Spindel in Fest-Los-Lagerung	114
5.14	Übersicht über die Ein- und Ausgangsgrößen für die Lastberechnung des Hauptantriebs-Moduls	116
5.15	Übersicht über die Ein- und Ausgangsgrößen für das Lager-Modul der Hauptspindel	117
5.16	Übersicht über die Ein- und Ausgangsgrößen für das Motor-Modul der Hauptspindel	118
5.17	Vorgehen zur Aufprägung vollvariabler Wärmequellen im Modell	122
5.18	Vorgehen für die Modellierung von bewegten Wärmequellen	124
5.19	Darstellung von Bewegungsmustern und den daraus resultierenden Wärmequellenverteilungen: Bewegungsmuster/Wärmequellenverteilung – Rampenfahrt (a)/(d), beschleunigte Fahrt (b)/(e), Sinus-Fahrt (c)/(f)	127
5.20	Abstrahierte Darstellung des Modells für die Untersuchung von bewegten Wärmequellen (Abmessungen des Modells: $2000\text{ mm} \cdot 120\text{ mm} \cdot 120\text{ mm}$, 7200 Hexaeder-Elemente)	129
5.21	Vergleich der Temperaturfelder für die Knoten $y = 0\text{ mm}, z = 0\text{ mm}$ für adaptive und konstante Zeitschritte bei der Detailmodellierung (links) und bei der Wärmequellenverteilung (rechts) nach einer Simulationszeit von 5200 s mit Kennzeichnung der diffusiven Längenmaßes L_a	130
5.22	Vergleich der Temperaturfelder für die Knoten $y = 0\text{ mm}, z = 0\text{ mm}$ für verschiedene Zeitschrittlängen bei der Detailmodellierung (links) und bei der Wärmequellenverteilung (rechts) nach einer Simulationszeit von 5200 s	132
5.23	Darstellung einer Rechtecks- und einer Dreiecksverteilung für das Wärmequellenmodell über der Länge des Führungsschuhs (links) und Vergleich der Temperaturfelder für die Knoten $y = 0\text{ mm}, z = 0\text{ mm}$ für die Verwendung einer Rechtecks- und einer Dreiecksverteilung für die Detailmodellierung nach einer Simulationszeit von 5200 s (rechts)	133

5.24	Vergleich der Temperaturfelder für die Knoten $y = 0 \text{ mm}, z = 0 \text{ mm}$ mit und ohne Konvektionsrandbedingung bei der Detailmodellierung und bei der Wärmequellenverteilung nach einer Simulationszeit von 5200 s	134
5.25	Vergleich der Temperaturfelder für die Knoten $y = 0 \text{ mm}, z = 0 \text{ mm}$ für eine eingebrachte Wärmeleistung von 1 W (links) und 100 W (rechts) bei der Detailmodellierung und bei der Wärmequellenverteilung nach einer Simulationszeit von 5200 s	136
5.26	Profil für die Simulation eines Bewegungsmusters mit mehreren Bearbeitungsbereichen, das endlos wiederholt wird (links) sowie die daraus resultierende WQV, dargestellt als Wärmeströme $\dot{Q}_n(\hat{x})$, die auf die Knoten an der Oberfläche aufgebracht werden.	137
5.27	Ergebnisse der Simulation einer zusammengesetzten Bewegung über der Zeit; Vergleich der Temperaturfelder für die Knoten $y = 0 \text{ mm}, z = 0 \text{ mm}$ für verschiedene Zeiten (links), in verschiedenen Abständen z zur Oberfläche nach 5200 s für die Detailmodellierung (rechts oben) und der Vergleich von Wärmequellenverteilung und Detailmodellierung bei verschiedenen Abständen z zur Oberfläche nach 5200 s (rechts unten)	138
5.28	Bewegungsmuster für die Untersuchung des Einflusses der Breite des Bearbeitungsbereichs	139
5.29	Vergleich der Temperaturfelder für die Knoten $y = 0 \text{ mm}, z = 0 \text{ mm}$ für verschiedene Breiten des Bearbeitungsbereichs BA nach 5200 s (links) und zeitlicher Verlauf der Temperatur eines Knotens an Position $x = 0 \text{ mm}, y = 0 \text{ mm}, z = 0 \text{ mm}$ (rechts)	140
5.30	Bewegungsmuster für die Untersuchung des Einflusses der Zykluszeit	140
5.31	Vergleich der Temperaturfelder für die Knoten $y = 0 \text{ mm}, z = 0 \text{ mm}$ für verschiedene Anzahlen von Zyklen während der Simulationszeit von 5200 s über der Position x nach 5200 s (links) und zeitlicher Verlauf der Temperatur eines Oberflächenknotens an Position $x = 200 \text{ mm}, y = 0 \text{ mm}, z = 0 \text{ mm}$ (rechts)	141
5.32	Zwei unterschiedliche Bewegungsmuster, die zur gleichen Wärmequellenverteilung führen	143

6.1	Modell des untersuchten Universaldrehzentrums mit einer direkt angetriebenen Hauptspindel und drei Vorschubachsen	146
6.2	Strukturmechanisches Modell des Universaldrehzentrums	148
6.3	Beispiel für das Ergebnis der Flächenerkennung an einer Schlittenfläche von <i>Achse 1</i>	150
6.4	Beispiel für das Eliminieren von Teilflächen	151
6.5	Umsetzung des Wärmequellenmodells für das Universaldrehzentrum	152
6.6	Aufbau zur Bestimmung der Zerspankräfte beim Außenrunddrehen und beim Plandrehen	153
6.7	Exemplarische Verläufe der Schnitt- und Vorschubkräfte beim Außenrunddrehen (links, $a_p = 0,5 \text{ mm}$, $f = 0,2 \text{ mm}/U$, $v_c = 150 \text{ m}/\text{min}$) und beim Plandrehen (rechts, $a_p = 1,5 \text{ mm}$, $f = 0,2 \text{ mm}/U$, $v_c = 150 \text{ m}/\text{min}$) mit der Kennzeichnung des Bereichs konstanter Kraft, der für die Bestimmung der Kraftwerte herangezogen wird (sonstige Parameter gemäß Tabelle 6.2)	154
6.8	Aufbau zur Bestimmung der Wirkleistung an einzelnen Antrieben	155
6.9	Exemplarische Ergebnisse für eine Leerfahrt eines Außenrunddrehversuchs mit $f = 0,3 \text{ mm}/U$, $v_c = 150 \text{ m}/\text{min}$, Werkstückdurchmesser 45 mm bei der Messung von Spannung (links) und Strom (rechts) nach dem Wechselrichter an einer Phase der <i>Achse 1</i> der Versuchsmaschine entsprechend dem Versuchsaufbau aus Abbildung 6.8	156
6.10	Aufbau zur Bestimmung der Gesamtleistung an der Maschine, in Auszügen in Anlehnung an FLUKE (2013) und SPINNER (2013)	157
6.11	Vergleich der gemessenen und der simulierten Schnitt- und Vorschubkräfte beim Außenrunddrehen (a) und beim Plandrehen (b) für verschiedene Schnitttiefen ($f = 0,2 \text{ mm}/U$, $v_c = 150 \text{ m}/\text{min}$); Vergleich der gemessenen und der simulierten Schnitt- und Vorschubkräfte beim Außenrunddrehen (c) und beim Plandrehen (d) für verschiedene Vorschübe ($a_p = 1 \text{ mm}$, $v_c = 150 \text{ m}/\text{min}$); Vergleich der gemessenen und der simulierten Schnitt- und Vorschubkräfte beim Außenrunddrehen (e) und beim Plandrehen (f) für verschiedene Schnittgeschwindigkeiten ($a_p = 1 \text{ mm}$, $f = 0,2 \text{ mm}/U$)	159
6.12	Vergleich der Ergebnisse von Messung und Simulation für die Leistungsdifferenz verschiedener Vorschübe bei Leerfahrt (links) und bei Zerspannung (rechts) für die <i>Achse 1</i> ($a_p = 1 \text{ mm}$, $v_c = 150 \frac{\text{m}}{\text{min}}$)	161

6.13	Vergleich der Ergebnisse von Messung und Simulation für die Leistungsdifferenz verschiedener Schnitttiefen (links, $f = 0,2 \text{ mm}/U$, $v_c = 150 \frac{\text{m}}{\text{min}}$) und Schnittgeschwindigkeiten (rechts, $a_p = 1 \text{ mm}$, $f = 0,2 \text{ mm}/U$) für die Achse 1	162
6.14	Vergleich der Absolutleistung des Vorschubmotors der Achse 1 bei verschiedenen Vorschubgeschwindigkeiten in Leerfahrt für die Simulation sowie die Messung mit der Log-Funktion und an der Hauptzuleitung (Fluke)	163
6.15	Vergleich der Ergebnisse von Messung und Simulation für die Leistungsdifferenz verschiedener Vorschübe bei Leerfahrt (links) und bei Zerspanung (rechts) für die Achse 2 ($a_p = 1 \text{ mm}$, $v_c = 150 \frac{\text{m}}{\text{min}}$)	164
6.16	Vergleich der Ergebnisse von Messung und Simulation für die Leistungsdifferenz verschiedener Schnitttiefen (links, $f = 0,2 \text{ mm}/U$, $v_c = 150 \frac{\text{m}}{\text{min}}$) und Schnittgeschwindigkeiten (rechts, $a_p = 1 \text{ mm}$, $f = 0,2 \text{ mm}/U$) für die Achse 2	165
6.17	Vergleich der Absolutleistung des Vorschubmotors der Achse 2 bei verschiedenen Vorschubgeschwindigkeiten für die Simulation, die Messung mit der Log-Funktion der Steuerung und die Messung an der Hauptzuleitung (Fluke)	166
6.18	Vergleich der Ergebnisse von Messung und Simulation für die Leistungsdifferenz verschiedener Drehzahlen im Leerlauf für die Hauptspindel	167
6.19	Vergleich der Ergebnisse von Messung und Simulation für die Leistungsdifferenz verschiedener Schnitttiefen (links, $f = 0,2 \text{ mm}/U$, $v_c = 150 \frac{\text{m}}{\text{min}}$) und Vorschübe (rechts, $a_p = 1 \text{ mm}$, $v_c = 150 \frac{\text{m}}{\text{min}}$) für die Hauptspindel	168
6.20	Vergleich der Absolutleistung des Hauptspindelmotors bei verschiedenen Drehzahlen im Leerlauf für die Simulation sowie die Messung mit der Log-Funktion der Steuerung und an der Hauptzuleitung (Fluke)	169
6.21	Einfluss des Proportionalitätsfaktors $\lambda_{2,D}$ (links) und des Wirkungsgrads $\eta_{2,KGT}$ (rechts) auf die Ergebnisse der Leistungsberechnung der Achse 2 für verschiedene Vorschübe	170
6.22	Einfluss des Reibungskoeffizienten der Führung $\mu_{2,F}$ auf die Ergebnisse der Leistungsberechnung der Achse 2 für verschiedene Vorschübe	171
6.23	Einfluss des Wirkungsgrads des Motors $\eta_{2,Motor}$ auf die Ergebnisse der Leistungsberechnung der Achse 2	171
6.24	Einfluss des Wirkungsgrads $\eta_{HS,M}$ (links) und der Viskosität ν (rechts) auf die Ergebnisse der Leistungsberechnung des Hauptantriebs	172

6.25	Übersicht des exemplarischen Bauteils für die Validierungsversuche	173
6.26	Ergebnisse der Temperaturmessungen bei ausgeschalteter Maschine (aufgestellt in der Versuchshalle des <i>iwb</i> , Startzeit des Versuchs 13:15 Uhr) über den Zeitraum einer Woche (Maschine in Anlehnung an SPINNER (2013))	174
6.27	Abkühlkurve der Maschine (links) und Wiederholbarkeitsversuch (rechts) für die Temperaturmessung an der Linearführung der <i>Achse 1</i>	175
6.28	Vereinfachtes Bewegungsmuster für das exemplarische Bauteil	178
6.29	Verlauf der Verlustleistungen über einen Programmzyklus für das Lager 1 der <i>Achse 1</i> (links) und den Motor der Hauptspindel (rechts)	178
6.30	Übersicht über die Temperaturmesspunkte an der Maschinenstruktur	181
6.31	Vergleich der Temperaturen aus Messung und Simulation (Randbedingungen der Messungen gemäß dem Versuchsaufbau aus Abschnitt 6.4 und der Simulation gemäß dem Abschnitt 6.5)	182
6.32	Vergleich der auf den Maximalwert normierten Werte aus Messung und Simulation für die Absolutverlagerung des TCP (links) und Relativverlagerung zwischen Werkzeug und Werkstück (rechts) (Randbedingungen der Messungen gemäß dem Versuchsaufbau aus Abschnitt 6.4 und der Simulation gemäß dem Abschnitt 6.5)	183
6.33	Skizze eines alternativen Maschinenkonzepts in Kreuzbettbauweise, das durch eine Verwendung der Module <i>Achse 1</i> (zweimal) und <i>Achse 2</i> sowie des Hauptspindel-Moduls mit dem Wärmequellenmodell umsetzbar wäre	187
B.1	Vergleich der normierten Werte aus Messung und Simulation für die Absolutverlagerung des TCP über eine Dauer von zwölf Stunden (die Werte sind auf den maximalen Wert aus Abbildung 6.32 normiert, um die Vergleichbarkeit zu gewährleisten, Randbedingungen der Messungen gemäß dem Versuchsaufbau aus Abschnitt 6.4 und der Simulation gemäß dem Abschnitt 6.5))	220

B.2	Vergleich der normierten Werte aus Messung und Simulation für die Relativverlagerung zwischen Werkzeug und Werkstück über eine Dauer von zwölf Stunden (die Werte sind auf den maximalen Wert aus Abbildung 6.32 normiert, um die Vergleichbarkeit zu gewährleisten, Randbedingungen der Messungen gemäß dem Versuchsaufbau aus Abschnitt 6.4 und der Simulation gemäß dem Abschnitt 6.5)	221
-----	---	-----

Abkürzungsverzeichnis

Abkürzung	Bedeutung
3D	dreidimensional
BDF	Bulk-Data-Format (deutsch: Massendatenformat)
CAD	Computer Aided Design (deutsch: computergestütztes Design)
CAM	Computer Aided Manufacturing (deutsch: computergestützte Fertigung)
CAx	Überbegriff für computergestützte Entwicklungsprogramme (z. B. CAD)
CFD	Computational Fluid Dynamics (deutsch: numerische Strömungsmechanik)
CFK	carbonfaserverstärkter Kunststoff
CNC	Computerized Numerical Control (deutsch: computergestützte numerische Steuerung)
CPU	Central Processing Unit (deutsch: Hauptprozessor)
DFG	Deutsche Forschungsgemeinschaft
DGL	Differentialgleichung
DM	Detailmodellierung
FDEM	Finite-Differenzen-Elemente-Methode
FDM	Finite-Differenzen-Methode
FE	Finite-Elemente-...

FEM	Finite-Elemente-Methode
FHG	Freiheitsgrad
HiL	Hardware in the Loop (Einbettung eines Systems in eine Nachbildung der realen Umgebung)
HSC	High Speed Cutting (deutsch: Hochgeschwindigkeits-Zerspanung)
KGT	Kugelgewindetrieb
KK	zeitkonstante, ortskonstante Wärmequellen
KOS	Koordinatensystem
MPC	Multi Point Constraint (deutsch: Mehrpunkt-Zwangsbedingung)
NC	Numerical Control (deutsch: computergestützte numerische Steuerung)
RBE	Rigid Body Element (deutsch: Starrkörper-Element)
SPC	Single Point Constraint (deutsch: Einpunkt-Zwangsbedingung)
TCP	Tool Center Point (deutsch: Referenzpunkt des Werkzeugs)
U	Umdrehung
VK	zeitvariable, ortskonstante Wärmequellen
VMP	Virtual Machine Prototype (deutsch: virtueller Prototyp der Maschine)
VV	zeitvariable, ortsvariable Wärmequellen
WQV	Wärmequellenverteilung

Symbolverzeichnis

Hinweis zur Bezeichnung von an den einzelnen Achsen: Achsspezifische Größen der *Achse i* werden mit dem Index *i* bezeichnet. Dieser kann die Werte 1, 2 und 3 für die drei Vorschubachsen oder *HS* für die Hauptspindel einnehmen sowie leer bleiben, wenn die Größe unabhängig von einer spezifischen Achse verwendet wird (in den Grundlagen).

Lateinische Buchstaben

Symbol	Einheit	Bedeutung
a_{th}	$\frac{m^2}{s}$	Temperaturleitfähigkeit
a	m	Länge
a_p	mm	Schnitttiefe
A	–	Punkt
A_j	m^2	Flächeninhalt von Fläche j
b_j	m	Breite einer Fläche j
b	mm	Spanungsbreite
B	–	Punkt
BA	mm	Breite des Bearbeitungsbereichs
Bi	–	Biot-Zahl
c	m	Länge
c_{th}	$\frac{J}{kgK}$	spezifische Wärmekapazität
C	–	Punkt
C_{Welle}	$\frac{J}{K}$	Wärmekapazität einer Welle
d_a	mm	äußerer Lagerdurchmesser
$d_{i,d}$	cm	mittlerer Dichtungsdurchmesser an <i>Achse i</i>
d_i	mm	innerer Lagerdurchmesser

$d_{i,m}$	mm	mittlerer Durchmesser eines Lagers an <i>Achse i</i>
d_{Welle}	m	Durchmesser einer Welle
E	$\frac{N}{m^2}$	Elastizitätsmodul
f	mm	Vorschub
\mathbf{f}^e	–	elementbezogene Matrix der Lasten
\mathbf{f}	–	globale Matrix der Lasten
f_0	–	Wälzlagerparameter
f_1	–	Wälzlagerparameter
f_m	–	Elementfläche
$f_1(Pr)$	–	Funktion zur Abbildung des Einflusses der Prandtl-Zahl
$f_2(Pr)$	–	Funktion zur Abbildung des Einflusses der Prandtl-Zahl
F	N	Kraft
$F_{\ddot{a}q}$	N	äquivalente Belastung eines Lagers
F_{ax}	N	Axialkraft
F_c	N	Schnittkraft
F_f	N	Vorschubkraft
$F_{G,Lf}$	N	Gewichtskraft des Läufers der Hauptspindel
$F_{G,WS}$	N	Gewichtskraft des Werkstücks
F_i	N	resultierende Kraft in <i>Achse i</i>
$F_{i,Tr\ddot{a}g}$	N	Trägheitskraft von <i>Achse i</i>
$F_{i,G}$	N	Gewichtskraft von <i>Achse i</i>
$F_{i,j}$	N	Belastung eines Führungsschuhs j von <i>Achse i</i>
$F_{i,j,R,F}$	N	Reibkraft eines Führungsschuhs j von <i>Achse i</i>
$F_{HS,j}$	N	Belastung der Lagerstelle j der Hauptspindel
$F_{HS,j,ax}$	N	axiale Belastung der Lagerstelle j der Hauptspindel
$F_{HS,j,\ddot{a}q}$	N	äquivalente Belastung der Lagerstelle j der Hauptspindel

$F_{HS,j,rad}$	N	radiale Belastung der Lagerstelle j der Hauptspindel
F_p	N	Passivkraft
F_{rad}	N	Radialkraft
$F_{Vorspannung}$	N	Vorspannkraft der Lagerung
$F_{Zerspan}$	N	Zerspankraft
F	–	Liste aller Elementflächen f_m für die Konvektionsberechnung
g	$\frac{m}{s^2}$	Betrag der Erdbeschleunigung
\vec{g}	$\frac{m}{s^2}$	Vektor der Erdbeschleunigung
G	$\frac{N}{m^2}$	Schubmodul
h_j	m	Höhe einer Fläche j
h	mm	Spannungsdicke
$h_{i,KGT}$	m	Steigung des KGT an Achse i
h_m	m	Höhe einer Fläche über dem Boden
i	–	Zählerinkrement
I_j	A	Strom durch Phase j
I_N	A	Strom durch den Nulleiter
j	–	Zählerinkrement
$J_{i,ges}$	$kg \cdot m^2$	Gesamtrotationsträgheitsmoment der Achse i
$J_{i,Sp}$	$kg \cdot m^2$	Rotationsträgheitsmoment der Spindel der Achse i
$J_{i,L}$	$kg \cdot m^2$	Rotationsträgheitsmoment der Lager der Achse i
$J_{i,M}$	$kg \cdot m^2$	Rotationsträgheitsmoment des Motors der Achse i
$J_{i,Ku}$	$kg \cdot m^2$	Rotationsträgheitsmoment der Kupplung der Achse i
$k_{c,f,p}$	$\frac{N}{mm^2}$	spezifische Schnitt- (c), Vorschub- (f) oder Passivkraft (p)
$k_{m,i}$	–	Knoten i der Elementfläche f_m
K_m	–	Gruppe der Knoten der Elementfläche f_m
K^e	–	elementbezogene Matrix der Wärmeleitung

K	–	globale Matrix der Wärmeleitung
$KOS_S = \{S_x, S_y, S_z\}$	–	Koordinatensystem der <i>Achse</i> 1
$KOS_T = \{T_x, T_y, T_z\}$	–	Koordinatensystem der <i>Achse</i> 2
$KOS_U = \{U_x, U_y, U_z\}$	–	Koordinatensystem der <i>Achse</i> 3
$KOS_{HS} = \{HS_x, HS_y, HS_z\}$	–	Koordinatensystem der Hauptspindel
l	m	Anströmlänge
l_a	m	Abstand der Lager der Hauptspindel
l_b	m	Auskraglänge der Hauptspindel
l_G	m	Abstand des Hauptspindelschwerpunkts zum Lager
l_j	m	Länge einer Fläche j
l_0	m	Ausgangslänge eines Balkens
l_{Welle}	m	Länge einer Welle
l_{WS}	m	Länge des Werkstücks
l_{WQ}	m	Länge der Wärmequelle
Δl	m	Längenänderung eines Balkens
L	m	charakteristische Länge
L_a	m	diffusives Längenmaß
L_j	–	Drehstromphase j
m	–	Zählerinkrement
$m_{c,f,p}$	–	Summand des Anstiegswerts $1 - m_{c,f,p}$ der Schnitt- (c), Vorschub- (f) oder Passivkraft (p)
m_i	kg	Masse der <i>Achse</i> i
M_i	Nm	resultierendes Moment in <i>Achse</i> i
$M_{i,KGT}$	Nm	Drehmoment am KGT der <i>Achse</i> i
$M_{i,M}$	Nm	Drehmoment am Motor der <i>Achse</i> i
M_{HS}	Nm	mechanische Hauptspindelast
$M_{R,L}$	Nm	Gesamtreibmoment eines Wälzlagers

M_0	Nm	drehzahlabhängiges Reibmoment eines Wälzlagers
M_1	Nm	lastabhängiges Reibmoment eines Wälzlagers
\mathbf{M}^e	–	elementbezogene Matrix der Wärmespeicherung
\mathbf{M}	–	globale Matrix der Wärmespeicherung
n_i	$\frac{1}{s}$	Drehzahl von Achse i
n_{KGT}	$\frac{1}{s}$	Drehzahl des KGT
n_M	$\frac{1}{s}$	Drehzahl des Motors
\vec{n}_m	–	Normalenvektor der Elementfläche f_m
$\vec{n}_{m,nn}$	–	nichtnormierter Normalenvektor der Elementfläche f_m
N	–	Nullleiter
N_i	–	Formfunktion
N_{min}	–	Mindestelementanzahl einer Orientierungsebene
N_t	–	Anzahl der Zeitschritte
N_y	–	Anzahl der Knoten quer zur Bewegungsrichtung
Nu	–	Nußelt-Zahl
Nu_{erzw}	–	Nußelt-Zahl für die erzwungene Konvektion
Nu_{frei}	–	Nußelt-Zahl für die freie Konvektion
α_{frei}	$\frac{W}{m^2K}$	Koeffizient des freien konvektiven Wärmeübergangs
Nu_L	–	Nußelt-Zahl für den laminaren Fall
Nu_{misch}	–	mittlere Nußelt-Zahl für die Kombination aus freier und erzwungener Konvektion
$Nu_{Platte,L,T}$	–	mittlere Nußelt-Zahl einer Platte
Nu_T	–	Nußelt-Zahl für den turbulenten Fall
$Nu_{Trans,L,T}$	–	mittlere Nußelt-Zahl eines umströmten Zylinders
P	W	Leistung
P_{ab}	W	abgegebene Leistung
P_{auf}	W	aufgenommene Leistung
P_c	W	Schnittleistung

P_{el}	W	elektrische Leistung
P_e	W	Wirkleistung
P_f	W	Vorschubleistung
$P_{i,R,D}$	W	Verlustleistung der Dichtungen der <i>Achse i</i>
$P_{i,j,R,F}$	N	Reibleistung eines Führungsschuhs j der <i>Achse i</i>
$P_{i,R,KGT}$	W	Verlustleistung des KGT der <i>Achse i</i>
$P_{i,R,L}$	N	Reibleistung der Lager der <i>Achse i</i>
$P_{i,V,M}$	W	Verlustleistung des Motors der <i>Achse i</i>
P_{mech}	W	mechanische Leistung
Pr	–	Prandtl-Zahl
r_{WS}	m	Radius des Werkstücks
R	m	Charakteristischer Radius
Ra	–	Rayleigh-Zahl
Ra_c	–	kritische Rayleigh-Zahl
Ra_γ	–	um γ korrigierte Rayleigh-Zahl
Re	–	Reynolds-Zahl
\dot{q}	$\frac{W}{m^2}$	Wärmestromdichte
\dot{q}_O	$\frac{W}{m^2}$	Wärmestromdichte durch die Oberfläche
\dot{Q}	W	Wärmestrom
\dot{Q}_n	W	auf einen Knoten bezogener Wärmestrom
$\dot{Q}_{Prozess}$	W	Wärmestrom aus dem Prozess
$\dot{Q}_{WZ,WS,Span}$	W	Wärmestrom in das Werkzeug, das Werkstück bzw. die Späne
\bar{Q}	W	mittlerer Wärmestrom
SPi	–	aktuelle Position des Schwerpunkts von <i>Achse i</i> im angegebenen KOS
SPi'	–	ursprüngliche Position des Schwerpunkts von <i>Achse i</i> im angegebenen KOS
t	s	Zeit
\hat{t}	s	diskretisierte Zeitvariable

t_i	s	Zeitpunkt i
t_Z	s	Zeitkonstante
Δt	s	Zeitinkrement
$\Delta \hat{t}$	s	Diskretisierungsgröße der Zeitvariable
T	$^{\circ}C$	Temperatur
T_0	$^{\circ}C$	Ausgangstemperatur (Temperatur zum Zeitpunkt t_0)
T_1	$^{\circ}C$	Temperatur von Komponente 1 oder zum Zeitpunkt t_1
T_2	$^{\circ}C$	Temperatur von Komponente 2
T_A	$^{\circ}C$	Temperatur an Punkt A
T_B	$^{\circ}C$	Temperatur an Punkt B
T_C	$^{\circ}C$	Temperatur an Punkt C
T_{DM}	$^{\circ}C$	Temperaturfeld als Ergebnis der Detailmodellierung
T_i	$^{\circ}C$	Temperatur an Punkt i
T_m	$^{\circ}C$	Temperatur von Fläche m
T_M	$^{\circ}C$	mittlere Grenzschichttemperatur
T_O	$^{\circ}C$	Oberflächentemperatur
T_{WQV}	$^{\circ}C$	Temperaturfeld als Ergebnis der Wärmequellenverteilung
T_{∞}	$^{\circ}C$	Umgebungs- bzw. Fluidtemperatur
ΔT	$^{\circ}C$	Temperaturdifferenz
T_C	$^{\circ}C$	Temperatur an Punkt C
T^e	$^{\circ}C$	Temperaturfeld eines Elements
u_{∞}	$\frac{m}{s}$	Strömungsgeschwindigkeit
U_{jN}	V	Spannung zwischen Phase j und dem Nulleiter
v	$\frac{m}{s}$	Gleitgeschwindigkeit
v_c	$\frac{m}{min}$	Schnittgeschwindigkeit
v_f	$\frac{mm}{min}$	Vorschubgeschwindigkeit

$\vec{v}_{m,i,j}$	–	Verbindungsvektor der Knoten $k_{m,i}$ und $k_{m,j}$ der Elementfläche f_m
V_{DM}	--	Bewegungsmatrix für die Detailmodellierung
V_{WQV}	--	Bewegungsmatrix für die Wärmequellenverteilung
w	–	Gewichtungsfunktion
w^e	–	Gewichtungsfunktion eines Elements
WZ	–	aktuelle Position des Werkzeugs im angegebenen KOS
WZ'	–	ursprüngliche Position des Werkzeugs im angegebenen KOS
$x_{CAD,i}$	mm	im CAD-/FE-Modell modellierte Position von Achse i
x_i	mm	lokale Position von Achse i
$x_{NC,i}$	mm	durch das NC-Programm vorgegebene Position von Achse i
\dot{x}_i	$\frac{m}{s^2}$	lokale Geschwindigkeit von Achse i
\ddot{x}_i	$\frac{m}{s^2}$	lokale Beschleunigung von Achse i
\vec{x}	m	Ortsvektor mit den Komponenten x, y, z
x	m	kartesische Koordinate
\hat{x}	mm	diskretisierte Positionsvariable
Δx	m	Längeninkrement
$\Delta \hat{x}$	mm	Diskretisierungsgröße der Positionsvariable
X	mm	Position im Maschinenkoordinatensystem
X	–	Wälzlagerparameter
y	m	kartesische Koordinate
Y	mm	Position im Maschinenkoordinatensystem
Y	–	Wälzlagerparameter
z	m	kartesische Koordinate
Z	mm	Position im Maschinenkoordinatensystem

Griechische Buchstaben

Symbol	Einheit	Bedeutung
α	$\frac{W}{m^2 K}$	Koeffizient des konvektiven Wärmeübergangs
α_{Str}	–	Absorptionsgrad
α_i	°	Winkel der <i>Achse</i> i zur Richtung der Gravitation
α_{WZ}	°	Winkel der Werkzeugbezugsebene zur HS_x - HS_z -Ebene
β	$\frac{1}{K}$	Wärmeausdehnungskoeffizient
γ	°	Winkel einer Fläche zur Richtung der Gravitation
γ	°	Spanwinkel
γ_{Or}	°	Orientierungswinkel einer Fläche
Γ_{RB23}	–	Rand des Integrationsbereichs, der die Randbedingungen 2. und 3. Art abbilden kann
δ_{Ebene}	–	Abstandstoleranz von Knoten in Ebenenrichtung
δ_{Normal}	–	Abstandstoleranz von Knoten in Normalenrichtung
δ_{mn}	–	Abstand der parallelen Elementflächen f_m und f_n in Normalenrichtung
$\delta_{mn,max}$	–	Toleranz des Abstands der parallelen Elementflächen f_m und f_n in Normalenrichtung
$(\delta x)_A$	m	Abstand von Diskretisierungspunkt A zu Diskretisierungspunkt B
$(\delta x)_C$	m	Abstand von Diskretisierungspunkt C zu Diskretisierungspunkt C
ϵ_{Str}	–	Emissionskoeffizient einer Oberfläche
$\epsilon_{Str,i}$	–	Emissionskoeffizient der Fläche i
ϵ	rad	Abweichung der Orientierung zweier Flächen
$\epsilon_{Streifen}$	rad	Mindestwinkeltoleranz zur Identifizierung von Flächen mit geringer Ausdehnung in einer Dimension
ϵ_{max}	rad	Toleranz der Abweichung der Orientierung zweier Flächen

η_{el}	–	Gesamtwirkungsgrad eines Elektromotors
$\eta_{i,KGT}$	–	Wirkungsgrad des KGT an <i>Achse i</i>
$\eta_{i,Motor}$	–	Wirkungsgrad des Motors an <i>Achse i</i>
κ	°	Werkzeugeinstellwinkel
λ	$\frac{W}{mK}$	Wärmeleitfähigkeit
$\lambda_{i,D}$	–	Propoprionalitätsfaktor eines Wellendichtrings an <i>Achse i</i>
μ	–	Reibkoeffizient
ν	$\frac{mm^2}{s}$	kinematische Viskosität
ν_{Poi}	–	Poisson-Zahl
φ_{HS}	<i>rad</i>	Drehwinkel der Hauptspindel
$\varphi_{i,KGT}$	<i>rad</i>	Drehwinkel des KGT der <i>Achse i</i>
$\dot{\varphi}_{i,KGT}$	$\frac{rad}{s}$	Winkelgeschwindigkeit des KGT der <i>Achse i</i>
φ	<i>rad</i>	Verdrehung einer schiefen Maschinenachse
Ψ_{WZ}	–	Anteil der Prozesswärme, die über das Werkzeug abgeführt wird
Ψ_{WS}	–	Anteil der Prozesswärme, die über das Werkstück abgeführt wird
Ψ_{Span}	–	Anteil der Prozesswärme, die über die Späne abgeführt wird
ρ	$\frac{kg}{m^3}$	Dichte
ρ_{Str}	–	Reflexionsgrad
σ_B	$\frac{W}{m^2K^4}$	Stefan-Boltzmann-Konstante
Σ	–	Austauschkoeffizient
τ_{Str}	–	Transmissionsgrad
$\dot{\omega}$	$\frac{W}{m^3}$	Wärmequellendichte
Ω	–	Integrationsbereich

Sonstige Symbole und Indizes

Symbol	Einheit	Bedeutung
--------	---------	-----------

$\{\dots\}$	–	Liste von Vektoren oder Skalaren
$\overrightarrow{k_1 k_2}$	–	Verbindung der Knoten k_1 und k_2
HS	–	vorangestellter Index zur Kennzeichnung einer Größe im KOS_{HS}
S	–	vorangestellter Index zur Kennzeichnung einer Größe im KOS_S
T	–	vorangestellter Index zur Kennzeichnung einer Größe im KOS_T
U	–	vorangestellter Index zur Kennzeichnung einer Größe im KOS_U
x	–	nachgestellter Index zur Kennzeichnung der lokalen x -Komponente einer Größe
y	–	nachgestellter Index zur Kennzeichnung der lokalen y -Komponente einer Größe
z	–	nachgestellter Index zur Kennzeichnung der lokalen z -Komponente einer Größe

1 Einleitung

1.1 Werkzeugmaschinen – zwischen Leistung und Genauigkeit

Werkzeugmaschinen zählen zu den wichtigsten Produktionsmitteln in der metallverarbeitenden Industrie. Mit der fortschreitenden Erholung nach der Wirtschaftskrise im Jahr 2009 trägt die Werkzeugmaschinenindustrie wieder mit ca. 14,1 Mrd. €¹ zum Bruttoinlandsprodukt der Bundesrepublik Deutschland bei. Allein 7,8 Mrd. € entfallen dabei auf den Bereich der spanenden Werkzeugmaschinen (VDW 2013).

Moderne Werkzeugmaschinen unterliegen dabei vielfältigen Rahmenbedingungen hinsichtlich ihrer Leistung und Wirtschaftlichkeit. Als spezifische Anforderungen sind u. a. hohe Mengenleistungen, große Flexibilität, niedrige Fertigungskosten, Automatisierungsmöglichkeiten von Maschinenfunktionen sowie vermehrt auch Umweltverträglichkeit und Ressourceneffizienz zu nennen. Eine essentielle, oftmals mit anderen Aspekten konkurrierende Randbedingung stellt darüber hinaus die erreichbare Arbeitsgenauigkeit der Maschine dar. Zu fertigende Produkte erfordern steigende Oberflächengüten bei niedrigen Form- und Lagetoleranzen. Die Gewährleistung höchster Genauigkeiten wird somit zu einem maßgeblichem Wettbewerbsvorteil für die Hersteller. Moderne, konventionelle Werkzeugmaschinen dringen dabei durchaus in den Bereich weniger Mikrometer vor, Ultrapräzisionsmaschinen können sogar noch höhere Genauigkeiten erreichen (MILBERG 1992; WECK & BRECHER 2005).

Maschinenbedingte Abweichungen in der Bearbeitung sind dabei grundsätzlich auf den kinematischen Aufbau, die Festigkeitseigenschaften sowie das statische, das dynamische und das thermische² Verhalten der Maschine zurückzuführen (WECK & BRECHER 2006b). Aufgrund der zunehmenden Beherrschung des statischen und des mechanischen Systems steigt die Bedeutung der thermisch induzierten Werkstückfehler. Verstärkt wird dies durch die Installation immer größerer Antriebsleistungen und den Trend zur Minimalmengenkühlschmierung bzw. zur Trockenbearbeitung. Das Verständnis und die Kontrolle der thermischen Struktureigenschaften kann dabei neben der Beherrschung des Ratterns

¹ Zahlen für das Jahr 2012, teilweise geschätzt

² In diesem Kontext: das thermoelastische Verhalten

als größte Herausforderung der Werkzeugmaschinenentwicklung bezeichnet werden (ITO 2010).

1.2 Thermisches Verhalten von Werkzeugmaschinen

Das thermische Verhalten spanender Werkzeugmaschinen ist insbesondere in Hinsicht auf die thermisch bedingten Wirkpunktverlagerungen von Interesse. Diese sind Folge der thermoelastischen Verformungen von Strukturbauteilen, die durch die Positionsmesssysteme nicht erfasst und damit nicht ausgeglet werden können. Die Werkzeugmaschine unterliegt aus thermischer Sicht einer Vielzahl von Einflussgrößen, wie sie u. a. WECK & BRECHER (2006b) auflisten. Abbildung 1.1 zeigt die thermischen Zusammenhänge in der Werkzeugmaschine.

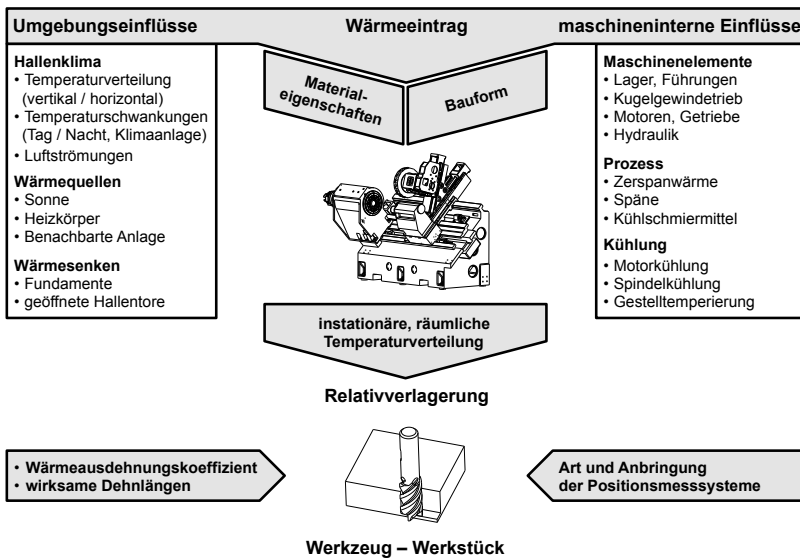


Abb. 1.1: Übersicht der Einflussgrößen auf die thermisch bedingte Wirkpunktverlagerung an spanenden Werkzeugmaschinen, in Anlehnung an WECK & BRECHER (2006b)

Die Wärmeeinbringung wird dabei durch Umgebungs- und maschineninterne Einflüsse bestimmt und führt in Verbindung mit der Bauform und den

Materialeigenschaften (v. a. der Wärmeleitfähigkeit und der spezifischen Wärmekapazität) zu einem instationären Temperaturfeld in der Maschinenstruktur. Aufgrund der Wärmeausdehnungskoeffizienten und der freien Dehnlängen kommt es daraufhin zur thermoelastischen Verformung der Strukturbauteile. Die Relativverlagerung und -neigung von Werkstück und Werkzeug, und damit der Bearbeitungsfehler, wird darüber hinaus durch die Maschinenkinematik sowie die Art und Anbringung der Positionsmesssysteme beeinflusst. Die Größenordnung der thermisch bedingten Verlagerungen lässt sich anhand der Wärmeausdehnungskoeffizienten häufig verwendeter Konstruktionswerkstoffe abschätzen (siehe Tabelle 1.1). In Verbindung mit typischen Abmessungen in Werkzeugmaschinen in der Dimension von einem Meter ergeben sich bereits bei einer homogenen Temperaturerhöhung von 1 K Längendehnungen im zweistelligen μm -Bereich und damit weit oberhalb der geforderten Bearbeitungsgenauigkeit. Darüber hinaus können thermische Biegungen über die Hebelverhältnisse zu noch größeren Wirkpunktverlagerungen führen.

Tabelle 1.1: Wärmeausdehnungskoeffizienten β von Gestellwerkstoffen im Werkzeugmaschinenbau (in Anlehnung an WECK & BRECHER (2006a))

Werkstoff	β in $10^{-6} \frac{1}{\text{K}}$
Stahl	11,1
Grauguss mit Lamellengraphit (GJL)	9
Grauguss mit Kugelgraphit (GJS)	9,5
Aluminium	21 – 24
Reaktionsharzbeton	2

Der Beschreibung, und darauf aufbauend der Beherrschung, des thermischen Maschinenverhalten ist daher eine große Bedeutung zuzumessen. Dabei gilt es, im allgemeinen Fall ein instationäres, dreidimensionales Problem zu lösen, dem das Temperaturfeld und damit die thermoelastische Verlagerung zugrunde liegt. Für die Erfassung des thermischen Verhaltens sind demnach sowohl räumliche wie auch zeitliche Abhängigkeiten zu berücksichtigen. Das räumliche Temperaturfeld ergibt sich aus dem Zusammenwirken von Geometrie, Wärmeleitfähigkeit der Werkstoffe, Wirkort und Stärke von Umgebungs- und maschineninternen Einflüssen. Die Wirkpunktverlagerung resultiert damit aus der Kombination vieler Verlagerungen einzelner Komponenten und ist dadurch nur bedingt prognostizierbar. Erschwert wird dies durch die zeitliche Veränderung des Temperaturfeldes. Nur in Ausnahmefällen kann von einem stationären Zustand ausgegangen werden. Die Veränderung der Umgebungsbedingungen oder eine Variation des Bearbeitungsprogramms können neben vielen anderen

Faktoren zu einem instationären Verhalten führen.

Aufgrund der geringen Prognostizierbarkeit des thermischen Verhaltens können meist nur sehr begrenzte Maßnahmen bei der Maschinenentwicklung und im Betrieb umgesetzt werden. Diese reichen von der Auslagerung dominierender Wärmequellen über den Einsatz thermisch stabilerer Werkstoff bis hin zur aktiven Temperierung zur Gewährleistung homogener Temperaturverteilungen. Dennoch sind für viele Anwendungen kompensatorische Maßnahmen obligatorisch, wobei gerade die indirekten Kompensationsverfahren ein tiefes Verständnis des thermischen Maschinenverhaltens erfordern. Durch geeignete Modelle kann die Simulationstechnik helfen, das fehlende Systemverständnis aufzubauen und bereits in der Entwurfsphase die thermisch bedingte Wirkpunktverlagerung zu prognostizieren.

1.3 Begriffsklärung und Simulation in der Entwicklung

Im Rahmen dieser Arbeit werden alle Einflüsse auf die Maschinenstruktur in die beiden folgenden Klassen eingeteilt. Die beiden Kategorien entsprechen im Wesentlichen der Einteilung aus WECK & BRECHER (2006b) in *Umgebungseinflüsse* und *maschineninterne Einflüsse*. Sie stellen die thermischen Randbedingungen des Systems dar. Der im Rahmen der Simulation übliche Begriff der *Randbedingung* bleibt davon unberührt, er umfasst im Wesentlichen beide Kategorien.

Umgebungsrandbedingungen: Darunter sind alle Einflüsse zusammengefasst, die über die Wärmeübertragungsmechanismen Konvektion und Strahlung von außen auf die Maschinenstruktur einwirken. Hierbei ist es unerheblich, ob diese zu einem Wärmefluss in die Struktur hinein oder aus der Struktur heraus führen.

Wärmequellen: Unter diesem Begriff sind alle maschineninternen Einflüsse zusammengefasst, die als Wärmestromrandbedingung direkt auf die Struktur einwirken. Eine Wärmesenke wird als negative Wärmequelle verstanden. Wärmequellen werden entweder als Wärmestromdichten $[\frac{W}{m^2}]$ oder als Wärmeströme $[W]$ abgebildet.

Eine Verbesserung dieses Maschinenverhaltens, und damit einhergehend die Erhöhung der erreichbaren Genauigkeit, steht dabei schon in der Entwicklungsphase im Mittelpunkt. In der Entwurfs- bzw. Ausarbeitungsphase werden bereits die grundlegenden Eigenschaften der späteren Maschine festgelegt. Um die Erreichung der geforderten Fähigkeiten zu gewährleisten, sind meist Untersuchungen an realen Prototypen mit mehreren Iterationsschleifen nötig. Abbildung 1.2 zeigt das mehrstufige Vorgehen in der Entwicklungsphase.

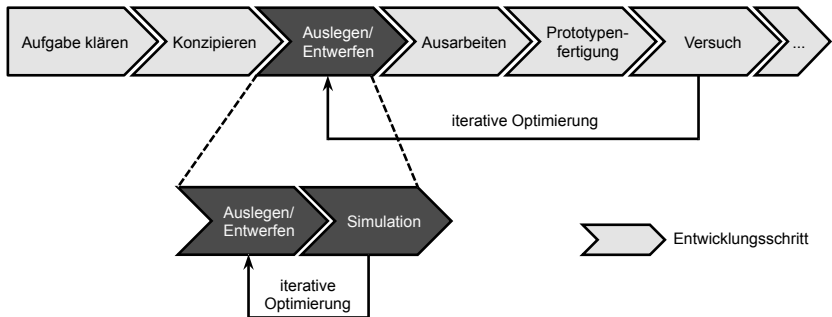


Abb. 1.2: Verkürzung der Optimierungsphase durch den Einsatz virtueller Prototypen in der Entwicklung (in Anlehnung an SCHNEIDER (2000))

Der Einsatz virtueller Prototypen kann dabei die Anzahl an nötigen Iterationsschritten mit realen Prototypen reduzieren. Die Iteration wird statt dessen am Modell, also dem virtuellen Prototyp, vorgenommen. Dadurch sind Variationen in deutlich kürzeren Zeiten möglich und die Beobachtbarkeit der Auswirkungen von bestimmten Konstruktionsänderungen wird verbessert. Daraus ergibt sich neben der Einsparung von Prototypen und der damit verbundenen Kosten vor allem eine erhebliche Zeitersparnis, da nicht auf die Prototypenfertigung und die daran durchgeführten Versuche gewartet werden muss.

Die stärkere Einbindung der Simulationstechnik ist deshalb auch ein aktueller Trend im Entwicklungsprozess von Werkzeugmaschinen. ALTINTAS ET AL. (2005) präsentieren in ihrer Abhandlung zum Thema *Virtual Machinetool* den integrierten Entwicklungsprozess für Werkzeugmaschinen unter Zuhilfenahme virtueller Prototypen. Vom Konzept bis zur Realisierung werden dabei die folgenden Schritte dargestellt: CAD-Modellierung der Maschine und Kinematikauslegung, rechnerische Untersuchung von Einzelkomponenten, Finite-Elemente-Simulation der Gesamtmaschine, mit den Antrieben gekoppelte flexible Mehrkörpersimulation sowie der Abgleich von Simulation und Messung. Für die Finite-Elemente-Simulation der Maschine wird die in Abbildung 1.3 illustrierte Kette digitaler Werkzeuge dargestellt.

Darüber hinaus zeigt HENNAUER (2012), dass auf Basis der dynamischen Analyse auch eine Mechatronik-Simulation der Maschine durchgeführt werden kann. Die Ausführungen von ALTINTAS ET AL. (2005) erläutern zusätzlich die Möglichkeit, das thermische Maschinenverhalten auf diese Art und Weise zu beschreiben, es wird jedoch klar, dass diese Modellierung im Vergleich zu der

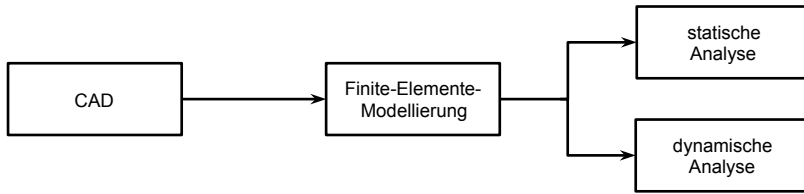


Abb. 1.3: Abfolge der Anwendung digitaler Werkzeuge bei der Finite-Elemente-Simulation von Werkzeugmaschinen (in Anlehnung an ALTINTAS ET AL. (2005))

des statischen und des dynamischen Verhaltens noch nicht so stark in den Entwicklungsprozess eingebunden ist.

1.4 Zielsetzung und Aufbau der Arbeit

Das thermische Verhalten ist auch aufgrund des hohen Modellierungsaufwands noch nicht umfassend in den Entwicklungsprozess eingebunden. Die steigenden Genauigkeitsanforderungen bedingen aber zukünftig ein verbessertes thermisches Verhalten. Das Ziel dieser Arbeit ist daher die Einbindung der Modellierung des thermoelastischen Verhaltens in die digitale Werkzeugkette bei der Entwicklung von Werkzeugmaschinen. Basis und Kernidee ist die weitere Verwendung bestehender strukturmechanischer Modelle sowie die automatisierte Bestimmung der Randbedingungen. Mit der stringenten Fokussierung auf das Bearbeitungsprogramm können in Verbindung mit Daten des Maschinenentwurfs alle Wärmequellen und Umgebungsrandbedingungen (also die thermischen Randbedingungen des Systems) berechnet werden. Ein Kernpunkt ist dabei der Bearbeitungsprozess, der auch in seiner indirekten Wirkung als Last für die Antriebssysteme und Übertragungselemente berücksichtigt werden soll.

Zur Erreichung dieser Zielsetzung werden in *Kapitel 2* zunächst die notwendigen Grundlagen zum thermoelastischen Verhalten spanender Werkzeugmaschinen und zu dessen Simulation dargelegt. Neben den Grundlagen der Wärmeübertragung stehen die Simulationsmethoden im Fokus. Darüber hinaus wird der aktuelle Stand der Technik zur thermischen Simulation von Komponenten und Werkzeugmaschinen beschrieben. Dieser bildet die Basis für die Ableitung des Handlungsbedarfs.

In *Kapitel 3* wird die Modellierungssystematik konzipiert, die die relevanten Aspekte des Handlungsbedarfs adressiert. Hierfür werden zunächst die An-

forderungen an die Modellierungssystematik abgeklärt und anschließend die einzelnen Umsetzungsschritte präsentiert.

Den ersten Schritt stellt die Transformation der Struktur und die Ermittlung der Umgebungsrandbedingungen dar, wie sie in *Kapitel 4* thematisiert wird. Hierbei wird zunächst auf den Aufbau mechanischer Modelle, die der Transformation zugrunde liegen, und auf die Grundlagen zur Beschreibung von Umgebungsrandbedingungen in der Simulation eingegangen. Kernpunkt dieses Kapitels ist die Entwicklung eines Vorgehens zur Ermittlung der Umgebungsrandbedingungen, das auch einen aus acht Schritten bestehenden Algorithmus zur Erkennung der Modellaußenflächen beinhaltet. Am Ende dieses Abschnitts soll ein mit Umgebungsrandbedingungen versehenes berechnungsfähiges thermisches Maschinenmodell zur Verfügung stehen.

Dieses Modell muss in einem weiteren Schritt mit Wärmequellen versehen werden. *Kapitel 5* beschreibt das Konzept eines aufgabenbasierten Wärmequellenmodells für die Ermittlung der für die Simulation benötigten Größen. Auf Basis der Darstellung grundlegender Berechnungen zu den internen Wärmequellen in Werkzeugmaschinen werden Module für die einzelnen Komponenten entwickelt und miteinander verknüpft. Die Applikation bewegter Wärmequellen auf einem unbewegten Modell wird in einem weiteren Abschnitt betrachtet. An einem Ersatzmodell wird aufgezeigt, in welchen Fällen sich rechenzeitsparende Vereinfachungen erheblich auf das Berechnungsergebnis auswirken.

Die Anwendung der Modellierungssystematik wird in *Kapitel 6* anhand eines Universaldrehzentrums beschrieben und umfassenden messtechnischen Untersuchungen gegenübergestellt. Es erfolgt eine detaillierte Validierung des Wärmequellenmodells und der gesamten Modellierungssystematik. Anhand des Anwendungsbeispiels wird das entwickelte Vorgehen vor dem Hintergrund technischer und wirtschaftlicher Faktoren bewertet.

Die Arbeit schließt mit einer Zusammenfassung und einem Ausblick auf den zukünftigen Forschungsbedarf in *Kapitel 7*.

2 Grundlagen und Stand der Wissenschaft und Technik

2.1 Grundlagen der Wärmeübertragung und des thermoelastischen Strukturverhaltens

2.1.1 Wärmeübertragung

Das thermoelastische Strukturverhalten geht grundlegend auf das allgemeine, dreidimensionale, transiente Temperaturfeld zurück, das auf die betrachtete Struktur aufgeprägt ist. Dieses ist durch die Gesetzmäßigkeiten der Wärmeübertragung charakterisiert, die im Folgenden in ihren Grundzügen dargelegt werden sollen. In der Literatur finden sich umfassende Darstellungen zu den Grundlagen der Wärmeübertragung. An dieser Stelle soll daher nur auf die Kernpunkte eingegangen werden, die für das Verständnis der thermischen Modellierung notwendig sind. Die dargestellten Zusammenhänge basieren dabei im Wesentlichen auf POLIFKE & KOPITZ (2005) und BAEHR & STEPHAN (2006).

Grundsätzlich wird zwischen drei Mechanismen des Wärmetransports unterschieden:

- Wärmeleitung bzw. Konduktion (diffusiver Wärmetransport)
- Konvektion (Wärmetransport in strömenden Fluiden)
- Wärmestrahlung bzw. Radiation (Austausch elektromagnetischer Strahlung im Wellenlängenbereich von 0,1 bis 1000 μm)

Je nach den zugrunde liegenden physikalischen Effekten lassen sich drei verschiedene Wärmeleitungsphänomene beobachten (POLIFKE & KOPITZ 2005). In Fluiden sorgen Atom- bzw. Molekülbewegungen für den Wärmetransport. Bei Festkörpern sind im Allgemeinen Gitterschwingungen (auch Phononen) die Basis der Wärmeleitung. Bei elektrisch leitenden Stoffen (wie etwa Metallen) ist dagegen das Elektronengas (bestehend aus freien Elektronen) der maßgebliche Faktor des Transports. Die Vielfalt der beteiligten Mechanismen spiegelt sich auch in der großen Spanne der Wärmeleitfähigkeit λ wider. Diese beträgt

beispielsweise $< 1 \frac{W}{mK}$ für Wasser¹, während Aluminium Werte im Bereich von $236 \frac{W}{mK}$ ² aufweist (VDI-GVC 2006).

Für die Beschreibung der **Wärmeleitung** kann die *Fourier'sche Differentialgleichung (DGL)* verwendet werden, die es auf Basis der Energieerhaltung erlaubt, die räumlichen und die zeitlichen Veränderungen des Temperaturfelds $T(\vec{x}, t)$ mit $\vec{x} = (x \ y \ z)$ zu bestimmen. Für den allgemeinen Fall ergibt sich unter Vernachlässigung der zeitlichen Abhängigkeit der Wärmeleitfähigkeit:

$$\rho c \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \dot{\omega}. \quad (2.1)$$

Der linke Teil der Gleichung gibt die Wärmespeicherung auf Basis der Dichte ρ und der spezifischen Wärmekapazität c an. Neben dem Wärmeleitungsterm ist auch der Quellterm zu beachten, der über die Wärmequellendichte $\dot{\omega}$ beschrieben wird. Die praktische Anwendung von Gleichung 2.1 erfordert die Lösung eines Randwertproblems. Hierbei werden im Allgemeinen die folgenden drei Arten von Randbedingungen verwendet, die in Abbildung 2.1 näher betrachtet werden:

Randbedingung erster Art: Die Randbedingung ist gekennzeichnet durch die Vorgabe eines Temperaturwerts, z. B. an der Körperoberfläche $T(x = 0, t)$.

Randbedingung zweiter Art: Statt einer Temperaturvorgabe beschreibt diese Randbedingung den Wärmefluss durch die Oberfläche. Üblicherweise wird auch eine Wärmestromdichte $\dot{q}_O(x = 0, t)$ verwendet.

Randbedingung dritter Art: Hierunter wird der konvektive Wärmeübergang zwischen der Oberfläche und einem strömenden Fluid verstanden. Diese Randbedingung charakterisiert damit den zweiten Mechanismus der Wärmeübertragung. In Flüssigkeiten und Gasen erfolgt der Wärmetransport hauptsächlich durch **Konvektion**, wenn das Fluid einer Strömung unterliegt. Es kann dabei zwischen erzwungener und freier Konvektion unterschieden werden. Wird die Wärmeübertragung zwischen dem strömenden Fluid und dem umströmten Körper betrachtet, so gilt nach Newton für die Berechnung der Wärmestromdichte an der Oberfläche \dot{q}_O :

$$\dot{q}_O = \alpha(T_O - T_\infty) \quad (2.2)$$

Dabei ist α der Wärmeübergangskoeffizient, T_O die Außenflächentemperatur und T_∞ die Fluidtemperatur. Auf Basis der strömungstechnischen

¹ Druck 1 bar, Temperatur 0 °C

² Temperatur 0 °C

Zusammenhänge bildet sich ein Temperaturgradient quer zur Strömungsrichtung aus. Innerhalb einer Randschicht erfolgt der Übergang von der Außenflächentemperatur zur Grenztemperatur des Fluids. Der Wärmeübergangskoeffizient α kann im Allgemeinen nicht analytisch bestimmt werden. Eine Approximation lässt sich mit Hilfe der Ähnlichkeitskennzahl Nu nach Nußelt erreichen. Wie diese Randbedingungen für reale Anwendungen in der thermischen Simulation Einsatz finden und beschrieben werden können, wird in Kapitel 4 dargestellt.

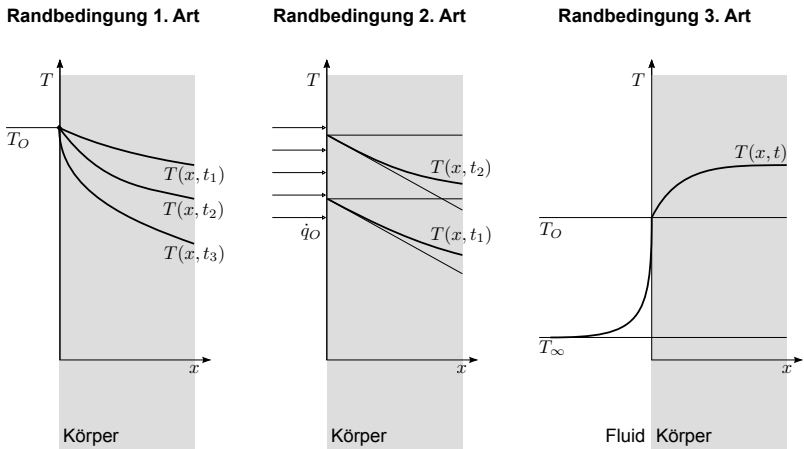


Abb. 2.1: Die drei Arten der Randbedingung für die Fouriersche Differentialgleichung (in Anlehnung an POLIFKE & KOPITZ (2005))

Der dritte grundlegende Mechanismus der Wärmeübertragung ist die **Wärmestrahlung**. Dieser Begriff beschreibt gemäß DIN 5031 (1984) optische Strahlung im Wellenlängenbereich von $0,1 \mu m$ bis $1000 \mu m$. Die Eingrenzung ist jedoch willkürlich, da die thermisch angeregte Strahlung eines Körpers von dessen Temperatur und Materialeigenschaften abhängig ist (BAEHR & STEPHAN 2006). Sehr heiße oder sehr kalte Körper können dementsprechend auch Wärmestrahlung außerhalb des angegebenen Bereichs aussenden. Für übliche Fragestellungen im Bereich der Werkzeugmaschinen ist diese Eingrenzung jedoch als gültig annehmbar.

Wärmestrahlung, die auf einen Körper auftrifft, wird im Allgemeinen zu einem Anteil α_{Str} absorbiert, zu einem Anteil ρ_{Str} reflektiert und zu einem Anteil τ_{Str} transmittiert, woraus folgt:

$$\alpha_{Str} + \rho_{Str} + \tau_{Str} = 1 \quad (2.3)$$

Aus diesem Zusammenhang lassen sich einige praktische Sonderfälle ableiten: der *schwarze Körper*, der jegliche Strahlung absorbiert ($\alpha_{Str} = 1$), der *weiße Körper*, der jegliche Strahlung reflektiert ($\rho_{Str} = 1$) oder auch der *Oberflächenstrahler*, der keinerlei Strahlung transmittiert ($\tau_{Str} = 0$), wie er für die meisten Festkörper angenommen werden kann (POLIFKE & KOPITZ 2005). Letzterer ist für die im Rahmen dieser Arbeit betrachteten Zusammenhänge von höchster Bedeutung, da er im Allgemeinen den in der Werkzeugmaschine verwendeten Komponenten entspricht. Für diffus-graue Strahler gilt nach dem *Gesetz von Kirchhoff*, dass der spektrale Emissionsgrad gleich dem spektralen Absorptionsgrad ist (BAEHR & STEPHAN 2006). Für einen diffusen, grauen Oberflächenstrahler kann also Folgendes vereinfachend angenommen werden:

$$\epsilon_{Str} + \rho_{Str} = 1 \quad (2.4)$$

Da jeder technische Körper Wärmestrahlung abgibt und aufnimmt, muss hier immer von einem Strahlungsaustausch zweier oder mehrerer Körper ausgegangen werden. In einem Austauschkoefizienten sind die Materialeigenschaften der Strahler, ihre Orientierung sowie ihre Form zu berücksichtigen. Für zwei Strahlungspartner ist gemäß POLIFKE & KOPITZ (2005) folgende Austauschbeziehung anzugeben:

$$\dot{Q} = A_1 \cdot \Sigma_{12} \cdot (T_1^4 - T_2^4) \quad (2.5)$$

Dabei ist \dot{Q} der resultierende Wärmestrom aus Strahlung, A_1 die für die Strahlung relevante Oberfläche von Körper 1, Σ_{12} der Austauschkoefizient sowie T_1 und T_2 die Oberflächentemperaturen der Strahler. Für das Beispiel eines konvexen Körpers (d. h. kein Strahlungsaustausch zwischen einzelnen Flächen dieses Körpers) im geschlossenen Raum ergibt sich Σ_{12} zu:

$$\Sigma_{12} = \frac{\sigma_B}{\frac{1}{\epsilon_{Str,1}} + \left(\frac{1}{\epsilon_{Str,2}} - 1\right) \cdot \frac{A_1}{A_2}} \quad (2.6)$$

Die benötigten Größen sind die *Stefan-Boltzmann-Konstante* σ_B , die Emissionskoefizienten der Körper $\epsilon_{Str,1}$ und $\epsilon_{Str,2}$ sowie die Oberflächen der beiden

Körper. Für den Spezialfall $A_1 \ll A_2$ ³ gilt vereinfachend, dass $\Sigma_{12} = \epsilon_{Str,1} \cdot \sigma_B$ ist und damit:

$$\dot{Q} = A_1 \cdot \epsilon_{Str,1} \cdot \sigma_B \cdot (T_1^4 - T_2^4) \quad (2.7)$$

In diesem Fall, wie er etwa für eine Werkzeugmaschine in einer entsprechend großen Halle herangezogen werden könnte, werden die Fläche A_2 und der Emissionskoeffizient $\epsilon_{Str,2}$ vernachlässigt, so dass die Temperatur T_2 als einzige Größe des Körpers 2 in die Berechnung eingeht.

Die beschriebenen Mechanismen der Wärmeübertragung führen zusammen mit den inneren Quellen und der Wärmespeicherung zu einem instationären Temperaturfeld innerhalb des betrachteten Körpers. Die Auswirkungen dieses Temperaturfelds werden im folgenden Abschnitt näher betrachtet.

2.1.2 Thermoelastisches Strukturverhalten

Aus einem sich verändernden Temperaturfeld ergeben sich in Verbindung mit von Null verschiedenen Wärmeausdehnungskoeffizienten thermomechanische Verlagerungen. Im Rahmen dieser Arbeit liegt die Betrachtung speziell auf thermoelastischen Verlagerungen, die aufgrund des Temperaturfelds in der Struktur induziert werden. In Festkörpern führt eine Temperaturerhöhung zu einer Ausdehnung des Körpers. Ein Maß dafür stellt der Wärmeausdehnungskoeffizient β dar. Für die homogene Erwärmung eines Balkens der Länge l_0 bei der Ausgangstemperatur $T_0 = T(t = 0)$ bedeutet dies eine Verlängerung um Δl :

$$\Delta l = l_0 \cdot \beta \cdot (T_1 - T_0) \quad (2.8)$$

Für die homogene Erwärmung eines Körpers kann dieser Zusammenhang selbstverständlich auch auf die Volumenänderung übertragen werden (MILBERG 1992). Für reale Anwendungsfälle ist die Verlagerung jedoch nicht ohne weiteres zu berechnen, da sich das Temperaturfeld und damit die thermoelastischen Verlagerungen dynamisch verändern können. Darüber hinaus ist eine homogene Temperaturverteilung ein Spezialfall, der sich durch die lokal vorhandenen Wärmeeinträge in der Realität nicht einstellen wird.

³ Für $\epsilon_{Str,1} = \epsilon_{Str,2} = 0,9$ bedeutet diese Vereinfachung bei $A_2/A_1 = 10$ einen Fehler von weniger als 1 %

2.2 Thermoelastisches Verhalten spanender Werkzeugmaschinen

Das thermoelastische Verhalten ist von besonderer Bedeutung für spanende Werkzeugmaschinen und wird daher meist schon in der Entwicklung berücksichtigt. Grundlegende Informationen und Konstruktionsempfehlungen die thermischen Einflüsse betreffend lassen sich Grundlagenwerken wie MILBERG (1992), WECK & BRECHER (2006a), SPUR (1996), TÖNSHOFF (1995) u. a. entnehmen. SPUR (1996) definiert dabei die thermische Wirkkette der Werkzeugmaschine gemäß Abbildung 2.2.

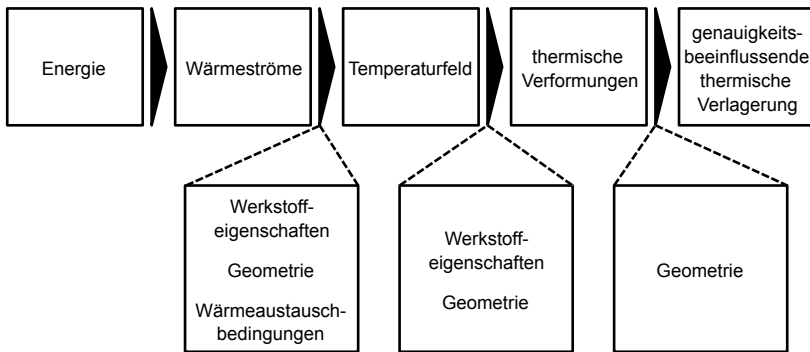


Abb. 2.2: Thermische Wirkkette in einer Werkzeugmaschine (in Anlehnung an SPUR (1996))

Die zugeführte (meist elektrische) Energie wird durch Reibung, elektrische Verluste und den Zerspanungsprozess in Wärmeströme überführt. Eine Übersicht der hierbei beteiligten Einflussgrößen wurde bereits in Abbildung 1.1 dargestellt. Diese Wärmeströme führen in der allgemeinen Betrachtung in Verbindung mit den eingesetzten Werkstoffen, der Maschinengeometrie und der Wärmeübertragung (intern und extern) zu einem dreidimensionalen, instationären Temperaturfeld in der Maschine. Durch die mechanischen Werkstoffeigenschaften (v. a. den Wärmeausdehnungskoeffizienten) ergeben sich in Verbindung mit der Maschinengeometrie die thermoelastischen Maschinenverlagerungen. Die Maschinenkinematik entscheidet darüber, wie sich diese Verlagerungen in der Maschinengenauigkeit äußern.

Entsprechend der thermischen Wirkkette lassen sich auch die möglichen Eingriffsmöglichkeiten zur Verbesserung des thermischen Maschinenverhaltens ableiten (SPUR 1996). An erster Stelle der Betrachtung steht damit die Um-

wandlung der zugeführten Energie in Wärme. Hier kann u. a. durch eine Wirkungsgradsteigerung die Wärmezufuhr reduziert werden. Eine Abschirmung gegenüber den Umgebungseinflüssen kann durch eine Klimatisierung der Fertigungsstätte umgesetzt werden (BRUINS & DRÄGER 1984). Um das Temperaturfeld homogen und die Temperaturwerte niedrig zu halten, besteht darüber hinaus die Möglichkeit, der Wärmezufuhr eine erhöhte Wärmeabfuhr entgegenzustellen (z. B. durch eine zusätzliche Kühlung), Wärmequellen⁴ zu isolieren oder Werkstoffe mit hoher Wärmeleitfähigkeit zu verwenden. Neben den temperaturbezogenen Eingriffen existiert die Option, die Auswirkungen der Temperaturerhöhungen auf die Verlagerung zu begrenzen. Hierzu zählen Maßnahmen wie der Einsatz von Werkstoffen mit geringen Wärmeausdehnungskoeffizienten, der thermosymmetrische Aufbau von Maschinen oder auch die steuerungstechnische Kompensation der entstehenden Verlagerungen. Die Maßnahmen gegen thermische Verformungen lassen sich in unterschiedliche Klassifizierungen ordnen. TÖNSHOFF (1995) unterteilt diese in passive und aktive Maßnahmen. Passiv sind dabei vor allem konstruktive Maßnahmen (etwa das Auslagern von Wärmequellen⁴), aktiv sind Kühlmaßnahmen oder eine steuerungstechnische Kompensation. Nach SPUR (1996) lassen sich die Maßnahmen aber auch in diese drei Kategorien ordnen:

- Konstruktive Maßnahmen
 - Verringerung der Wärmequellen⁴
 - Verringerung der Auswirkungen
- Kompensatorische Maßnahmen
 - Eingriff in den Energiehaushalt
 - Kein Eingriff in den Energiehaushalt
- Reduzierung des Umgebungseinflusses

Die Vielzahl an möglichen internen und externen Einflüssen, die im Betrieb der Maschine auftreten können, zeigen die Komplexität des thermoelastischen Verhaltens auf und erschweren die Entscheidung für die zu wählenden Maßnahmen.

Die Auswirkungen thermisch bedingter Maschinenverlagerungen sind deshalb bereits seit mehreren Jahrzehnten auch Gegenstand wissenschaftlicher Untersuchungen. Eine vollständige Darstellung der wissenschaftlichen Arbeiten auf diesem Gebiet würde den Umfang der Arbeit sprengen. Es sei hier auf Übersichtsliteratur verwiesen, die die wesentlichen Fortschritte auf diesem Gebiet

⁴ gemäß Definition in Abschnitt 1.3: auf die Struktur wirkende Wärmeströme, die die maschineninternen Wärmeeinträge repräsentieren

und die entscheidenden Arbeiten in den einzelnen Bereichen (BRYAN 1968, 1990; MAYR ET AL. 2012; WECK ET AL. 1995) darstellt. Im Folgenden sollen die grundlegenden Arbeitsrichtungen bezüglich des thermischen Verhaltens zusammenfassend präsentiert und der für die Arbeit relevante Stand der Technik zur Simulation des thermischen Verhaltens ausführlich thematisiert werden.

BRYAN (1968) gibt eine erste Übersicht über die Arbeiten zum thermischen Verhalten. Darauf aufbauend zeigt BRYAN (1990) den forschungstechnischen Fortschritt, der in diesem Bereich erzielt wurde. Grundlegend kann das thermische Problem in zwei Teilaspekte zerlegt werden. Differieren die Temperatur bei der Erstvermessung der Geometrie und die spätere Arbeitstemperatur, so kann dies insbesondere beim Einsatz unterschiedlicher Werkstoffe (mit unterschiedlichen Wärmeausdehnungskoeffizienten) zu Ungenauigkeiten bei der Bearbeitung führen. Darüber hinaus können stationäre (räumliche) Temperaturverteilungen, dynamische (zeitliche) Temperaturveränderungen oder die Kombination beider Effekte zu entsprechenden Verlagerungen führen. BRYAN (1968) definiert sechs Kategorien für Einflussgrößen auf das thermische Verhalten:

- Wärme aus dem Zerspanungsprozess
- Wärmegenerierung in der Maschine
- Wärmezu- und -abfuhr durch Kühl- bzw. Temperiersysteme
- Wärmezu- und -abfuhr durch die Umgebung
- Menschlicher Einfluss
- Thermisches Gedächtnis (Beim Transport eines Objektes von einer Umgebung in eine andere kommt es gerade bei hohen Wärmekapazitäten zu einer lang andauernden Temperaturanpassung des Objektes. Dies kann etwa beim Transport großer Werkstücke von einer Werkhalle in eine andere auftreten.)

Die Überprüfung der Fortschritte bei der Beherrschung des thermischen Maschinenverhaltens zwischen 1968 und 1990 ergab laut BRYAN, dass – trotz umfangreicher Arbeiten in diesem Bereich – weiterhin großes Forschungspotenzial besteht. WECK ET AL. (1995) zeigen in ihrem Überblick vor allem die Möglichkeiten zur konstruktiven bzw. kompensatorischen Reduktion der thermischen Verlagerungen auf. So wurden die Forschungstätigkeiten in drei Bereichen dargestellt: die Reduktion und Isolierung von maschineninternen Wärmeeinträgen, die Temperatursteuerung der Maschine sowie die Kompensation der thermisch bedingten Verformungen.

MAYR ET AL. (2012) stellten den zur Zeit wesentlichen Stand der Technik auf dem Gebiet des thermischen Maschinenverhaltens dar. Neben den Tätigkeiten zur Verbesserung der Messung thermisch bedingter Verlagerungen und der Reduktion dieser spielt vor allem auch die Simulation der Verlagerungen und des

Temperaturfelds eine entscheidende Rolle. Neben grundlegenden Arbeiten zum Einsatz von Finite-Differenzen- und Finite-Elemente-Verfahren fokussieren sich viele Untersuchungen auf die thermische Modellierung von relevanten Komponenten, namentlich der Hauptspindelsysteme und der Vorschubachsen. Darüber hinaus wurden Beiträge zur Modellierung von Gesamtmaschinen vorgestellt, die auch notwendige Überlegungen zur Verknüpfung von Teilkomponentenmodellen enthalten. Da diese Arbeiten einen wesentlichen Beitrag zum relevanten Stand der Technik dieser Abhandlung bilden, werden sie zusammen mit weiteren essentiellen Veröffentlichungen in den folgenden Abschnitten detailliert dargestellt.

Bei der Betrachtung der Forschungstätigkeiten ist auch der von der Deutschen Forschungsgemeinschaft (DFG) seit 2011 geförderte Sonderforschungsbereich Transregio 96 zu erwähnen. Dieser thematisiert das thermoenergetische Verhalten von Werkzeugmaschinen und ist in drei Projektbereiche unterteilt: die Modellierung des prozessaktuellen Werkzeugmaschinenabbaus, die Parametrisierung und Korrektur sowie die Komponenten- und Maschinengestaltung. Die relevanten Teilprojekte sind in Abschnitt 2.3.3 näher beleuchtet.

2.3 Simulation des thermoelastischen Maschinenverhaltens

2.3.1 Begriffsklärung und Übersicht über Simulationsverfahren

Im Rahmen dieser Arbeit werden die folgenden Modellbezeichnungen mit den zugehörigen Bedeutungen verwendet:

Thermisches Modell: Dies ist ein Modell, das die Berechnung von Temperaturfeldern in Strukturen ermöglicht.

Mechanisches Modell: Dies ist ein Modell, das strukturmechanische Verlagerungsberechnungen erlaubt.

Thermoelastisches Modell: Dies ist die Kombination eines thermischen und eines mechanischen Modells, entweder komplett oder quasi-gekoppelt.

Die Verwendung von Simulationsmethoden kann in der Maschinenentwicklung Unterstützung leisten. Während die Simulation bei der statischen und der dynamischen Maschinenuntersuchung immer mehr zur Standardanwendung wird (ALTINTAS ET AL. 2005), steht der Einsatz im Bereich des thermoelastischen Verhaltens noch am Anfang. Dies liegt unter anderem in der Vielzahl und der Komplexität der thermischen Randbedingungen, aber auch in der aufwendigen Beschreibung der korrekten Wärmeleitungsvorgänge innerhalb der Struktur begründet. Im thermischen Bereich sind die Finite-Differenzen-Methode (FDM)

und die Finite-Elemente-Methode (FEM) von besonderer Bedeutung. Im Folgenden werden die Grundzüge beider Verfahren sowie wesentliche Anwendungen im Bereich der Werkzeugmaschinen-simulation dargestellt. Einen Überblick über die Simulation des thermischen Verhaltens geben auch ZAEH & MAIER (2010a).

2.3.2 Simulation auf Basis der FDM

Grundlagen der thermischen FDM

Die FDM basiert auf der Approximation der dem Problem zugrunde liegenden Differentialgleichung, im thermischen Fall demnach der Fourierschen Wärmeleitungs-DGL (siehe Gleichung 2.1). Um eine Näherungslösung zu erhalten, wird der Differentialquotient in einen Differenzenquotienten überführt. Die folgenden Zusammenhänge zur FDM am Beispiel eines eindimensionalen Balkens können der einschlägigen Literatur entnommen werden und basieren in großen Teilen auf MAYR & THALHOFER (1993). Die Fouriersche Wärmeleitungs-DGL auf den einfachen Balken reduziert lautet:

$$\rho c \frac{\partial T}{\partial t} - \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) = \dot{\omega} \quad (2.9)$$

Nach der Diskretisierung des Balkens entsprechend Abbildung 2.3 kann die Integration von Gleichung 2.9 über das zum Punkt B symmetrische Intervall Δx wie folgt aufgestellt werden:

$$\rho c \int_a^c \int_t^{t+\Delta t} \frac{\partial T}{\partial t} dt dx - \int_t^{t+\Delta t} \int_a^c \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) dx dt = \int_t^{t+\Delta t} \int_a^c \dot{\omega} dx dt \quad (2.10)$$

Hierbei beschreibt der erste Term die Wärmespeicherung und der zweite Term die Wärmeleitung im betrachteten Abschnitt. Wird die Temperaturabhängigkeit des ersten Terms über der Position x vernachlässigt, so ergibt sich:

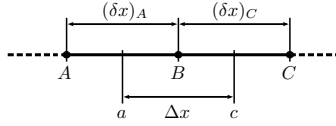


Abb. 2.3: Diskretisierung eines Balkens um den Punkt B als Ausgangsbasis für die FDM, mit $(\delta x)_A$ und $(\delta x)_C$ als Abstände zu den nächsten Diskretisierungspunkten (in Anlehnung an MAYR & THALHOFER (1993))

$$\begin{aligned} \rho c \Delta x (T_B^{t_1} - T_B^{t_0}) - \int_t^{t+\Delta t} \left[\lambda_{BC} \frac{T_C - T_B}{(\delta x)_C} - \lambda_{AB} \frac{T_B - T_A}{(\delta x)_A} \right] dt \\ = \int_t^{t+\Delta t} \int_a^c \dot{\omega} dx dt \end{aligned} \quad (2.11)$$

λ_{AB} und λ_{BC} sind die Wärmeleitfähigkeiten der Strecken AB und BC . Die FDM ist schwer auf komplexe Geometrien zu übertragen und wird daher selten für die örtlich detaillierte Simulation von Systemen verwendet. Ein Haupteinsatzgebiet stellt die Berechnung von Potential- und Feldproblemen dar, wie sie typischerweise in der Strömungssimulation auftreten. Dennoch sind einige Anwendungen im Bereich der Werkzeugmaschinen simulation durchgeführt worden, die im Folgenden in Auszügen vorgestellt werden.

Anwendung für Komponenten und Maschinen

BOSSMANN & TU (1999) untersuchten das thermische Verhalten einer Motorspindel für hohe Drehzahlen. Von besonderem Interesse waren dabei die detaillierten Beschreibungen der Wärmeentstehung und des -übertragungsvermögens von Wälzlagern. Diese wurden als signifikante Wärmeeinträge identifiziert und weisen grundsätzlich ein vorspannungsabhängiges Wärmeübertragungsverhalten auf, welches durch die Temperaturabhängigkeit der Vorspannung zusätzlich komplexer wird. Die erarbeiteten Berechnungsvorschriften wurden mit einem rotationssymmetrischen FDM-Modell der Motorspindel verifiziert, das aus wenigen koaxialen, zylindrischen Rohrelementen bestand. Ein abschließender Vergleich der Berechnungsergebnisse mit durchgeführten Messungen ergab eine

gute Prognosefähigkeit des Modells für die Berechnung des transienten Temperaturverlaufs in der Motorspindel. Ebenfalls mit der FDM-basierten Simulation von Spindeln beschäftigte sich MORIWAKI (1988). An einer hydrostatisch gelagerten Präzisionsspindel wurde ein Verfahren zur modellbasierten Kompensation der thermisch bedingten Verlagerungen entwickelt. Hierfür wurde ein zweidimensionales FDM-Modell der Spindel und des Spindelgehäuses aufgebaut und besonderes Augenmerk auf die Modellierung der Wärmeeinbringung aus dem Fluidkreislauf gelegt. Die Anwendung des daraus abgeleiteten Kompensationsmodells zeigte, dass die resultierende Verlagerung deutlich reduziert werden konnte.

Das Knotenpunktverfahren basiert auf den oben beschriebenen Gleichungen der FDM und entspricht der thermischen Analogie von elektrischen Netzwerken. Dabei werden die thermischen Eigenschaften von Komponenten auf wenige Knotenpunkte reduziert. Am Institut für Werkzeugmaschinen und Steuerungstechnik der Technischen Universität Dresden wurde dieses Verfahren für eine Reihe von thermischen Untersuchungen sowohl einzelner Komponenten wie auch ganzer Werkzeugmaschinen eingesetzt. In GROSSMANN & JUNGNICHEL (2003) und GROSSMANN & JUNGNICHEL (2004) wurde das Verfahren verwendet, um das thermische Verhalten von Vorschubantrieben mit bewegtem Wälzkontakt zu untersuchen. Die von GROSSMANN & JUNGNICHEL vorgestellten Formeln zur Beschreibung der Wärmeentstehung in den Elementen des Vorschubantriebs wurden in einem Knotenpunkt-Modell abgebildet. Aufgrund der Vorschubbewegung und der Abhängigkeit des thermischen Verhaltens von der örtlichen Position wurde eine Kopplungsmethode für Kugelgewindemutter und Kugelgewindespindel entwickelt. Diese basiert auf einer sich ändernden Zuordnung der einzelnen Knoten des Modells. Aus dem Verfahrenzyklus wurde die positionsabhängige Zuordnung der Verlustleistung, des Leitwertes und der Umgebungsrandbedingungen abgeleitet. Als Wärmeeinträge wurden vor allem die vorgespannten Wälzkontakte berücksichtigt. Anhand des Modells wurden die Einflüsse verschiedener Parameter auf die resultierende Temperatur untersucht. Betrachtete Parameter waren die Verfahrensgeschwindigkeit, die Achslänge und die Muttervorspannung. Die Simulationsergebnisse wurden darüber hinaus mit messtechnischen Analysen verglichen und zeigten dabei eine gute Übereinstimmung mit diesen. Die simulationsgestützte thermische Analyse eines Positioniersystems wurde von MÜHL & PIECZYK (2000) durchgeführt. Für das mit Lineardirektantrieben ausgestattete System wurde ein Knotenpunkt-Modell für die Trägerbaugruppe und den Schlitten aufgebaut, das die Führungssysteme, die Motoren inklusive der Luftspalte zwischen den Motorkomponenten sowie die Randbedingungen und Wärmeeinträge beinhaltet. Die Wärmeeinbringung aus dem Linearmotor wurde mit Hilfe der Motorkonstante und der aufzubringenden Kraft abgeschätzt.

JUNGNICHEL (2000a) und WUNDERLICH & JUNGNICHEL (2000) untersuchten,

wie mit Hilfe von Knotenpunkt-Modellen ganzer Werkzeugmaschinen Zustandsmodelle für die Kompensation thermisch bedingter Verlagerungen abgeleitet werden können. Die Temperaturverteilung aus dem Knotenpunkt-Modell wird über vereinfachende Annahmen zur freien thermischen Dehnung und Biegung in die thermisch bedingten Verlagerungen überführt. Das Zustandsmodell wird auf einem zusätzlichen Rechner parallel zur Maschine betrieben und liefert der Steuerung aktuelle Korrekturinformationen. Das Vorgehen wurde von JUNGNICHEL (2000a) zum Aufbau eines strukturbasierten Zustandsmodells zur Verlagerungskompensation eines Mehrspindel-Drehautomaten verwendet. WUNDERLICH & JUNGNICHEL (2000) erstellten ein Modell für die Kompensation an einer 3-Achs-Maschine. Für die Korrektur von thermisch bedingten Neigungsfehlern wurde darüber hinaus ein spezieller Korrekturtisch entwickelt und aufgebaut.

Ziel der Arbeit von JUNGNICHEL (2000b) war die Untersuchung einer Schleifmaschine mit einem Bett aus Reaktionsharzbeton. Von besonderem Augenmerk waren dabei die Betrachtung des Kühlmittelkreislaufes und des Wärmeaustausches mit den Baugruppen der Maschine. Herausforderungen in der Modellierung stellten die hydrostatische Führung, die Absaugung, die Umhausung und die Führungsbahnabdeckung dar. Die Schleifmaschine wurde in einem Knotenpunkt-Modell mit 60 Knoten abgebildet, das insbesondere die Beschreibung der Fluidkreisläufe beinhaltete. Aus der Schleifleistung, der Schleifspindellagerung, der Motorspindel, dem Werkstückantrieb, dem ungekühlten Hydraulikkreislauf und dem Kühlmittelkreislauf wurden Referenzlasten definiert und auf die Einflüsse der einzelnen Größen hin untersucht. Die Simulationsergebnisse wiesen auf den markanten Einfluss des Maschinenbetts auf das Strukturverhalten der Maschine hin. Zusätzlich wurde der Einfluss der Erwärmung des Hydrostatikkreislaufs auf die Verlagerung der x-Achse deutlich. Die Schleifscheibe nahm dagegen bereits nach sehr kurzer Zeit einen Beharrungszustand ein. Abschließend wurden Parameter des Simulationsmodells variiert, um die Auswirkungen verschiedener Maßnahmen beurteilen zu können. Unter anderem wurden die Einflüsse des Bettwerkstoffs und der Temperierung und Art des Kühlschmiermittels untersucht.

GROSSMANN & JUNGNICHEL (2006) präsentierten, wie eine Maschine systematisch als Knotenpunkt-Modell aufgebaut wird. Darüber hinaus wurde ein vereinfachtes Verformungsmodell vorgestellt, mit dem aus dem Temperaturfeld thermoelastische Verformungen ausgeleitet werden können. Der Fokus lag auf der Einbeziehung des Prozesses in das Simulationsmodell. Hierfür wurde eine formelmäßige Beschreibung für Umform- und Zerspanungsprozesse entwickelt. Die Abbildung der Vorschubbewegungen im Knotenpunkt-Modell erfolgte analog zu GROSSMANN & JUNGNICHEL (2003) über veränderliche Knotenzuordnungen. Für die Beschreibung zeitlicher Mittelungen der Verlustleistungen, etwa aus den Antrieben und der Spindel, wurde vorgeschlagen, eine Größe zur „Leis-

tungsrauheit“ anzugeben. Diese soll analog zur Oberflächenrauheit zusätzliche Information zum zeitlichen Leistungsprofil liefern. Neben dem Mittelwert können dadurch auch die zeitlichen Variationen des Wertes berücksichtigt werden. Anschließend wurde ein Vorgehen demonstriert, das mit Hilfe des Simulationsmodells für verschiedene Zustände der einzelnen Lasten Sprungantworten zu berechnen erlaubt. Durch die Kombination der einzelnen Sprungantworten kann der konkrete Lastfall konstruiert werden. Die Superponierbarkeit ist allerdings aufgrund nichtlinearer Effekte, etwa des Wärmeübergangs, je nach konkreter Anwendung in Frage gestellt. Basierend auf diesem Vorgehen wurden Möglichkeiten zur Bewertung verschiedener Bearbeitungsreihenfolgen aus thermischer Sicht herausgearbeitet. Die Anwendung erfolgte an einer Reihe von Maschinen und Umform- sowie Zerspanungsprozessen.

Der Einsatz der FDM zur thermischen Simulation ist insbesondere in Bezug auf einfache Strukturen und einzelne Komponenten verbreitet. Im Rahmen der Knotenpunktmodellierung konnten auch thermische Simulationen ganzer Maschinen erfolgreich durchgeführt werden. Diese Verfahren haben jedoch gemeinsam, dass ein eigenes thermisches Modell aufgebaut werden muss. Im Bereich der strukturmechanischen Berechnung ist dagegen die FEM ein erprobtes Verfahren. Im Folgenden soll diese daher in Bezug auf ihre Eignung für thermische Berechnungen untersucht werden.

2.3.3 Simulation auf Basis der FEM

Grundlagen der thermischen FEM

Die FEM ist eine weit verbreitete numerische Methode für die Lösung mechanischer und thermischer Problemstellungen. Das Vorgehen beruht auf dem Grundgedanken der Unterteilung geometrisch komplexer Strukturen in triviale Elemente, sogenannte finite Elemente. Diese Diskretisierung stellt im Allgemeinen eine Näherung der komplexen Struktur dar und führt damit zu einer Approximation der analytischen Lösung des Systems, die nur in seltenen Fällen möglich ist. Die Grundlagen der Finite-Elemente-Methode für Problemstellungen der Mechanik sind bekannt und sollen in diesem Rahmen nicht näher beleuchtet werden. Eine gute Zusammenfassung bieten Übersichtswerke wie ZIENKIEWICZ & TAYLOR (2000), BATHE (2002) und KLEIN (1997). Im Folgenden wird anhand der grundlegenden Gleichungen die Basis der thermischen Finite-Elemente-Rechnung dargestellt. Die hierfür nötigen Voraussetzungen und Vorgehensschritte können ausführlicher auch ZAEH & MAIER (2010a) entnommen werden. Das vorgestellte Vorgehen basiert im Wesentlichen auf ZIENKIEWICZ & TAYLOR (2000), BATHE (2002) und LEWIS (1996). Die Grundlage der numerischen Lösung des Temperaturfeldproblems ist die Fouriersche

Wärmeleitungs-DGL (siehe Gleichung 2.1). Diese kann in verkürzter Schreibweise wie folgt wiedergegeben werden:

$$\rho c \frac{\partial T}{\partial t} - \nabla \cdot (\lambda \nabla T) = \dot{\omega} \quad (2.12)$$

Durch Verzicht auf die Forderung, dass die Aussage der Gleichung überall lokal gelten muss, also durch das Zulassen lokaler Unstetigkeiten, kann eine Gewichtungsfunktion w eingeführt werden, die zur *schwachen Form* der Gleichung führt, bei der nur noch die globale Aussage der Gleichung gilt:

$$\int_{\Omega} \left[\rho c \frac{\partial T}{\partial t} - \nabla \cdot (\lambda \nabla T) \right] w \, d\Omega = \int_{\Omega} \dot{\omega} w \, d\Omega \quad (2.13)$$

Unter der Verwendung der *ersten Greenschen Formel* (BURG & HAF 2010) kann die Gleichung in die endgültige Form überführt werden:

$$\int_{\Omega} \left[w \rho c \frac{\partial T}{\partial t} + \lambda (\nabla T) \cdot (\nabla w) \right] d\Omega = \int_{\Omega} \dot{\omega} w \, d\Omega - \int_{\Gamma_{RB23}} \dot{q}_{\perp} w \cdot d\Gamma \quad (2.14)$$

Dabei stellt Γ_{RB23} den Rand des Integrationsbereichs Ω dar, der Randbedingungen der 2. und der 3. Art abbilden kann. Randbedingungen 1. Art sind Temperaturvorgaben, so dass angenommen werden kann, dass die Funktion T diese ohnehin direkt darstellen kann. Wenn für diese Gleichung korrekte Formfunktionen für T und w gefunden werden können, dann kann die Gleichung das Ergebnis exakt angeben. Für nicht triviale Geometrien ist dies jedoch nahezu unmöglich. Aus diesem Grund wird der Integrationsbereich Ω durch Elemente mit einer finiten Größe diskretisiert. Diese Elemente besitzen m Knoten, die über die Freiheitsgrade $T_i(t)$ verfügen. Aus diesen ergibt sich in Verbindung mit der Formfunktion N_i das Temperaturfeld des Elements T^e :

$$T^e = \sum_{i=1}^m N_i(x, y, z) T_i(t) \quad (2.15)$$

Die Formfunktion beschreibt dabei den Bereich zwischen den Knoten und wird üblicherweise durch Polynomfunktionen umgesetzt (z. B. lineare, quadratische, kubische Formfunktionen). Für die Funktion w können unabhängig davon Formfunktionen verwendet werden. Es liegt aber nahe, hierfür identische Formfunktionen zu wählen. Dieses Vorgehen wird als *Galerkin-Methode* bezeichnet:

$$w^e = \sum_{j=1}^m N_j(x, y, z) w_j(t) \quad (2.16)$$

Werden diese Formfunktionen eingesetzt, so ergibt sich die Wärmeleitungsgleichung für das einzelne Element:

$$\begin{aligned} \sum_{j=1}^m w_j \left(\sum_{i=1}^m \int \left[\rho c N_i N_j \frac{\partial T_i}{\partial t} + \lambda \nabla N_i \nabla N_j T_i \right] dx \, dy \, dz \right. \\ \left. - \int \dot{\omega} N_j dx \, dy \, dz + \int_{\Gamma_{RB23}} N_j \dot{q} w \, d\Gamma \right) = 0 \end{aligned} \quad (2.17)$$

Dabei wird ersichtlich, dass die Funktion w beliebig gewählt werden kann und damit bei der Lösung nicht berücksichtigt werden muss. Die verbleibenden Terme können in einzelne elementbezogene Matrizen überführt werden, wobei \mathbf{M}^e und \mathbf{K}^e die Wärmespeicherung bzw. die Wärmeleitung berücksichtigen und in \mathbf{f}^e die Lasten zusammengefasst sind:

$$\begin{aligned} \mathbf{M}^e &= \int \rho c N_i N_j \, dx \, dy \, dz \\ \mathbf{K}^e &= \int \lambda \nabla N_i \nabla N_j \, dx \, dy \, dz \\ \mathbf{f}^e &= \int \dot{\omega} N_j \, dx \, dy \, dz - \int_{\Gamma_{RB23}} N_j \dot{q} \, d\Gamma \end{aligned} \quad (2.18)$$

Werden die lokalen Freiheitsgrade den globalen zugeordnet, so ergeben sich die entsprechenden globalen Matrizen \mathbf{M} , \mathbf{K} und \mathbf{f} . Wenn zusätzlich alle Temperaturfreiheitsgrade in einem Vektor \vec{T} angeordnet werden, so kann das globale Gleichungssystem aufgestellt werden:

$$\mathbf{M} \frac{d\vec{T}}{dt} + \mathbf{K} \vec{T} = \mathbf{f} \quad (2.19)$$

Damit stehen die Grundlagen für die Berechnung des Temperaturfelds zur Verfügung. Für die Berechnung des thermoelastischen Strukturverhaltens ist jedoch neben dieser auch eine Ableitung der daraus resultierenden Verformungen nötig. Das thermische und das mechanische Verhalten stehen dabei in einem engen Zusammenhang. Zum einen wirkt das Temperaturfeld über den Wärmeausdehnungskoeffizienten als Last auf das mechanische System und induziert damit Verlagerungen. Zum anderen können Verlagerungen durch die

Veränderung von Pressungs- und Reibungsverhältnissen über die davon abhängige Wärmeleitung oder die Prozesse der Wärmeentstehung zu Rückwirkungen auf das Temperaturfeld führen. Prinzipiell muss also von einem thermomechanisch gekoppelten Problem ausgegangen werden. Für die Lösung dieses Systems stehen üblicherweise zwei verschiedene Verfahren zur Verfügung. Erstens kann eine voll gekoppelte Analyse durchgeführt werden. Hierfür muss ein Gleichungssystem aufgestellt und gelöst werden, das sowohl das thermische als auch das mechanische Verhalten beschreibt. Diese Rechenzeit-intensive Methode kommt üblicherweise für die Simulation von Systemen mit vielen Freiheitsgraden (z. B. detailliertes Modell einer gesamten Werkzeugmaschine) nicht in Frage. Zweitens existiert die Möglichkeit einer quasi-gekoppelten Berechnung in einem gestuften Verfahren. Tatsächlich handelt es sich um eine serielle Berechnung in sehr kurzer Zeit. So werden für jeden Zeitschritt zunächst das Temperaturfeld und darauf aufbauend die Verlagerungen berechnet (BURKHARDT 2008).

Anwendung auf Komponentenebene

Eine Reihe von Arbeiten zur thermischen FE-Simulation an Werkzeugmaschinen fokussieren einzelne Komponenten. Von besonderem Interesse ist das thermoelastische Verhalten von Motorspindeln, die nicht nur einen der Hauptwärmeeinträge innerhalb der Maschine darstellen, sondern auch ein komplexes Eigenverhalten aufweisen. Als Modelleingangsgrößen sind dabei die elektrischen und mechanischen Verluste des Motors sowie der Spindellagerung zu beachten. Die eingebrachte Verlustleistung verteilt sich auf die Kühlflüssigkeit, die Umgebung und die Spindelkomponenten bzw. das Spindelgehäuse. Daraus resultiert eine Verlagerung der Spindel, die einerseits die Arbeitsgenauigkeit beeinflusst und andererseits die Lagerbelastung verändert. Der Vergleich mit experimentellen Validierungsdaten ergibt überwiegend, dass die thermische FE-Simulation von Motorspindeln eine hohe Prognosefähigkeit aufweist (HOLKUP ET AL. 2010; ZHAO ET AL. 2007). JEDRZJEWSKI ET AL. (2004) nutzen in ihrem Modell eine Kombination aus FDM-Modell der Spindel und FEM-Modell des Spindelstocks. Zur generellen Verbesserung der Ergebnisgenauigkeit führten WECK & WUNDRAM (1998) Optimierungen von Randbedingungen und Materialkennwerten am Beispiel eines Spindelstocks unter Verwendung gemessener Temperaturdaten durch. Damit konnten für Änderungskonstruktionen abgeglichene Randbedingungen und Materialkennwerte zur Verfügung gestellt werden.

Die Verbesserung von Spindelkästen aus kohlenstofffaserverstärktem Kunststoff verfolgten UHLMANN ET AL. (2000) und griffen dabei auf die FEM zurück. Es wurden grundlegende FEM-Simulationen für Wände aus verschiedenen CFK-Laminaten durchgeführt und mit den Ergebnissen für Grauguss verglichen.

Dabei wurde auch der Einfluss der Gehäuseausschnitte für Lagersitze untersucht. Mit Hilfe der FEM-gestützten Optimierung konnte unter Verwendung von hochsteifen Kohlenstofffasern eine Reduktion der thermisch bedingten Verlagerungen um 80% prognostiziert werden. POPOV & DRAGANOV (2001) untersuchten das Verhalten von Spindellagerungen für statische und für thermische Belastungen. Die Bestimmung der Verlagerung erfolgte mit Hilfe eines FEM-Modells der Spindel und des Spindelstocks. Aufbauend auf diesem Modell wurden verschiedene Ausführungen des Systems aus Spindel und Spindelstock miteinander verglichen. Ein ähnliches Ziel verfolgte CHEN ET AL. (1999) in seiner Arbeit zur Entwicklung eines Optimierungsvorgehens für einen Spindelstock einer Präzisionsdrehmaschine. Dabei wurde unter Berücksichtigung der Lagersteifigkeiten, der Lagerpositionen, der Spindelstock-Geometrie und der Verrippung das Optimum hinsichtlich der thermoelastischen Abweichung (aufgrund von Zerspankräften und der Lagertemperatur) gesucht. Hierfür wurde ein genetischer Algorithmus herangezogen.

ASSMUSS ET AL. (2001) verwendeten FEM-Modelle verschiedener Spindeln, um Trainingsdaten für nichtlineare Regressionsanalysen zu ermitteln. Das Ziel dieser Analysen war die Prognose der thermisch bedingten Verlagerungen von Spindeln anhand der Temperaturwerte. Im Rahmen dieser Arbeit wurden die Ergebnisse der Regressionsanalyse jedoch nur den Simulationsdaten gegenübergestellt. In einer Weiterführung dieser Arbeiten konnte der Algorithmus auch anhand realer Messdaten seine Eignung demonstrieren (WESSEL ET AL. 2004a, b).

Neben der Untersuchung des Hauptspindelsystems wurden FEM-Modelle auch für die Simulation von Vorschubachsen herangezogen. EUN (1999) beschäftigte sich dabei mit der Modellierung des thermischen Verhaltens von Lineardirektantrieben. Als Wärmeeinträge wurden die elektrischen Verluste (Ohmsche und Eisenverluste) berücksichtigt, während die Reibungswärme in der Führung nicht weiter verfolgt wurde. Die Wärmeabgabe umfasste den Austausch mit der Umgebung und mit dem Kühlsystem. Aus Gründen der Rechenzeit erfolgte die Modellierung nur an einer Scheibe des Motors. Der Vergleich mit einer parallel durchgeführten Messung ergab, dass die Verlustleistung und die Wärmeübergangskoeffizienten den größten Einfluss auf die Genauigkeit der Berechnung haben.

WEIDERMANN (2001) widmete sich in seiner Arbeit der verbesserten Beschreibung von Lagern und Führungen in Werkzeugmaschinen. Durch messtechnische Untersuchungen in einer Thermozone konnten Ersatzwärmeleitwiderstände und Abschätzungen für die Reibleistung für Wälz- und Gleitlager sowie für die entsprechenden Führungen ermittelt werden. Diese lassen den effizienten Einsatz von Lagermodellen in Gesamtmaschinen-Simulationen zu. Ebenfalls der Modellierung von Lagern widmeten sich MIN ET AL. (2007) in ihren Untersuchungen einer einfach strukturierten Schleifmaschine. Dabei stand vor allem der Wärmekontakt in den Fugen zwischen Welle, Lagerringen und Gehäuse

im Vordergrund. Es konnte gezeigt werden, dass bei der Vernachlässigung der erhöhten Wärmeleitwiderstände in Fugen tendenziell zu hohe Temperaturen an weiter entfernten Messpunkten prognostiziert werden.

Die Simulation und Verbesserung des thermischen Verhaltens von verschiedenen WZM-Komponenten war der Fokus der Arbeiten von WEIDERMANN & NESTMANN (2000). Hierfür wurden simulative und experimentelle Untersuchungen zum Wärmeübergang an die Umgebung, zum Wärmedurchgang durch Fugen innerhalb der Maschinenstruktur und zum Verhalten eines temperierten Fundamentblocks durchgeführt. Für den Wärmedurchgang durch Fugen wurde außerdem ein Berechnungsverfahren präsentiert. Ein analoges Vorgehen hierfür ist auch Kernaspekt von GLEICH ET AL. (2007), wobei hier der Fokus auf die programmtechnische Umsetzung der Bauteilfuge gelegt wurde. Die Betrachtung des Fundaments bei Maschinen mit geteiltem Maschinenbett behandeln NEUGEBAUER ET AL. (2001). In diesen Fällen stellt das Fundament das verbindende Element der einzelnen Bettteile dar und beeinflusst über seine thermische Verlagerung auch die Wirkpunktverlagerung der Maschine. NEUGEBAUER ET AL. (2001) konnten dabei zeigen, dass eine besonders hohe thermische Verlagerung eintritt, wenn es zu Temperaturgradienten über der Höhe des Fundaments kommt. Die Simulationsergebnisse wiesen eine gute Übereinstimmung mit umfangreichen experimentellen Untersuchungen in einer Thermozelle auf.

Neben dieser Auswahl an Beiträgen zum Einsatz der FEM bei der Simulation von Komponenten können der Übersichtspublikation von MAYR ET AL. (2012) weitere, ähnliche Arbeiten zu Spindeln und Vorschubantrieben entnommen werden. Diese Untersuchungen auf dem Gebiet der Komponenten-Simulation legen das Potenzial der FEM im Bereich der thermoelastischen Verhaltensprognose dar. Auf diese Weise aufgebaute Teilmodelle, bzw. daraus extrahierte Erkenntnisse zum Wärmeeintrag und -transport, bilden die Grundlage, in einem nächsten Schritt zur Gesamtmaschinen-Simulation überzugehen.

Anwendung auf Maschinenebene

Die Gesamtmaschinen-Simulation ist von großer Bedeutung, da nur unter Einbeziehung aller Komponenten und der an der Gesamtmaschine geltenden Randbedingungen die tatsächliche Prognose von Wirkpunktverlagerungen ermöglicht wird. WEIDERMANN & NESTMANN (2000) stellen neben ihren Untersuchungen zu einzelnen Maschinenkomponenten auch eine Methode vor, die die Sensitivität des Modells bezüglich der Erwärmung an bestimmten Komponenten demonstriert. Hierfür wurden gezielt einzelne Elemente mit einem Wärmestrom beaufschlagt und die resultierende Verlagerung am TCP beobachtet.

Den Einsatz von digitalen Werkzeugen in der Konzeptphase fokussieren GROSSMANN & JAEGER (1998) in ihrer Arbeit. Dabei wurde ein integrierter Konstruktionsarbeitsplatz entwickelt, der die Verbindung der CAD-Modellierung und der FEM-Berechnung mit Hilfe eines Datenbanksystems umsetzt, in dem funktionsorientierte Strukturobjekte auch zur Bewertung der thermischen Eigenschaften herangezogen werden konnten. ZAMAZAL (2005) entwickelte in seiner Arbeit Hilfswerkzeuge zur FE-Simulation von Werkzeugmaschinen. Es wurde ein Programm aufgebaut, das Anleitungen für das Pre-Processing des Modells zur Verfügung stellt. Der Fokus der Modellierung lag auf der thermischen Analyse, allerdings wurden die Modellierungsvorschriften vor dem Hintergrund einer Verwendung für statische, dynamische und thermische Untersuchungen erstellt. Die Anwendung des Hilfswerkzeugs wurde an einer Maschinenspindel und verschiedenen Maschinengestellen demonstriert.

TUREK ET AL. (2010), JEDRZJEWSKI ET AL. (2007) und JEDRZJEWSKI & KWASNY (2012) entwickelten ein integriertes Modell für die effiziente Fehlerkompensation unter Berücksichtigung der Lasten. Hierfür wurden eigene Modelle für die Wärmeeintragung und für die Maschinenstruktur erstellt und miteinander verbunden. Dadurch konnten Vorteile bei der Verwendung von Standardsoftware für die Vernetzung und bei der detaillierten Wärmeeintragsmodellierung erschlossen werden. Das Modell wurde für ein Fünf-Achs-Fräszentrum zur Hochgeschwindigkeitsbearbeitung (engl. High-Speed-Cutting, HSC) erstellt. Insbesondere für die Spindel und die Spindellagerung wurde ein sehr detailliertes Wärmeentstehungsmodell aufgebaut und mit dem Strukturmodell gekoppelt. Der konkrete Aufbau der Wärmeeintragsmodelle wird jedoch nur für die Beispiele der Spindellagerung sowie der Rundtischlagerung präsentiert. Außerdem wird aus der Modellierung nicht klar, wie die Eingangsgrößen für die Wärmeeintragsberechnung bestimmt werden sollen.

HOREJS ET AL. (2012) bauten das thermomechanische FE-Modell einer Fräsmaschine auf und untersuchten daran den Einfluss des Wärmeübergangskoeffizienten aus der Konvektion auf die resultierende Verlagerung der Maschine. Zur Validierung des Modells wurden parallel Messungen an einer Versuchsmaschine durchgeführt. Die Maschine wurde dabei im Stillstand belassen. Die thermische Last wurde ausschließlich durch eine von außen aufgeprägte und definierte Erwärmung umgesetzt. Der Vergleich von Simulation und Messung zeigte einen sehr großen Einfluss des Wärmeübergangskoeffizienten auf das Ergebnis. Für eine korrekte Parametrierung konnte darüber hinaus eine hohe Prognostizierbarkeit der Verlagerung durch die Simulation festgestellt werden. Allerdings wurde ebenfalls deutlich, dass der Koeffizient für die entsprechenden Bedingungen neu berechnet werden muss und nicht als konstanter Wert über alle Flächen angenommen werden darf.

Der Zerspanungsprozess stellt eine der Hauptwärmeeinträge in der Maschine dar und wird in speziellen Modellen im Detail untersucht. Die Wechsel-

wirkungen von Maschinenstruktur und Prozess sind in diesen jedoch selten enthalten. HEISEL ET AL. (2011) entwickelten daher ein Kopplungsmodell für die Wechselwirkungsprozesse. Das Maschinenmodell wurde dabei zunächst als Mehrkörpersystem aufgebaut und anschließend mit flexiblen FEM-Strukturen erweitert. Bei der Kopplung wurden neben den mechanischen Wechselwirkungen auch die thermischen Einflüsse berücksichtigt, jedoch konnte die thermisch bedingte Maschinenverlagerung aufgrund des verwendeten Modellierungsvorgehens nicht direkt im Maschinenmodell berücksichtigt werden. Es wurde daher eine vereinfachte Ersatzberechnung auf Basis translatorischer Verschiebungen umgesetzt. Einen ähnlichen Ansatz verfolgten auch HUO ET AL. (2004), die das explizite Finite-Elemente-Modell eines Bearbeitungsprozesses mit einem, anhand einer Messung abgeglichenen, FE-Modell einer Werkzeugmaschine kopelten. Dadurch konnte in der Simulation einerseits der Einfluss der thermisch bedingten Verlagerung auf den Prozess und andererseits der Einfluss des im Prozess entstehenden Temperaturfelds auf die Maschinenstruktur berücksichtigt werden.

Einen alternativen Modellierungsansatz entwickelte MAYR (2009) mit der *Finite-Differenzen-Elemente-Methode (FDEM)*, in der die thermomechanischen Maschinenverlagerungen in einem zweistufigen Vorgehen ermittelt werden. Die Temperaturfeldbestimmung erfolgt dabei über ein FDM-Modell, wodurch der numerische Aufwand gegenüber einer reinen FEM-Berechnung deutlich reduziert wird. Das Temperaturfeld wird anschließend auf ein mechanisches FEM-Modell aufgeprägt, wodurch sich die thermisch bedingten Verlagerungen gut berechnen lassen. Zur Modellierung komplexer Bauteilstrukturen wurde eine Ersatzelementtechnik entworfen, die die Elementzahl deutlich zu reduzieren erlaubt. Die Modellierung eignet sich durch den reduzierten Aufwand auch für die Kompensationsberechnung und konnte an zwei Fräsmaschinen erfolgreich umgesetzt werden. Ein mechanisches FEM-Modell nutzte auch WULFSBERG (1989) für die Berechnung der thermisch bedingten Verlagerungen. Als thermische Eingangsgrößen wurden allerdings thermografisch gewonnene Temperaturwerte verwendet.

ZHU (2008) setzte in Anlehnung an dynamische Berechnungen eine thermoelastische Modalanalyse ein. Die Ermittlung der thermischen Moden, die einzelnen Zeitkonstanten der instationären Erwärmung entsprechen, erfolgte für jede Komponente isoliert. Anschließend wurden die Ergebnisse zum Gesamtverhalten der Maschine zusammengesetzt. Ziel der Berechnung war die Bestimmung der geeigneten Platzierung von Sensoren für die Kompensation. Ein ähnliches Vorgehen wählten DENKENA & SCHARSCHMIDT (2009a), DENKENA & SCHARSCHMIDT (2009b) und SCHARSCHMIDT (2011). Für die einzelnen Maschinenkomponenten wurden im stationären Fall Simulationen durchgeführt. Daraus wurden Temperatur-Verlagerungs-Koeffizienten abgeleitet. Durch den Zusammenbau der Komponenten mit Hilfe einer kinematischen Transformation konnte der

Gesamtfehler errechnet werden. Anhand dieser Modellierung wurde der Einfluss von Randbedingungen und Materialparametern auf das Ergebnis untersucht. Dabei zeigte sich auch der große Einfluss des Wärmeübergangskoeffizienten aus Konvektion auf das Temperaturfeld. Aus den Temperaturkoeffizienten wurde anschließend eine Kompensationsstrategie abgeleitet.

KIM ET AL. (2004) untersuchten eine mit Linearmotoren ausgestattete Werkzeugmaschine mit Hilfe eines FEM-Modells. Die Arbeit konzentrierte sich auf die Wärmeeinbringung aus der Vorschubachse bei hohen Verfahrgeschwindigkeiten. Als Wärmeeinträge wurden der Linearmotor und die Führungen betrachtet. Die Wärmeströme wurden aus messtechnischen Untersuchungen abgeleitet. Wie die Umgebungsrandbedingungen definiert wurden, ist nicht näher ausgeführt. Zusätzlich wurde der Einfluss eines Kühlsystems auf das thermische Verhalten untersucht. Der Abgleich von Messung und Simulation ergab eine gute Übereinstimmung. Ebenfalls mit der Simulation einer lineardirektangetriebenen HSC-Maschine beschäftigten sich UHLMANN & HU (2012), wobei hier der konvektive Wärmeübergang an die Umgebung detailliert berücksichtigt wurde. Es wurde ein Vorgehen vorgestellt, mit welchem der Wärmeübergangskoeffizient anhand empirischer Gleichungen zu jedem Simulationsschritt neu berechnet werden kann. Dabei wurde insbesondere auch der Einfluss der Vorschubgeschwindigkeit auf den Wärmeübergang mit berücksichtigt. Als Wärmeeinträge wurden die Verlustleistungen im Lineardirektantrieb und an den Führungen in der Simulation verwendet.

MILBERG & GUSERLE (2005) stellten eine Methode zur integralen Nutzung von CAx-Tools zur multidisziplinären Simulation von Werkzeugmaschinen vor. Im Rahmen der objektorientierten Programmiersprache Modelica wurde anhand der B-Achse einer Dreh-Fräs-Maschine ein eigenes FEM-Modell erzeugt. Für die Berechnung der konvektiven Randbedingungen wurde auf ein bestehendes CFD-Modell dieser Komponente zurückgegriffen. Im Rahmen einer Hardware-in-the-Loop-Simulation konnten Daten wie die Drehzahl der B-Achse aus der Steuerung gewonnen und für die Wärmeeintragsmodellierung herangezogen werden. Zur Berechnung der Verlagerungen wurden die simulativ gewonnenen Temperaturwerte auf ein bestehendes strukturmechanisches FEM-Netz übertragen. Der Vergleich von Messung und Simulation wies dabei für die Temperatur an einem ausgewählten Punkt der B-Achse eine gute Übereinstimmung auf.

ESS (2012) entwickelte in seiner Arbeit eine Simulationssoftware für thermische Berechnungen, den so genannten *Virtual Machine Prototype (VMP)*. Im Rahmen dieser Software wird die Maschine aus Starrkörpern und aus thermomechanischem Finite-Elemente-Code modelliert. Durch diese Modellierungsmethode wird ermöglicht, dass die Auswirkungen der NC-Bahn auf die Belastung der Komponenten relativ einfach berücksichtigt werden kann. Darauf aufbauend wurde eine recheneffiziente Modellierungsmöglichkeit des thermischen Problems aufgezeigt. Durch eine Reduktion des Gleichungssystems

ist das Modell auch dazu geeignet, zur Kompensation des thermischen Fehlers herangezogen zu werden. Dies wurde an einer Werkzeugmaschine implementiert und erfolgreich getestet. Die Simulation der Maschinenbewegung auf Basis des Bearbeitungsprogramms ist auch ein Aspekt in der Abhandlung von ALTINTAS ET AL. (2005) zum Thema *Virtual Machine Tool*. Allerdings wird hier keine Verknüpfung der Bewegungssimulation mit dem thermischen Verhalten beschrieben.

Die Reduktion des Modellierungsaufwands und damit die bessere Akzeptanz im Entwicklungsprozess ist Inhalt der Arbeit von GLEICH (2008). Dabei wird ein von der strukturmechanischen Simulation isolierter Weg beschritten, der mithilfe eines Baukastensystems die effiziente Erstellung thermischer Werkzeugmaschinenmodelle ermöglicht. In einer eigenen Modellierungsumgebung werden einzelne Funktionen mittels Unterprogrammen abgedeckt, etwa die Erzeugung von Komponenten oder die Implementierung von Randbedingungen. Die Komponentenerzeugung greift auf ein rudimentäres Vernetzungsmodul zurück, anschließend lassen sich diese Komponenten über Kontaktbeziehungen verbinden. Dabei wird auch eine Verbindung bewegter Komponenten über spezielle Koppellemente ermöglicht. Die Modellierung von Lagern und Führungen erfolgt analog zu WEIDERMANN & NESTMANN (2000) durch entsprechende Ersatzschichten, während konvektive Randbedingungen in einem Unterprogramm entsprechend dem empirisch ermittelten Formelwerk in VDI-GVC (2006) berechnet werden. Die Randbedingungen im Modell können aus dem Bearbeitungszyklus abgeleitet werden, wobei hierfür die Drehzahl der Hauptspindel und die Vorschubgeschwindigkeit herangezogen werden. Neben den Verlustleistungen können daraus auch die Konvektionsrandbedingungen abgeleitet werden. Anhand eines Kugelgewindetriebs wird darüber hinaus an einem Beispiel eine detaillierte Verfahrbewegung einem reduzierten Zyklus gegenübergestellt. Allgemeine Aussagen, unter welchen Bedingungen eine vereinfachte Verteilung gültig ist und wie dann eine adäquate Wärmequellenverteilung berechnet werden kann, sind daraus jedoch nicht ableitbar. Das Baukastensystem ermöglicht die aufwandsarme Berechnung von Temperaturfeldern und daraus abgeleitet von thermisch bedingten Verlagerungen, jedoch ist eine isolierte Modellbildung durchzuführen, die nicht auf bereits bestehende strukturmechanische Simulationen aufsetzt. Die Auswirkungen des Zerspanungsprozesses können aus thermischer Sicht zwar berücksichtigt werden, Modellierungsvorschriften werden aber nicht vorgeschlagen.

Die Arbeiten im Rahmen des Forschungsprojektes 2609 der FORSCHUNGSVEREINIGUNG WERKZEUGMASCHINEN UND FERTIGUNGSTECHNIK E. V. (FWF) (2008) setzten dagegen auf bestehende strukturmechanische FE-Modelle auf, um die Genauigkeit der thermischen FE-Simulation zu verbessern. Hierbei stand die Abbildung der konvektiven Randbedingungen und der Verlustleistung in Maschinenelementen im Fokus. Der Einfluss des Zerspanungsprozesses war nicht

Gegenstand der Untersuchungen. Die Berechnung der konvektiven Randbedingungen erfolgt ebenfalls auf Basis des Formelwerks in VDI-GVC (2006), allerdings wird keine explizite Berechnung für jede Fläche durchgeführt, sondern eine Kategorisierung der Flächen in 25 Gruppen vorgenommen, die auch eine höhenabhängige Temperaturschichtung erlauben. Die Auswertung der Flächennormalen erfolgt in einem externen Berechnungsschritt, allerdings wird nicht beschrieben, ob eine Identifikation zusammenhängender Flächen durchgeführt wird. Dies ist jedoch ein entscheidender Punkt für die Berechnung der charakteristischen Anströmlänge für die freie Konvektion. Im Rahmen der Arbeiten wurden auch erste Computational-Fluid-Dynamics-(CFD)-Simulationen durchgeführt. Trotz des Potenzials für eine genauere Beschreibung der Randbedingung wurde die CFD-Modellierung aufgrund ihres extrem hohen Modellierungs- und Berechnungsaufwands als derzeit nicht praktikabel angesehen. Über Motormodelle wurden vereinfachte Lastzyklen als Wärmelasten realisiert und als Wärmestrom in den Vorschubmotoren berücksichtigt. Neben den simulationsbezogenen Arbeiten erfolgten umfassende messtechnische Untersuchungen in einer Thermozelle. Dadurch konnten für ausgewählte Exemplare von Komponenten wie Kugelgewindetriebe, Lager, Führungen oder Aufstellelemente Ersatzmodelle abgeleitet und in die Simulation eingebunden werden. Für den Kugelgewindtrieb wurden auch Vergleiche von bewegter Wärmequelle und statistischer Verteilungsfunktion durchgeführt, allerdings wurden auch hier keine Abschätzungen über die Gültigkeit bzw. zur Berechnung aufgeführt. Der Vergleich von Messungen an horizontalen Bearbeitungszentren mit parallel durchgeführten Simulationen ergab, dass sich bereits bestehende strukturelle FE-Modelle auch sehr gut für die Berechnung von Temperaturfeldern eignen. Die Arbeiten zeigten jedoch auch, dass trotz guter Beschreibung des Temperaturverlaufs Abweichungen beim quantitativen Vergleich der thermisch bedingten Verlagerungen auftreten können und hier noch weiterer Forschungsbedarf besteht. Das Vorgehen zur Berechnung des konvektiven Wärmeübergangs stellten NEUGEBAUER ET AL. (2010) in detaillierter Form vor. In einem externen Programm werden zu jedem Lastschritt die Wärmeübergangskoeffizienten neu berechnet. Als Eingangsparameter werden dabei die Oberflächentemperatur, die Lufttemperatur und die Orientierung der einzelnen Elementoberflächen sowie temperaturabhängige Materialwerte verwendet.

Ein anderes Vorgehen zur Bestimmung der Wärmeübergangsvorgänge zwischen Werkzeugmaschine und Umgebung beschreiben FRANKE ET AL. (2010). Die Ermittlung der Konvektion erfolgt dabei mit Hilfe eines Strömungsmodells (CFD) statt durch die Anwendung empirischer Formeln für einfache Geometrien. Dies ermöglicht die Berücksichtigung komplexer Geometrien mit deutlich höherer Genauigkeit. Ebenso lassen sich auf diese Weise Auswirkungen verschiedener Verschalungen oder Abschirmbleche besser abbilden. Aus der CFD-Simulation können Wärmeübergangskoeffizienten gewonnen werden, und damit kann das CFD-Modell mit einem FE-Modell der Maschinenstruktur gekoppelt werden.

Für den Einsatz in der Maschinenentwicklung ist die CFD-Simulation jedoch momentan noch mit einem zu großen Rechenaufwand verbunden und erfordert ein hohes simulationstechnisches Wissen.

GROSSMANN & MÜHL (2010) beschäftigten sich mit Reduktionsmöglichkeiten für FE-Modelle. Dabei wurden für strukturdynamische und thermoelastische Problemstellungen passende Algorithmen und Berechnungstechnologien präsentiert. GROSSMANN ET AL. (2012a) zeigten den Einsatz der Modellordnungsreduktion (MOR) mittels eines strukturerhaltenden MOR-Krylov-Algorithmus für die thermoelastische Simulation. Dabei wurde ein durchgängiges Vorgehen von der CAD-Geometrie bis zur Verformungsberechnung präsentiert, mit dem deutliche Einsparungen der Rechenzeit nachgewiesen werden konnten. Dem Vergleich verschiedener Modellierungsstrategien für die Temperaturfeldberechnung widmeten sich GROSSMANN ET AL. (2012c). Sie stellten dabei die Ergebnisse für ein detailliertes FE-Modell, für ein homogenisiertes FE-Modell (bei dem Hohlräume durch veränderte Materialparameter berücksichtigt wurden), für ein Wärmekapazitäten-Wärmeleitungs-Netzwerk und für ein modellordnungsreduziertes FE-Modell einander gegenüber. Sie konnten nachweisen, dass der qualitative Temperaturverlauf des detaillierten Modells von allen vereinfachenden Varianten reproduziert werden konnte. Eine sehr gute absolute Übereinstimmung konnte vor allem für das modellordnungsreduzierte Modell erzielt werden.

Im Rahmen des Sonderforschungsbereichs Transregio 96 der DFG laufen momentan mehrere Teilprojekte, die bei der FEM-Modellierung von Werkzeugmaschinen besonders hervorzuheben sind. Im Rahmen von Teilprojekt A05 soll die prozessaktuelle Systemsimulation untersucht werden. Hierfür werden Methoden zur Modellordnungsreduktion und zur Abbildung von Elementbewegungen erarbeitet und die detaillierte Bewegung von Vorschubkomponenten analysiert. Für die Abbildung bewegter Koppelstellen werden entsprechende Koppelobjekte sowohl für die FE-Umgebung als auch für netzwerkbasierte Modelle entwickelt (GROSSMANN ET AL. 2012a, c). Aktuelle Arbeiten aus dem Teilprojekt A07 beschäftigen sich damit, wie mit Hilfe von Ansätzen wie Stroboscopic Averaging die Kopplung von Vorschubachsen ermöglicht werden kann, deren Bewegungszyklen deutlich kürzer sind als die Zeitschritte der Simulation (ALAND ET AL. 2012). Inhalt des Teilprojektes B01 ist die Modellierung der Wechselwirkungen zwischen Maschine und Umgebung (HERZOG ET AL. 2012). Dabei wird der Wärmeübergang mit Hilfe von CFD modelliert, und anhand dieser Simulationen sollen Sensitivitätsanalysen erfolgen. Im Rahmen von Teilprojekt B03 werden mit einem Bottom-up-Ansatz FE-Modelle erstellt (BÄUMLER ET AL. 2012). Dabei wird auf Basis messtechnischer Untersuchungen in Prüfständen zunächst das Verhalten einzelner Komponenten erarbeitet und anschließend daraus das Gesamtmaschinenverhalten erschlossen. Paral-

l dazu wird in einem Top-down-Ansatz das Verhalten der Gesamtmaschine systematisch analysiert.

2.4 Handlungsbedarf

Gerade in der Simulation des thermoelastischen Maschinenverhaltens liegen große Potenziale für die Verbesserung der Bearbeitungsgenauigkeit. Viele Arbeiten verfolgen das Ziel, die einzelnen thermischen Effekte an der Werkzeugmaschine genauer zu beschreiben. Dies umfasst die Berechnung komplexer Randbedingungen oder auch die Modellierung von Wärmequellen, zusammenfassend die thermischen Randbedingungen des Systems. Die FEM erweist sich als probates Mittel für diesen Zweck, die thermische Modellierung sowie die Berechnung und Applikation von Randbedingungen sind jedoch mit einem in der Entwicklungsphase kaum zu rechtfertigenden Aufwand verbunden. Einzelne Arbeiten, die den Bereich der aufwandsarmen Modellierung betreffen, lassen sich nicht in das schon bestehende Entwicklungsvorgehen integrieren. Bei der Betrachtung konvektiver Randbedingungen zeigen GLEICH (2008), die FORSCHUNGSVEREINIGUNG WERKZEUGMASCHINEN UND FERTIGUNGSTECHNIK E. V. (FWF) (2008), NEUGEBAUER ET AL. (2010) und UHLMANN & HU (2012) Berechnungsmöglichkeiten auf und wie diese auch den Einfluss der Vorschubgeschwindigkeit und der Flächenorientierung integrieren können. Es fehlt aber bislang ein strukturiertes Vorgehen, mit welchem an einem komplexen strukturmechanischen Modell die für die freie Konvektion relevanten Flächen identifiziert und alle hierfür relevanten Größen inklusive der charakteristischen Anströmlänge automatisch abgeleitet werden können. Im Bereich der Berechnung von Wärmequellen existieren viele Ansätze, um auf Basis von Bewegung und Last durch Verlustleistungsansätze die einzelnen Wärmequellen (repräsentiert durch Wärmeströme, gemäß Definition in Abschnitt 1.3) zu bestimmen. Wie diese Belastungsgrößen in der Entwicklung jedoch aufwandsarm hergeleitet werden können, ist noch weitgehend ungeklärt. Arbeiten wie MILBERG & GUSERLE (2005) oder ESS (2012) demonstrieren, wie diese bestimmt werden können, sind jedoch auf Steuerungen im HIL-System angewiesen oder basieren auf einer eigenen Modellstruktur, die nicht mit bestehenden Finite-Elemente-Modellen vereinbar ist. Auch für die Anwendung zeitlich und räumlich varianter Wärmequellen in einem FEM-Netz besteht weiterhin Forschungsbedarf. Verschiedene Arbeiten (FORSCHUNGSVEREINIGUNG WERKZEUGMASCHINEN UND FERTIGUNGSTECHNIK E. V. (FWF) 2008; GLEICH 2008) lassen zwar eine Bewegungskopplung zu und schlagen auch den Einsatz statistischer Verteilungen für bewegte Wärmequellen vor, es werden aber keine umfassenden Untersuchungen zum Geltungsbereich solcher Verteilungen unternommen.

Aus dem bisherigen Stand wissenschaftlicher Arbeiten lässt sich ableiten, dass die thermische Simulation für Fragestellungen aus der Forschung sehr hohe

Potenziale bietet. Für die Anwendung in der Werkzeugmaschinenentwicklung stehen diese jedoch einem großen Aufwand gegenüber. Es lassen sich dabei vor allem drei entscheidende Fragestellungen ausmachen:

- Wie können bereits bestehende strukturmechanische Modelle weiterverwendet und an die thermischen Anforderungen angepasst werden?
- Wie lassen sich aus dem Maschinenkonzept und der Bearbeitungsaufgabe die nötigen Wärmequellen berechnen?
- Wie lassen sich zeitlich und räumlich variante Wärmequellen recheneffizient auf ein statisches FEM-Netz applizieren?

Diese Aspekte werden im Rahmen der vorliegenden Arbeit aufgegriffen, um in einer Modellierungssystematik Lösungswege und Antworten für diese Fragestellungen abzuleiten bzw. aufzuzeigen.

3 Konzipierung einer aufgabenbasierten Modellierung des thermoelastischen Verhaltens von Werkzeugmaschinen

3.1 Anforderungen an die Modellierungssystematik und Eingrenzung des Untersuchungsgebietes

Die im Rahmen dieser Arbeit vorzustellende Modellierungssystematik soll die Einbindung der thermoelastischen Simulation in die bestehende Entwicklung spanender Werkzeugmaschinen ermöglichen. Hierbei sollen für verschiedene Maschinenmodelle mit wenig Aufwand rechnerische Prognosen der transienten Temperaturverteilung in der Maschine und der Wirkpunktverlagerungen abgegeben werden können. Die Modellierungssystematik muss gewissen Anforderungen genügen:

- *Wenige, globale Eingangsgrößen*

Für die industrielle Anwendbarkeit der Modellierungssystematik müssen die Eingangsgrößen auf ein Minimum begrenzt bleiben. Darüber hinaus soll die Anwendung kein Expertenwissen über die thermodynamischen Zusammenhänge an der Maschinenoberfläche erfordern. Von Seiten des Maschinenentwicklers sollen deshalb lediglich globale Parameter der Maschine, ihrer Bearbeitungsaufgabe und der Umgebungsbedingungen zur Verfügung gestellt werden müssen. Diese globalen Parameter sind beispielsweise die verwendeten Maschinenelemente, die Umgebungstemperatur oder ein NC-Programm der Bearbeitungsaufgabe: Daten, die ohnehin während der Maschinenentwicklung bekannt sind.

- *Geringer Modellierungsaufwand*

Da die Modellierung einen Großteil der Gesamtzeit für die simulative Prognose der Wirkpunktverlagerungen in Anspruch nimmt, soll der Modellierungsaufwand auf einen möglichst geringen Wert begrenzt werden.

- *Verwendung bestehender Modelle*

In Verbindung mit dem oben genannten Punkt sollen bereits bestehende Modelle aus der strukturmechanischen Berechnung weiterverwendet werden können.

- *Rechenzeit-effiziente Modellierung der Randbedingungen*

Im Rahmen der Modellierung muss beachtet werden, dass die thermischen Randbedingungen des System, die Umgebungsrandbedingungen und die Wärmequellen, die Rechenzeit nicht negativ beeinflussen.

- *Aufgabenbasierte Modellierung der Wärmequellen*

Die Modellierung der Wärmequellen (repräsentiert als Wärmestromrandbedingungen) soll aufgabenbasiert erfolgen und die entscheidenden Effekte inklusive des Zerspanungsprozesses abbilden können.

- *Modularer, systemunabhängiger Aufbau*

Das Vorgehen soll auf einen modularen Aufbau setzen, um alternative Teilmodelle für die Beschreibung der einzelnen Phänomen einbinden zu können oder andere Arten von Maschinen und Achsen modellieren zu können. Die Modellierungssystematik soll nicht spezifisch an bestimmte Berechnungsprogramme gekoppelt sein, sondern auf beliebige, kommerzielle FEM-Software übertragbar sein.

Die Modellierungssystematik soll prinzipiell die Beschreibung von spanenden Werkzeugmaschinen ermöglichen, wobei ein serieller Aufbau der Maschinenachsen vorauszusetzen ist. Das Vorgehen im Rahmen dieser Arbeit soll sich dabei auf konventionelle, mit Kugelgewindtrieb ausgestattete Vorschubachsen beziehen. Die Betrachtungen des Prozesses sollen sich im Bereich der Trockenzerspannung bewegen, da erstens die detaillierte Prognose der Kühlschmiermittelflüsse in der Entwicklungsphase nur mit untragbar hohen Unsicherheiten möglich ist und zweitens die thermischen Belastungen auf die Maschine in diesem Fall noch höher sind, womit die Trockenbearbeitung den kritischeren Fall darstellt. Die Randbedingungen sollen im Rahmen dieser Arbeit den Einfluss der Zerspanungsprozesses hinsichtlich der Zerspankräfte und der Zerspanwärme berücksichtigen, wobei der Wärmeeintrag durch die Späne vernachlässigt werden soll. Es soll in dieser Arbeit von einer perfekten Spanabfuhr ausgegangen werden, da analog zum Kühlschmierstoff in der Entwicklungsphase die tatsächliche Späneverteilung auf der Maschinenstruktur nicht zu ermitteln ist. Die Modellierungssystematik soll am Beispiel eines CNC-Drehzentrums angewendet und validiert werden.

3.2 Systematik zur Modellierung

Auf Basis der oben genannten Anforderungen und vor dem Hintergrund bisheriger Arbeiten wird eine Modellierungssystematik (siehe auch Abbildung 3.1)

konzipiert, die die thermische Simulation bei der Entwicklung von Werkzeugmaschinen in die bestehenden digitalen Werkzeuge aufwandsarm zu integrieren erlaubt.

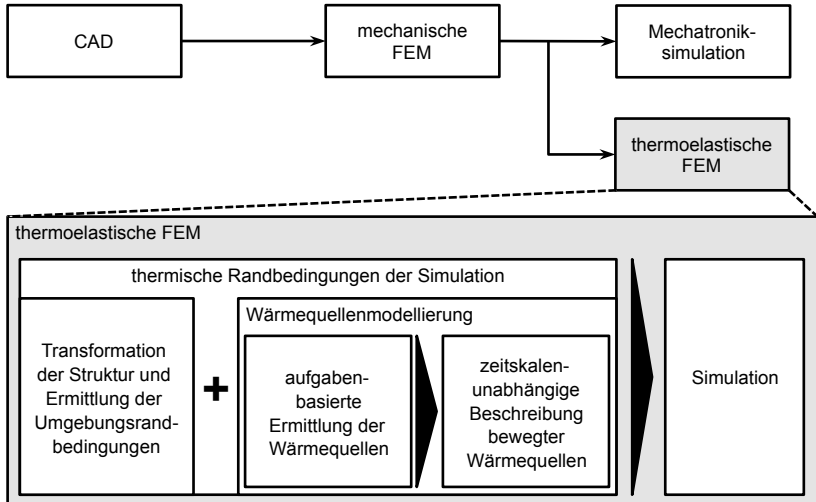


Abb. 3.1: Einordnung der Modellierungssystematik in die Verwendung digitaler Werkzeuge in der Entwicklung

Basis ist die weitere Verwendung bestehender strukturmechanischer Modelle sowie die weitgehend automatisierte Bestimmung der Randbedingungen. Mit der stringenten Fokussierung auf das Bearbeitungsprogramm können in Verbindung mit Daten des Maschinenentwurfs alle Wärmequellen und Randbedingungen berechnet werden. Ein Kernpunkt ist dabei der Bearbeitungsprozess, der als direkte Wärmequelle, vor allem aber als Last für die Antriebssysteme und Übertragungselemente berücksichtigt werden soll. Daraus lassen sich für die Modellierungssystematik drei relevante Aspekte ableiten:

- Aufbau eines Transformationsvorgehens, mit dessen Hilfe ein strukturmechanisches Modell in ein thermisches Modell umgewandelt werden kann. Dies beinhaltet zum einen die Transformation der Maschinenstruktur zur Abbildung des Wärmetransports, zum anderen die Festlegung der Umgebungsrandbedingungen. Am Ende dieses Transformationsvorgehens soll demnach ein für die thermische Simulation aufbereitetes Modell stehen, das in einem nächsten Schritt mit den entsprechenden Wärmequellen versehen werden kann.

- Diese Wärmequellen sollen aus der Bearbeitungsaufgabe (also globalen Randbedingungen) abgeleitet werden, womit der Vergleich verschiedener Maschinenkonzepte erleichtert wird. Für diese Konzepte ist es ausreichend, die globalen Randbedingungen einmalig zu beschreiben, die lokalen Wärmequellen können dann für jedes Konzept automatisch abgeleitet werden. Zusammen mit den Umgebungsrandbedingungen sind damit die thermischen Randbedingungen des Systems für die Simulation gegeben.
- Eine Besonderheit bei der Beschreibung von Wärmequellen ist etwa bei Führungen zu berücksichtigen, da es sich hierbei um Wärmequellen mit zeitlich veränderlichem Wirkungsort handelt. Eine Wärmequelle kann demnach im Modell nicht immer an einem festen Ort appliziert werden, sondern sie muss unter Umständen der Bewegung des Schlittens Rechnung tragen. Um eine solche Bewegung detailliert abbilden zu können, sind sehr kurze Zeitschritte notwendig. Die thermische Simulation erfordert dagegen aufgrund hoher Zeitkonstanten der Komponenten sehr lange Zeiträume. Durch diesen Konflikt kann es zu sehr hohen Berechnungszeiten kommen, da sehr viele Berechnungsschritte erforderlich sind. In einem letzten Schritt sind Beschreibungsmöglichkeiten zu finden, die diese Zeitskalenproblematik überbrücken können.

Als erster Schritt der Modellierungssystematik soll im folgenden Kapitel die Transformation des mechanischen FE-Modells in ein thermisches Modell und die Berechnung der Umgebungsrandbedingungen aufgezeigt werden.

4 Erstellung thermischer Modelle auf Basis mechanischer Modelle in der FEM

4.1 Vorgehen zur Abbildung von Wärmeleitungsvorgängen auf Basis mechanischer FE-Modelle

Die Verwendung mechanischer FE-Modelle zur Beurteilung des statischen und dynamischen Maschinenverhaltens wird immer mehr zum Standard in der Entwicklung. Die weitere Nutzung dieser bestehenden Modelle auch für die Berechnung der Wärmeleitungsvorgänge bringt mehrere Vorteile mit sich. Erstens wird der Aufwand für eine zusätzliche Modellerstellung reduziert, wie er für ein spezielles Modellierungssystem benötigt werden würde. Dieser ist gerade beim Einsatz manuell oder teilautomatisiert vernetzter Komponenten enorm. Zweitens ist es so ohne größeren Aufwand möglich, das bereits bestehende mechanische Modell für die Berechnung der aus der thermischen Simulation resultierenden Wirkpunktverlagerung zu nutzen. Die Kongruenz der FE-Knotenpunkte von mechanischem und thermischem Modell erlaubt es, das Temperaturfeld, das als Ergebnis der thermischen Rechnung entsteht, direkt als Randbedingung auf das mechanische Modell zu applizieren. Dies ermöglicht auch eine quasi-gekoppelte Berechnung des thermoelastischen Strukturverhaltens. Das bestehende mechanische Modell muss für die Berechnung der Wirkpunktverlagerung lediglich in Bezug auf die Materialparameter um den Wärmeausdehnungskoeffizienten erweitert werden.

Im Rahmen dieses Kapitels wird zunächst der grundlegende Aufbau von FE-Modellen für strukturmechanische Untersuchungen dargestellt, der die Ausgangslage für die Transformation in ein thermisches Modell bildet. Anschließend wird auf Basis aktueller Literatur ein Formelwerk zur Beschreibung von Umgebungsrandbedingungen erarbeitet, das für die Anwendung in Simulationen von Werkzeugmaschinen geeignet ist. Auf Basis dieser Grundlagen wird zunächst ein Vorgehen zur Transformation der Maschinenstruktur und der Verbindungselemente entwickelt, das die methodische Überführung der mechanischen Elemente und Eigenschaften in die entsprechenden thermischen Gegenstücke gewährleistet. Darüber hinaus wird für die thermische Berechnung eine Vielzahl von Umgebungsrandbedingungen benötigt, bevor das Modell mit Lasten (Wärmequellen (gemäß Definition in Abschnitt 1.3) beaufschlagt werden kann. Für diesen Punkt wird ebenfalls ein Vorgehen aufgebaut, das die aufwandsarme

Bestimmung dieser Randbedingungen ermöglicht. Dieses beinhaltet die Identifizierung der für die Umgebungsrandbedingungen relevanten Außenflächen des Modells und die Berechnung der Umgebungsrandbedingungen. In einem weiteren Schritt werden die automatisierbaren Teile dieses Vorgehens im Rahmen einer Schnittstelle umgesetzt, um den manuellen Aufwand für die Modellerstellung möglichst gering zu halten. Diese soll ein Präprozessor-unabhängiges Vorgehen gewährleisten und ist darüber hinaus nicht auf den Funktionsumfang der im industriellen Einsatz existierenden FE-Systeme beschränkt. Im letzten Abschnitt wird das Vorgehen zur Bestimmung der Umgebungsrandbedingungen sowie die Umsetzung innerhalb der Schnittstelle anhand eines Testmodells verifiziert. Am Ende dieses Vorgehens steht ein lauffähiges, thermisches Modell, inklusive der grundlegenden thermischen Randbedingungen, das im Weiteren mit den notwendigen Wärmequellen versehen werden kann (siehe Abbildung 4.1).

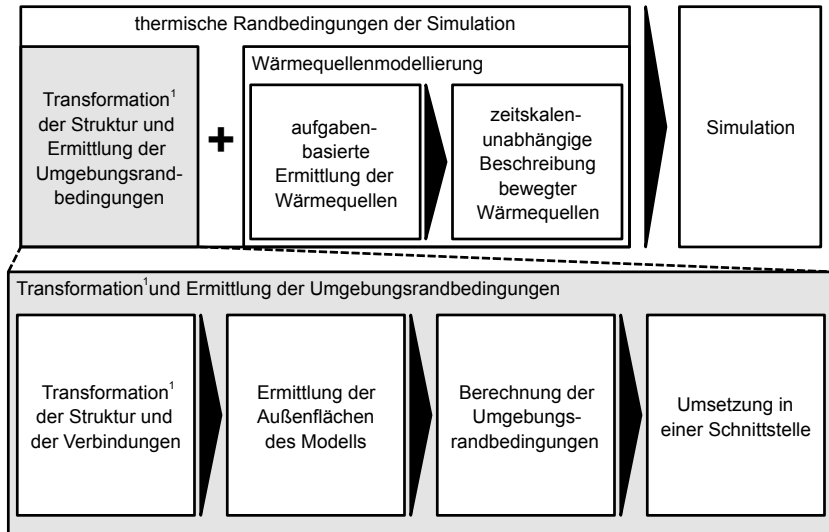


Abb. 4.1: Übersicht über das Vorgehen bei der Transformation¹ der Struktur und der Bestimmung der Randbedingungen

¹ Transformation vom strukturmechanischen in den thermischen Bereich

4.2 Aufbau mechanischer FEM-Modelle

Um das bereits bestehende mechanische Modell in sein thermisches Pendant überführen zu können, muss zunächst der Modellaufbau näher betrachtet werden. Das mechanische Modell ist entsprechend den Anforderungen der bezweckten statischen und dynamischen Untersuchungen gestaltet. Im Rahmen der geforderten Ergebnisgenauigkeit und Rechenzeiten werden dabei verschiedene Vereinfachungen und Modellannahmen vorgenommen. So werden Komponenten entweder detailliert modelliert, durch Ersatzmodelle vereinfacht oder vollständig aus dem Modell entfernt. Im Folgenden wird der typische Aufbau eines mechanischen FE-Modells für Werkzeugmaschinen dargestellt, wie er etwa nach OERTLI (2008) empfohlen und unter anderem in GEBHARD (2011) und SCHWARZ (2008) umgesetzt wird.

4.2.1 Aufbau von Strukturbauteilen

Die Simulation der mechanischen Maschinenstruktur zur Prognose des statischen und dynamischen Maschinenverhaltens mit Hilfe der FEM erfolgt üblicherweise mittels dreidimensionaler Modelle. Strukturbauteile wie etwa Maschinengestelle, Ständer oder auch Achsschlitten werden aufgrund ihres komplexen Verformungsverhaltens üblicherweise als dreidimensionale Volumenmodelle umgesetzt. Zum Einsatz kommen hierzu verschiedene volumetrische Elementtypen (siehe Abbildung 4.2), wie Tetraeder, Wedges oder Hexaeder. Dabei sind sowohl lineare wie auch quadratische Ansatzfunktionen möglich. Die Vernetzung erfolgt entweder manuell oder mittels automatischer Vernetzungsalgorithmen. Letztere zeichnen sich durch einen geringen Aufwand bei der Modellerstellung aus, führen aber häufig zu einer hohen Anzahl an Freiheitsgraden (FHG) und beeinflussen damit die Simulationszeiten negativ. Gerade für großflächige, dünne Komponenten (beispielsweise Maschinenbetten in Stahl-Schweiß-Konstruktion) bietet es sich darüber hinaus an, sogenannte Schalenelemente zu verwenden. Diese Elementtypen mit zweidimensionaler Topologie (etwa in Dreiecks- oder Vierecksform) besitzen einen zusätzlichen Parameter, der die Dicke der Schale beschreibt. Damit ist es möglich, die Strukturbauteile mit einer signifikant niedrigeren Anzahl an Freiheitsgraden zu beschreiben als dies bei Volumenelementen der Fall wäre. Dies ist insbesondere bei der Modellierung ganzer Maschinen von Interesse. Die einzelnen Strukturbauteile sind üblicherweise als zusammenhängendes Netz umgesetzt.

Eine ähnliche Reduzierung der Modellkomplexität wird bei der Modellierung von elektromechanischen Antriebssträngen (sowohl Haupt- als auch Nebenantriebe) herangezogen. Da es sich bei den beteiligten Komponenten (Motoren, Lager, Kupplungen, Bremsen und Kugelgewindetriebe) für den bewegten Teil fast ausschließlich um näherungsweise rotationssymmetrische Bauteile



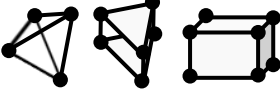

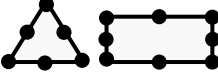

Ansatz	1D	2D	3D
linear			
	Line 2 Knoten à 6 FHG	Tria 3 Knoten à 6 FHG Quad 4 Knoten à 6 FHG	Tetraeder 4 Knoten à 3 FHG Wedge 6 Knoten à 3 FHG Brick 8 Knoten à 3 FHG
quadratisch			
	Line 3 Knoten à 6 FHG	Tria 6 Knoten à 6 FHG Quad 8 Knoten à 6 FHG	Tetraeder 10 Knoten à 3 FHG Wedge 15 Knoten à 3 FHG Brick 20 Knoten à 3 FHG

Abb. 4.2: Übersicht einer Auswahl gebräuchlicher Elementtypen mit linearen und quadratischen Ansatzfunktionen (in Anlehnung an MSC.SOFTWARE CORPORATION (2013b))

handelt, können diese angetriebenen Teile auch in dreidimensionalen Berechnungen über eindimensionale Topologien dargestellt werden (Balkenelemente, siehe auch Abbildung 4.2). Das Balkenelement enthält darüber hinaus Angaben zum repräsentierten Querschnitt, so dass die Masse, die Trägheits-, die Biege- und die Torsionswiderstandsmomente korrekt berücksichtigt werden. Die nicht bewegten Teile dieser Komponenten werden wie die restlichen Strukturkomponenten (s. o.) modelliert oder mit Hilfe von Ersatzmodellen auf ihre Verbindungseigenschaften reduziert (siehe Abschnitt 4.2.2).

Neben den Strukturkomponenten und den Antriebssträngen bestehen Werkzeugmaschinen aus einer Vielzahl von zusätzlichen Bauteilen und Aggregaten, die nicht direkt das Verformungsverhalten der Maschine beeinflussen. Erstens existieren Aggregate und Zusatzeinrichtungen (z. B. Schaltschrank, Hydraulik- und Kühlaggregate), die an die Maschinenstruktur angebunden sind. Diese sind zwar in ihrem detaillierten Verhalten nicht von Interesse, beeinflussen die restliche Maschinenstruktur jedoch aufgrund ihrer Massenträgheit. Diese Komponenten können vereinfachend jeweils zu einer einzelnen Masse im Schwerpunkt der Komponente zusammengezogen werden. Dieser Massepunkt wird mit der Maschinenstruktur an den Punkten verbunden, an denen auch die reale Komponente befestigt ist. Zweitens besitzt eine reale Werkzeugmaschine Komponenten, die meist gar nicht für das mechanische Verhalten berücksichtigt werden. Ein typisches Beispiel hierfür stellt die Maschinenumhausung dar, die

trotz ihrer Masse üblicherweise nicht im mechanischen Modell abgebildet wird. Da diese Vereinfachungen für das mechanische Modell abgeleitet wurden, sind sie im Fall der thermischen Modellierung im Einzelfall für jede Maschine auf ihre Gültigkeit zu überprüfen.

4.2.2 Abbildung von Verbindungen im Modell

Das Modell einer kompletten Werkzeugmaschine ist im Normalfall nicht in einem einzelnen, zusammenhängenden Netz diskretisiert. Statt dessen sind die Hauptkomponenten jeweils einzeln vernetzt und anschließend zu einem Gesamtmaschinenmodell zusammengesetzt. Die Verbindung der einzelnen Modellteile miteinander orientiert sich an der Verbindung der realen Strukturkomponenten. Diese können fest verbunden sein, aber auch translatorische oder rotatorische Bewegungsmöglichkeiten in einem oder mehreren Freiheitsgraden aufweisen. Um diese Verbindungen möglichst einfach umzusetzen, bietet es sich an, diese auf ihre, für das mechanische Verhalten, maßgeblichen Eigenschaften zu reduzieren. Verbindungen charakterisieren sich üblicherweise über ihre Steifigkeiten, weshalb es möglich ist, sie durch Federelemente mit eben diesen Steifigkeiten zu ersetzen. Dabei kommen üblicherweise eindimensionale Federelemente zum Einsatz, die zwei Knoten verbinden. Knoten in einem FE-Netz können mehrere Freiheitsgrade besitzen, um beispielsweise translatorische oder rotatorische Verlagerungen zu beschreiben (siehe Abbildung 4.2). Parameter von Verbindungen zweier Knoten sind der Freiheitsgrad an Knoten A FHG_A , der Freiheitsgrad an Knoten B FHG_B und die Steifigkeit der Feder k_{AB} entlang dieser Freiheitsgrade. Für normale Verbindungen sind FHG_A und FHG_B identisch, lediglich bei der Modellierung von Kugelgewindtrieben (s. u.) ist ein anderes Vorgehen zu wählen.

Zur weiteren Vereinfachung bietet es sich an, die gegenüberliegenden Flächen der Verbindung durch sogenannte Multi Point Constraints (MPCs) zu kombinieren. Hierfür existieren Starrkörperelemente (Rigid Body Elements (RBE)) in verschiedenen Ausführungen (RBE2, RBE3), die eine Anzahl von Knoten mit einem Zentralknoten verbinden (MSC.SOFTWARE CORPORATION 2003). Bei RBE2 bestimmt dieser *Independent Node* durch seine Verlagerung die Verlagerung der angebundenen Knoten (*Dependent Nodes*). Bei RBE3 wird die Verlagerung des Zentralknotens (*Dependent Node*) durch die Kräfte und Hebelarme der verknüpften Knoten (*Independent Nodes*) bestimmt. Die Zentralknoten dienen damit der Verbindung ganzer Kontaktflächen miteinander. Auf diese Weise wird der Verbindungsaufwand erheblich reduziert und die Verbindung nicht kongruenter Netze ermöglicht. Die letztliche Kopplung wird wie zuvor beschrieben mit einem Ersatzfederelement pro FHG der Verbindung realisiert. Es werden demnach, mit Ausnahme des Kugelgewindtriebs, maximal sechs Elemente pro Verbindung benötigt (Abbildung 4.3).

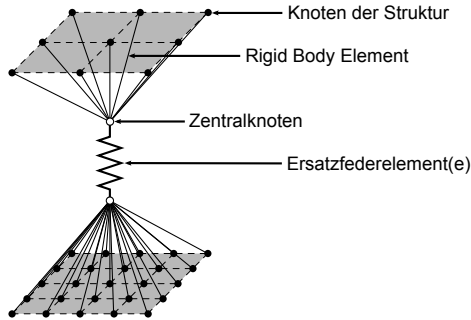


Abb. 4.3: Netzübergreifende Verbindung verschiedener Komponenten mittels RBE und Federerelementen (in Anlehnung an OERTLI (2008) und SCHWARZ (2008))

Die feste Verbindung einzelner Strukturkomponenten wird in der realen Maschine beispielsweise in Form von Schraubenverbindungen umgesetzt. Diese können in einem Gesamtmaschinenmodell nicht mit vertretbarem Aufwand detailliert abgebildet werden. Basierend auf dem geschilderten System werden an allen Verschraubungspunkten RBE auf beiden Komponenten eingezogen und mit Federerelementen mit translatorischen und rotatorischen Steifigkeiten verbunden. Die Komponenten sind dadurch zueinander komplett festgelegt. Eine ähnliche Vorgehensweise lässt sich bei der Modellierung von Aufstellungen anwenden. Aufstellelemente können dabei durch entsprechende Ersatzsteifigkeiten modelliert werden, die an einem Knoten über entsprechende RBEs an das Maschinengestell angekoppelt sind und am anderen Knoten durch Verlagerungsrandbedingungen in allen Freiheitsgraden festgesetzt werden.

Neben der vollständigen Kopplung von Komponenten existieren gerade im Bereich des Antriebsstrangs einer Vorschubachse viele Verbindungen, die eine translatorische oder rotatorische Relativbewegung in einem oder mehreren Freiheitsgraden gewährleisten müssen. Im Rahmen der Vorschubantriebe sind unter anderem Führungen zu nennen, die in der Regel eine translatorische Bewegung in einem FHG ermöglichen und alle weiteren FHG miteinander koppeln. Auch hierbei wird im Rahmen der vorliegenden Arbeit auf die bereits beschriebene Verbindungstechnik mittels RBE und Federerelementen zurückgegriffen, wobei für die Führung entsprechende Ersatzsteifigkeiten für die translatorischen und rotatorischen Abstützungen eingesetzt werden müssen. Die Verbindungen werden an den Positionen der Führungswagen eingebracht. Ein äquivalentes Vorgehen kann für die Modellierung von Lagern gewählt werden. Das Lager

wird üblicherweise auf die Ersatzsteifigkeiten reduziert, die zwischen Lagersitz und Welle angesetzt werden. Der Lagertyp definiert, ob auch axiale Lasten aufgenommen werden und damit die zu fesselnden FHG (Abbildung 4.4).

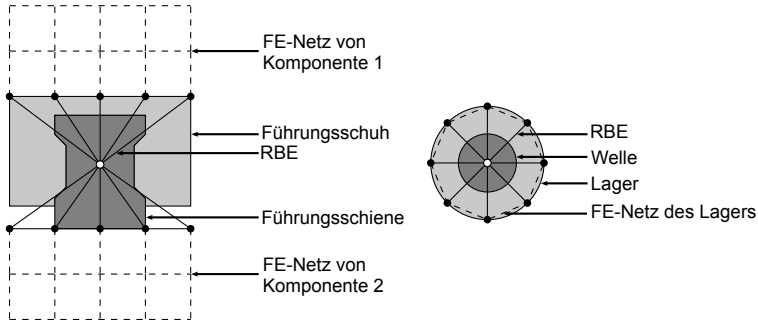


Abb. 4.4: Exemplarische Modellierung von Führungen und Lagern (in Anlehnung an GEBHARD (2011))

Für Kugelgewindetriebe gestaltet sich das Vorgehen ähnlich, allerdings ist die Verknüpfung der Freiheitsgrade ungleich komplexer. Die rotatorische Bewegung der Kugelrollspindel wird in der Kugelmutter in eine translatorische Bewegung umgewandelt. Daraus wird offensichtlich, dass der rotatorische FHG der Spindel um ihre Drehachse nicht einfach über eine Drehsteifigkeit mit dem rotatorischen FHG der Kugelmutter verknüpft werden darf. Analog lässt sich dies für die restlichen FHG ableiten. OERTLI (2008) entwickelte deshalb eine Steifigkeitsmatrix für den Kugelgewindetrieb, die es ermöglicht, die Zentralknoten der Spindel und der Kugelmutter mittels zehn Federelementen zu verbinden und damit die schraubenförmige Verknüpfung der Freiheitsgrade korrekt abzubilden. Die zehn Federelemente bilden dabei verschiedene Schraub-, Kipp-, Torsions-, Radial- und Axialsteifigkeiten im System ab.

Der hier vorgestellte Aufbau des mechanischen Modells ist erstens die Basis für die Umwandlung der einzelnen Bestandteile in thermische Komponenten. Zweitens können mit Hilfe des mechanischen Modells auch die thermoelastischen Verformungen berechnet werden, da dieses Modell für die Berechnung von statischen und dynamischen Verlagerungen erstellt wurde.

4.3 Grundlagen zur Berechnung von Umgebungsrandbedingungen

4.3.1 Berechnung des konvektiven Wärmeübergangs

Das Temperaturfeld innerhalb der Maschinenstruktur ergibt sich aus den drei grundlegenden Wärmeübertragungsmechanismen Wärmeleitung, Konvektion und Wärmestrahlung sowie den wirkenden Wärmequellen. Die Wärmeleitung in der Struktur wird über die Elemente des FE-Netzes abgebildet. Die Konvektion und die Wärmestrahlung werden darüber hinaus über Randbedingungen realisiert, die im FE-Modell wirken. Diese Randbedingungen sind von besonderer Bedeutung und in der Bestimmung mit einem sehr hohen Aufwand verbunden, da im Grunde jede Elementfläche, die an der Modellaußenseite liegt, auch mit einer Randbedingung versehen werden muss. Von besonderem Interesse sind hierbei die Konvektionsrandbedingungen, da diese maßgeblich den Wärmeaustausch mit der Umgebungsluft beeinflussen (HOREJS ET AL. 2012; SCHARSCHMIDT 2011). Bei der Berechnung der Konvektion muss an der Werkzeugmaschine prinzipiell zwischen der erzwungenen und der freien Konvektion unterschieden werden. Obwohl die erzwungene Konvektion aufgrund der aufgeprägten Strömung oftmals mit höheren nominellen Wärmeübergangskoeffizienten verbunden ist, ist gerade die freie Konvektion von großer Bedeutung, da sie an allen Komponenten der Werkzeugmaschine zu berücksichtigen ist, nicht nur an den bewegten Komponenten. Dies betrifft insbesondere auch die großflächigen Komponenten des Maschinengestells, die aufgrund ihrer Ausmaße erheblich das thermoelastische Verformungsverhalten beeinflussen.

Für die Modellierung der konvektiven Randbedingungen bieten sich je nach verwendetem FE-Solver mehrere Möglichkeiten an. Üblicherweise können Temperatur- und Wärmestromrandbedingungen an der Strukturoberfläche hinterlegt werden. Für die Simulation der Werkzeugmaschine kommt die Temperaturvorgabe jedoch kaum infrage, da die Oberflächentemperatur aus dem kombinierten Wirken von Umgebungstemperatur, Konvektion und Temperaturfeld innerhalb der Struktur resultiert. Die Vorgabe eines Wärmestromes scheitert daran, dass dieser neben den Wärmeübergangsbedingungen vor allem auch von der Differenz der Oberflächentemperatur und der Umgebungstemperatur abhängt. Diese Differenz ist während der Modellierung nicht bekannt. Für die Modellierung des konvektiven Wärmeübergangs muss deshalb eine eigene Randbedingung Verwendung finden, die diese Aspekte berücksichtigt. Eine Möglichkeit ist es, ein Filmmodell zu verwenden. Hierbei wird davon ausgegangen, dass der Wärmeaustausch mit der Umgebung innerhalb eines dünnen Films beschrieben werden kann. Der maßgebliche Faktor hierfür ist der Wärmeübergangskoeffizient für den Film. Dieser muss bei der Modellierung bekannt sein.

Die Bestimmung dieser Wärmeübergangskoeffizienten ist essentiell für die Berechnung des Temperaturverhaltens und kann auf verschiedenen Wegen erfolgen. Die detaillierte Abbildung der Strömungsverhältnisse im die Maschine umgebenden Luftvolumen kann etwa auf Basis einer numerischen Fluid-Simulation (CFD) durchgeführt werden (FRANKE ET AL. 2010). Anhand vereinfachter Modelle lassen sich stationäre und transiente Strömungsverhältnisse berechnen. Für die freie Konvektion existieren jedoch starke Wechselwirkungen zwischen der Oberflächentemperaturverteilung der Maschinenstruktur und der sich daraus ergebenden Strömung. Dies bedeutet, dass eine solche Konvektionsbestimmung für die transiente Temperaturfeldberechnung immer zeitschrittweise mit der Strukturberechnung synchronisiert werden muss. Für jeden Zeitschritt wird der Strömungsberechnung ein Oberflächentemperaturfeld übergeben. Aus den Ergebnissen der CFD-Simulation können anschließend Werte für die Wärmeübergangskoeffizienten an den einzelnen Orten der Strukturoberfläche ausgeleitet werden. Dieses Vorgehen kann die Umgebungsrandbedingungen prinzipiell gut prognostizieren, da die CFD-Simulation auch den Einfluss komplexerer Geometrien einbeziehen kann. Jedoch zeigen aktuelle Untersuchungen der FORSCHUNGSVEREINIGUNG WERKZEUGMASCHINEN UND FERTIGUNGSTECHNIK E. V. (FWF) (2008) auch, dass die heutigen Rechnerleistungen und Modellierungsmethoden es nicht zulassen, ein komplexes Maschinenmodell mit vertretbarem Aufwand zu berechnen. Dies gewinnt insbesondere vor dem Hintergrund an Bedeutung, dass die Ergebnisse der CFD-Simulation bei transienten Temperaturfeldberechnungen für jeden Zeitschritt benötigt werden. Neben der detaillierten Simulation der Strömungsverhältnisse existieren deshalb für einfache Geometrien empirische Formeln, aus denen sich die Wärmeübergangskoeffizienten abschätzen lassen und die in VDI-GVC (2006) als Leitfaden zusammengestellt sind. GLEICH (2008), die FORSCHUNGSVEREINIGUNG WERKZEUGMASCHINEN UND FERTIGUNGSTECHNIK E. V. (FWF) (2008), NEUGEBAUER ET AL. (2010) und UHLMANN & HU (2012) wiesen die grundsätzliche Eignung der Gleichungen für die Verwendung als Randbedingung in einer Werkzeugmaschinensimulation bereits nach, welche im Folgenden für die erzwungene und die freie Konvektion dargestellt werden.

4.3.2 Berechnung der erzwungenen Konvektion

Bei der erzwungenen Konvektion ergibt sich die Wärmeübertragung auf Basis eines von außen aufgeprägten Strömungsfeldes. Die Wärmeübertragung kann dabei durch den dimensionslosen Wärmeübergangskoeffizienten, die Nußelt-Zahl Nu , beschrieben werden. Diese kann als Funktion der Reynolds-Zahl Re und der Prandtl-Zahl Pr verstanden werden:

$$Nu = f(Re \cdot Pr) \tag{4.1}$$

Die Reynolds-Zahl beschreibt dabei das Verhältnis von Trägheits- zu Reibungskräften und ist definiert als:

$$Re = \frac{u_\infty \cdot l}{\nu}, \quad (4.2)$$

wobei u_∞ die Strömungsgeschwindigkeit, l die überströmte Länge und ν die kinematische Viskosität des Fluids sind. Die Prandtl-Zahl repräsentiert dagegen das Verhältnis von diffusivem Impuls- zu diffusivem Wärmetransport und ist mit der Temperaturleitfähigkeit a_{th} des Fluids wie folgt definiert (POLIFKE & KOPITZ 2005):

$$Pr = \frac{\nu}{a_{th}} \quad (4.3)$$

Für die Abschätzung der Nußelt-Zahl in praktischen Anwendungen kann auf ein empirisches Formelwerk aus dem VDI WÄRMEATLAS (VDI-GVC 2006) zurückgegriffen werden. Die für diese Arbeit relevanten Berechnungsvorschriften sollen im Folgenden aufgeführt und erläutert werden. Bei der thermischen Simulation von Werkzeugmaschinen sind für die erzwungene Konvektion vor allem drei Fälle von Bedeutung:

- Überströmung einer Fläche durch einen äußeren Luftstrom
- Rotation einer Komponente (z. B. der Hauptspindel)
- Translation einer Komponente (z. B. Vorschubbewegung eines Schlittens)

Für diese Fälle kommen verschiedene Berechnungsvorschriften zum Einsatz. Für die überströmte Platte können die Zusammenhänge zur längsangeströmten ebenen Platte aus dem VDI WÄRMEATLAS (VDI-GVC 2006) Anwendung finden. Hierbei muss zwischen der Berechnung für die laminare Grenzschicht und für die turbulente Grenzschicht unterschieden werden. Von einer laminaren Grenzschicht ist auszugehen, wenn $Pr = 0,6 \dots 2000$ und $Re < 10^5$ gilt. Die Nußelt-Zahl Nu_L berechnet sich dann zu:

$$Nu_L = 0,664 \cdot \sqrt{Re} \cdot \sqrt[3]{Pr} \quad (4.4)$$

Für die turbulente Grenzschicht kann für $Re = 5 \cdot 10^5 \dots 10^7$ und analog zum laminaren Fall $Pr = 0,6 \dots 2000$ die Nußelt-Zahl Nu_T bestimmt werden:

$$Nu_T = \frac{0,037 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr}{1 + 2,443 \cdot Re^{-0,1} (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \quad (4.5)$$

Laut VDI WÄRMEATLAS (VDI-GVC 2006) ist für praktische Anwendungen keine laminare Grenzschicht für die gesamte Platte zu erwarten. Die mittlere Nußelt-Zahl $Nu_{Platte,L,T}$ wird nach GNIELINSKI (1975) für $Re = 10^1 \dots 10^7$ und $Pr = 0,6 \dots 2000$ angegeben:

$$Nu_{Platte,L,T} = \sqrt{Nu_L^2 + Nu_T^2} \quad (4.6)$$

Für die Beschreibung des Wärmeübergangs durch erzwungene Konvektion bei der Vorschubbewegung von Schlittenkomponenten wird von einem umströmten Körper ausgegangen. Auch hierfür lassen sich Näherungsgleichungen angeben, die im VDI WÄRMEATLAS (VDI-GVC 2006) aufgeführt sind. Die Berechnungsvorschriften sind dabei analog zu denen der überströmten Platte (siehe Gleichungen 4.4 und 4.5), wobei die Länge l in diesem Fall die überströmte Länge entlang des Körpers beinhaltet. GNIELINSKI (1975) gibt die mittlere Nußelt-Zahl $Nu_{Trans,L,T}$ für den umströmten Zylinder wie folgt an:

$$Nu_{Trans,L,T} = 0,3 + \sqrt{Nu_L^2 + Nu_T^2} \quad (4.7)$$

Für die Berechnung der Wärmeübergangskoeffizienten bei einer von außen eingebrachten Überströmung sind die Stoffgrößen, die Temperaturen, die Strömungsgeschwindigkeit und die Länge der überströmten Fläche zu ermitteln. Für den Wärmeübergangskoeffizienten bei Verfahrbewegung gilt es, statt der Strömungsgeschwindigkeit die Verfahrgeschwindigkeit zu identifizieren und die überströmte Länge der Komponente in Verfahrrichtung zu identifizieren.

4.3.3 Berechnung der freien Konvektion

Dichteunterschiede im Fluid, die vor allem aus Temperaturunterschieden resultieren, sind ursächlich für die freie Konvektion. Dies führt zu einem gekoppelten Strömungs-Wärmeleitungs-Problem. Näherungsgleichungen zur Abschätzung des Wärmeübergangskoeffizienten können dem VDI WÄRMEATLAS (VDI-GVC 2006) entnommen werden. Die grundlegenden Zusammenhänge sind im Folgenden aufgeführt, um die für die Modellbildung notwendigen Größen herleiten zu können. Als dimensionslose Beschreibung des Wärmeübergangskoeffizienten kann die Nußelt-Zahl Nu herangezogen werden, die eine Funktion der Grashof-Zahl Gr und der Prandtl-Zahl Pr darstellt:

$$Nu = f(Gr \cdot Pr) \quad (4.8)$$

Die Prandtl-Zahl als Stoffwert der Luft bewegt sich für Temperaturen von 0...50 °C im Bereich 0,7110...0,7045. Gr berechnet sich aus der Fallbeschleunigung g , der Anströmlänge l , der kinematischen Viskosität des Fluids ν , dem Ausdehnungskoeffizienten des Fluids β sowie der Differenz zwischen der Außenflächentemperatur T_A und der Fluidtemperatur T_∞ :

$$Gr = \frac{g \cdot l^3}{\nu^2} \cdot \beta \cdot \Delta T \quad \text{mit } \Delta T = T_A - T_\infty \quad (4.9)$$

Bei der Bestimmung der Stoffgrößen kommt die *Boussinesq-Approximation*² mit der mittleren Grenzschichttemperatur T_M zum Einsatz:

$$T_M = \frac{1}{2}(T_A + T_\infty) \quad (4.10)$$

Aus dem Produkt der Grashof-Zahl und der Prandtl-Zahl lässt sich die Rayleigh-Zahl Ra bestimmen, die für verschiedene Geometrien in die Berechnung der Nußelt-Zahl eingeht. Insgesamt sind dabei fünf verschiedene Fälle zu unterscheiden, für die die zugehörigen Näherungsgleichungen in Tabelle 4.1 aufgeführt und im Folgenden erläutert sind. Diese umfassen die vertikale Platte, die gegenüber der Gravitation geneigte Platte und die horizontale Platte. Bei den letzteren beiden Varianten muss jeweils zwischen zwei Fällen unterschieden werden. Das liegt an der Tatsache, dass es bei einer Wärmeabgabe der Fläche auf der Oberseite nach einer gewissen Überströmlänge zu einem Abriss der Grenzschicht kommt, was für die Wärmeabgabe an der Unterseite nicht zu erwarten ist. Wenn es zu einer Wärmeaufnahme an der Platte kommt, kehrt sich das Verhalten um.

² Dabei werden die Stoffwerte als näherungsweise konstant angesehen und die Variation der Dichte wird nur im Auftriebsterm berücksichtigt. β beschreibt einen linearen Zusammenhang von Dichte und Temperatur (POLIFKE & KOPITZ 2005).

Tabelle 4.1: Näherungsgleichungen für die Berechnung des dimensionslosen Wärmeübergangskoeffizienten (VDI-GVC 2006)

Flächenkonstellation	Näherungsgleichung
vertikale Fläche (I)	$Nu = \{0,825 + 0,387[Ra \cdot f_1(Pr)]^{\frac{1}{6}}\}^2$
geneigte Fläche	
Wärmeabgabe auf der Unterseite (II)	$Nu = \{0,825 + 0,387[Ra_\gamma \cdot f_1(Pr)]^{\frac{1}{6}}\}^2$
	laminare Strömung:
Wärmeabgabe auf der Oberseite (III)	$Nu = \{0,825 + 0,387[Ra_\gamma \cdot f_1(Pr)]^{\frac{1}{6}}\}^2$
	turbulente Strömung:
	$Nu = 0,56(Ra_c \cdot \cos \gamma)^{\frac{1}{4}} + 0,13(Ra_c^{\frac{1}{3}} - Ra_c^{\frac{1}{3}})$
horizontale Fläche	
Wärmeabgabe auf der Unterseite (IV)	$Nu = 0,6[Ra \cdot f_1(Pr)]^{\frac{1}{5}}$
	laminare Strömung:
Wärmeabgabe auf der Oberseite (V)	$Nu = 0,766[Ra \cdot f_2(Pr)]^{\frac{1}{5}}$
	turbulente Strömung:
	$Nu = 0,15[Ra \cdot f_2(Pr)]^{\frac{1}{3}}$

- Für **Fall (I)** der vertikalen Platte kann die Gleichung sowohl für laminare als auch für turbulente Strömung Verwendung finden (Gültigkeitsbereich: $Ra = 10^{-1} \dots 10^{12}$). Der Einfluss der Prandtl-Zahl wird dabei über die Funktion $f_1(Pr)$ abgebildet:

$$f_1(Pr) = \left[1 + \left(\frac{0,492}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{-16}{9}} \quad (4.11)$$

- Für **Fall (II)** der geneigten Platte mit Wärmeabgabe auf der Unterseite ist der Winkel, den die Platte mit dem Gravitationsvektor einschließt, von entscheidender Bedeutung, da die freie Konvektion auf Dichteunter-

schieden beruht. Hier kann mit der von der vertikalen Platte bekannten Gleichung gearbeitet werden. An dieser Stelle ist jedoch mit der um den Winkel γ korrigierten Rayleigh-Zahl Ra_γ zu rechnen, die die zur Gravitation parallele Komponente beinhaltet:

$$Ra_\gamma = Ra \cdot \cos\gamma \quad (4.12)$$

- In **Fall (III)** der geneigten Platte mit Wärmeabgabe auf der Oberseite muss auch die turbulente Strömung betrachtet werden. Die kritische Rayleigh-Zahl Ra_c beschreibt dabei die Grenze der laminaren Strömung und ist stark vom Neigungswinkel der Fläche abhängig. Nach VDI-GVC (2006) gilt für die Berechnung von Ra_c

$$Ra_c = 10^{8,9-0,00178 \cdot \gamma^{1,82}} \quad (4.13)$$

als Näherungsfunktion.

- **Fall (IV)** beschreibt die horizontale Platte mit Wärmeabgabe auf der Unterseite. Hierfür muss lediglich laminare Strömung betrachtet werden, wobei auch in diesem der Einfluss der Prandtl-Zahl über die Funktion $f_1(Pr)$ wiedergegeben wird (Gültigkeitsbereich: $Ra \cdot f_1(Pr) = 10^3 \dots 10^{10}$).
- Für die Wärmeabgabe auf der Oberseite in **Fall (V)** muss ebenso die Unterscheidung zwischen der Berechnung für laminare und turbulente Strömung vorgenommen werden (Laminare Strömung: $Ra \cdot f_2(Pr) \leq 7 \cdot 10^4$). Im Gegensatz zu den bisherigen Näherungsgleichungen wird hier der Einfluss der Prandtl-Zahl über die Funktion $f_2(Pr)$ berücksichtigt:

$$f_2(Pr) = \left[1 + \left(\frac{0,322}{Pr} \right)^{\frac{11}{20}} \right]^{\frac{-20}{11}} \quad (4.14)$$

Der Zusammenhang zwischen der Nußelt-Zahl Nu und dem Wärmeübergangskoeffizienten α stellt sich über die Anströmlänge und die Wärmeleitfähigkeit des Fluids λ wie folgt dar:

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{l} \quad (4.15)$$

Die Anströmlänge geht darüber hinaus in die Berechnung der Grashof-Zahl ein (siehe Gleichung 4.9) und ihre Berechnung muss dabei abhängig von der Orientierung und der Geometrie erfolgen. Abbildung 4.5 zeigt die verschiedenen Berechnungsvorschriften für vertikale, geneigte und horizontale rechteckige Platten.

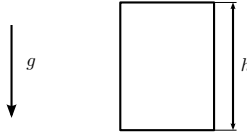
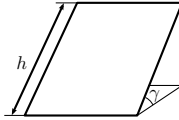
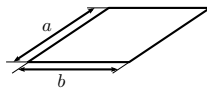
Fläche	vertikal	geneigt	horizontal
Orientierung			
Anströmlänge	$l = h$	$l = h$	$l = \frac{a \cdot b}{2(a + b)}$

Abb. 4.5: Berechnung der Anströmlänge für verschiedene Flächenorientierungen

Die Primitive lassen sich anschließend zur Gesamtmaschinenstruktur zusammensetzen, wobei zu beachten ist, dass es sich hierbei um Näherungslösungen für die ideale Platte handelt. Zukünftig sind hier aufgrund der Fortschritte in der Strömungssimulation Möglichkeiten zur Berücksichtigung detaillierter Umgebungsrandbedingungen zu erwarten. Der Einsatz dieser Simulationsmethode stellt jedoch aufgrund des Aufwands noch keine Alternative in der Entwicklung von Werkzeugmaschinen dar (siehe Abschnitt 4.3.1). Für den Einsatz der hier vorgestellten Näherungsgleichungen sind für die Modellbildung die folgenden Gesichtspunkte abzuleiten:

- Die Modellierung des Wärmeübergangskoeffizienten muss temperaturabhängig durchgeführt werden, da erstens die Grashof-Zahl direkt von der Temperaturdifferenz zwischen der Oberfläche und der Umgebung beeinflusst wird und zweitens die Berechnungsvorschriften für den laminaren und den turbulenten Fall von dieser Größe abhängen.
- Für die Berechnung müssen die strömungstechnisch relevanten Flächen verwendet werden, da etwa bei kleinen Absätzen o. ä. nur eine geringe Beeinflussung des Strömungsverlaufs zu erwarten ist und sich eine Unterteilung der Flächen in einem tendenziell zu niedrigen Wärmeübergangskoeffizienten äußern würde. Diese Flächen sollen im Folgenden als globale Flächen bezeichnet werden, um sie von den lokalen Flächen der Elemente des FE-Modells abzuheben.
- Für die globalen Flächen ist die Orientierung zu bestimmen und auf Basis der vorgestellten Gleichungen die Anströmlänge zu berechnen. Die

geometrischen Größen der Flächen müssen also bekannt sein.

In einigen Fällen wird es zu einer Überlagerung der erzwungenen und der freien Konvektion kommen. Dies kann etwa bei bewegten Bauteilen wie Vorschubschlitten der Fall sein. Der Wärmestrom durch erzwungene Konvektion ist allerdings in einigen Fällen von deutlich höherer Größenordnung als der aus freier Konvektion. Für viele Oberflächen ist daher abzuschätzen, ob vereinfachend die freie Konvektion vernachlässigt werden kann. Ist dies nicht zutreffend, so gibt CHURCHILL (1977) für die gleichgerichtete Mischkonvektion eine Näherungslösung der kombinierten Nußelt-Zahl Nu_{misch} an:

$$Nu_{misch} = \sqrt[3]{Nu_{erzw}^3 + Nu_{frei}^3} \quad (4.16)$$

mit der Nußelt-Zahl der erzwungen Konvektion Nu_{erzw} und der Nußelt-Zahl der freien Konvektion Nu_{frei} .

Für die entgegengerichtete Mischkonvektion gilt dagegen:

$$Nu_{misch} = \sqrt[3]{Nu_{erzw}^3 - Nu_{frei}^3}. \quad (4.17)$$

4.3.4 Strahlung

Wie in Abschnitt 2.1.1 dargestellt, ist die Wärmestrahlung grundsätzlich ein Phänomen zu sehen, das zwischen zwei oder mehreren beteiligten Strahlungspartnern herrscht. Der sich an der Struktur einstellende Wärmestrom aus Strahlung ist daher ein Resultat aus den am Strahlungsaustausch beteiligten Flächen mit den dort wirkenden Temperaturen. Da die Einstrahlungen von benachbarten Anlagen oder Aggregaten während der Maschinenentwicklung nicht genau genug bekannt ist, kann die Berücksichtigung der Wärmestrahlung nur eine grobe Näherung sein. Für die Umsetzung im Modell bieten die Simulationsprogramme mehrere Möglichkeiten der Näherung an. In der einfachsten Form kann der globale Wärmetransport an die Umgebung (bzw. von der Umgebung) an jeder Fläche berücksichtigt werden. Es wird der Strahlungsaustausch als der einer konvexen Fläche gegenüber einem unendlichen Raum betrachtet. Es findet also kein Wärmeaustausch zwischen den einzelnen Flächen der Struktur statt, wie das bei teilweise konkaven Flächen der Fall wäre. Daneben gibt es die Möglichkeit, über die Sichtfaktoren den komplexen geometrischen Verhältnissen der Maschinenstruktur Rechnung zu tragen. Moderne Präprozessoren bieten die Module an, um solche Sichtfaktor-Tabellen zu erstellen. Dabei kommt etwa das Monte-Carlo-Verfahren zum Einsatz, das Strahlen in zufälliger Orientierung von jeder Fläche extrapoliert und Schnittpunkte mit anderen Flächen in der Sichtfaktoren-Tabelle dokumentiert (MSC.SOFTWARE CORPORATION 2013a).

Da hierfür jedoch alle Elementflächen an der Oberfläche des Strukturmodells herangezogen werden, kann dieses Verfahren sehr viel Berechnungsaufwand mit sich bringen. Eine Zwischenlösung kann hier die Möglichkeit darstellen, die Sichtfaktoren-Berechnung anhand globaler Außenflächen durchzuführen und anschließend das Ergebnis auf das Modell zu applizieren. Dieses Vorgehen setzt jedoch die Kenntnis der Modellaußenflächen voraus.

4.4 Vorgehen zur Transformation³ der strukturellen Eigenschaften

4.4.1 Transformation³ der im FE-Netz abgebildeten Komponenten

Die Umwandlung des mechanischen FE-Netzes erfordert, dass jedem mechanischen Elementtyp ein adäquates thermisches Pendant zugeordnet wird. Wie oben beschrieben, sind die Hauptkomponenten des mechanischen Modells Elementtypen der Klassen Linie, Fläche und Volumen sowie Massepunkte. Für die Elementklassen lassen sich in verbreiteten Programmsystemen thermische Elementtypen finden, die es erlauben, ein transientes Temperaturfeld zu berechnen. Tabelle 4.2 zeigt eine Übersicht über mögliche Elementtypen am Beispiel des Solvers MSC.Marc[®]. Die Modellierung einzelner Komponenten kann im Allgemeinen aus dem mechanischen Modell übernommen werden. Bei der Verwendung von Volumenelementen ist hierbei von einem besonders unproblematischen Transfer auszugehen, da diese die Modellierung eines detaillierten, instationären, dreidimensional varianten Temperaturverhaltens ermöglichen. Der Einsatz linien- oder flächenartiger Elemente in einem dreidimensionalen FE-Modell ist mit gewissen Modellannahmen verbunden, die im Folgenden dargestellt werden sollen. Wie im mechanischen Bereich sind diese auch im thermischen Bereich auf ihre Validität zu prüfen, um den Einsatz im Modell zu ermöglichen.

Transformation³ der verwendeten Elemente

Massenpunkte stellen eine Vereinfachung von Komponenten im mechanischen Modell dar. Im thermischen Bereich können diese unter Umständen übernommen und durch eine Wärmekapazität definiert werden. Da hierbei jegliche Wärmeleitungsphänomene innerhalb der Komponente vernachlässigt werden, ist jedoch die Gültigkeit dieser Vereinfachung im Einzelfall zu prüfen. Der

³ vom strukturmechanischen in den thermischen Bereich

Tabelle 4.2: Mechanische und thermische Elementtypen (ausgedrückt durch die Elementtypnummern) gleicher Topologie am Beispiel des Solvers MSC.Marc® (MSC.SOFTWARE CORPORATION 2013b)

Topologie	mechanisch	thermisch
1D: Balken	9	36
2D: Tria	6	37
2D: Quad	11	39
3D: Tet 4	134	135
3D: Tet 10	127	133
3D: Penta 6	136	137
3D: Hex 8	7	43

Aufbau des Modells einer Welle kann im mechanischen Bereich aus Balkenelementen erfolgen, da die Spannungsverteilung quer zur Achsrichtung im Kontext einer Gesamtmaschinensimulation im Allgemeinen nicht von Bedeutung ist. Diese Modellannahme bedeutet im thermischen Bereich, dass Temperaturunterschiede quer zur Achsrichtung nicht berücksichtigt werden. Dies stellt für die Modellierung des Gesamtmaschinenverhaltens eine annehmbare Vereinfachung dar. Darüber hinaus muss jedoch die Wärmekapazität der Welle korrekt im Modell abgebildet sein, da dieses Maß der Wärmespeicherung durchaus das Temperaturfeld der Gesamtmaschine beeinflussen kann. Die Wärmekapazität der Welle C_{Welle} ergibt sich dabei gemäß Gleichung 4.18 aus der spezifischen Wärmekapazität c_{th} , der Dichte ρ und dem Volumen der Welle, das sich wiederum aus dem Durchmesser d_{Welle} und der Länge l_{Welle} berechnet.

$$C_{Welle} = c_{th} \cdot \rho \cdot \pi \left(\frac{d_{Welle}}{2} \right)^2 l_{Welle} \quad (4.18)$$

Aus diesem Zusammenhang folgt, dass die thermische Beschreibung der Welle dann in guter Näherung möglich ist, wenn das Volumen der Welle bekannt ist. Die Länge der einzelnen Wellenabschnitte ist dabei durch die entsprechende Elementlänge berücksichtigt. Darüber hinaus sind jedem Balkenelement auch im mechanischen Modell weitere geometrische Informationen zugeordnet, die den jeweiligen Wellenquerschnitt charakterisieren. Damit sind die benötigten Daten vervollständigt, so dass sichergestellt ist, dass auch die Wärmekapazität der Welle korrekt approximiert wird. Die im mechanischen Bereich gültige Modellierung kann demnach auch im thermischen Bereich mit guter Näherung weitere Verwendung finden.

Schalenelemente, wie sie bei der Modellierung von Schalenstrukturen (etwa

Stahl-Schweiß-Konstruktionen) üblicherweise Verwendung finden, basieren auf der Annahme, dass das Verhalten über der Dicke im Gegensatz zum Verhalten in der Fläche zu vernachlässigen ist. Diese Annahme ist für den mechanischen Bereich in vielen Fällen gültig und kann auch im thermischen Bereich zunächst so übernommen werden. Ebenso wie bei der Betrachtung von Balkenelementen muss jedoch beachtet werden, dass nicht alleine die Wärmeleitung für das thermische Verhalten verantwortlich ist. Für die korrekte Abbildung der Wärmekapazität (und damit des transienten Temperaturverhaltens) ist auch für Schalenelemente weiterhin der Wandstärkenparameter mit zu betrachten. Für übliche, transiente Temperaturfeldberechnungen sind diese Eigenschaften als ausreichend zu bewerten. In speziellen Fällen ist es jedoch möglich, dass sich auch über der Dicke ein Temperaturgradient einstellt (etwa bei einem großen einseitigen Wärmeeintrag). Dann kann die zu Beginn getroffene Annahme des Schalenverhaltens nicht aufrecht erhalten werden und ein detaillierteres Netz ist von Nöten. Als Zwischenlösung bieten einige Schalenelemente die Möglichkeit, einen linearen Temperaturgradienten über der Dicke zu berücksichtigen. Diese Modellierung dürfte für den überwiegenden Teil der Problemstellungen in der Gesamtmaschinen-simulation ausreichende Genauigkeit bieten.

Für Komponenten, die mit Volumenelementen vernetzt wurden, existiert üblicherweise kein weiterer Anpassungsbedarf, da die Wärmeleitvorgänge vollständig durch das Netz abgebildet werden können.

Erweiterung der Materialdaten

Neben der Transformation der Elementtypen ist es erforderlich, die Materialdatenbasis um die thermisch relevanten Parameter zu ergänzen. In der Datenstruktur wird für jeden verwendeten Werkstoff ein Materialparametersatz hinterlegt. Aus dem mechanischen Modell sind hier bereits folgende Daten vorhanden:

- Elastizitätsmodul E
- Dichte ρ
- Poissonzahl ν_{Poi} oder Schubmodul G

Für das thermische Modell wird dieser Materialparametersatz erweitert um:

- Wärmeleitfähigkeit λ
- Spezifische Wärmekapazität c_{th}

Diese Daten sind ausreichend für die thermische Berechnung. Für die Berechnung der thermoelastischen Verlagerungen werden diese Werte um den Wärmeausdehnungskoeffizient β erweitert.

4.4.2 Transformation der Verbindungselemente

Neben der Transformation der Elementeigenschaften sind auch die Verbindungsmodelle auf den Einsatz in einem thermischen Maschinenmodell vorzubereiten. Dies betrifft insbesondere die Umwandlung der mechanischen Steifigkeiten in Wärmedurchgangskoeffizienten. Innerhalb des hier zu entwickelnden Vorgehens werden die einzelnen Verknüpfungen mit solchen thermischen Verbindungen ausgestattet und mit einem Parameter zum Wärmeübergang versehen. Für eine grobe Abschätzung der einzelnen Wärmedurchgangszahlen kann auf die Literatur zurückgegriffen werden. WEIDERMANN (2001) gibt eine Übersicht über die Berechnungsvorschriften für den Wärmedurchgang durch Wälz- und Gleitlager. In NAKAJIMA (1995) ist eine detaillierte Berechnung des Wärmeübergangs durch eine Kugel eines Lagers dargestellt, woraus sich auf den Gesamtwärmeübergang schließen lässt. Für den Wärmedurchgang durch Fugen zwischen verschiedenen Komponenten zeigten WECK ET AL. (1994) und WEIDERMANN & NESTMANN (2000) einen Zusammenhang auf Basis der Oberflächenbeschaffenheit und der Flächenpressung auf. Die Umsetzung dieser Gleichungen in einem FE-Modell demonstrierten GLEICH ET AL. (2007) in ihrem Beitrag, der eine einfache Modellierung fokussierte. Aus diesen Ansätzen können Werte zu Lager-, Führungs- und Verbindungstypen entnommen werden. Es wird empfohlen, an dieser Stelle eine Bibliothek aufzubauen, so dass erfolgreich in der Simulation verwendete Parameter auch für die zukünftige Maschinen zur Verfügung stehen.

4.5 Vorgehen zur Ermittlung der Umgebungsrandbedingungen

4.5.1 Außenflächenerkennung des Modells

Für die Bestimmung des thermoelastischen Maschinenverhaltens ist eine passende Beschreibung der Umgebungsrandbedingungen von entscheidender Bedeutung. Besonders die freie Konvektion ist für die Modellbildung von hoher Relevanz, da sie an jeder Außenfläche der Maschinenstruktur wirksam ist und darüber hinaus die Orientierung, die Größe und die Temperatur der Fläche in die Bestimmung des resultierenden Wärmeübergangskoeffizienten eingehen. Eine manuelle Bestimmung der notwendigen Größen durch den Berechnungsingenieur⁶ wäre an dieser Stelle sehr fehleranfällig und mit hohem Aufwand verbunden. Deshalb soll im Folgenden das Vorgehen für eine in großen Teilen

⁶ Aus Gründen der Lesbarkeit wird im Rahmen dieser Arbeit die maskuline Form verwendet. Die Aussagen gelten für Frauen und Männer gleichermaßen.

automatisierte Bestimmung der Umgebungsrandbedingungen aus freier Konvektion entwickelt werden. Damit sollen zunächst alle näherungsweise ebenen Flächen am Maschinenmodell erfasst werden können. Für stark gekrümmte Flächen können die in Abschnitt 4.3.3 dargestellten Berechnungen nicht angewendet werden. Für diese Fälle muss weiterhin eine manuelle Abschätzung des Wärmeübergangs erfolgen.

Für die automatische Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten aus freier Konvektion müssen die Außenflächen des Modells identifiziert werden. Der Zugriff auf die Informationen aus einem vorhandenen CAD-Modell ist dabei allerdings nicht zielführend, da die strömungstechnisch relevanten Flächen mit ihren geometrischen Informationen für die Modellbildung benötigt werden. Diese können im CAD-Modell jedoch aus vielerlei modelltechnischen Gründen in kleinere Flächen unterteilt sein (z. B. als Resultat aus Körperverschneidungen). Darüber hinaus ist vor allem zu beachten, dass der in Abschnitt 4.2 dargestellte Aufbau mechanischer Strukturmodelle keine exakte Übereinstimmung mit dem CAD-Modell aufweisen muss. Durch Vereinfachungen an der Geometrie und den Einsatz verschiedener Modellierungsstrategien ist eine direkte Zuordnung der CAD-Fläche zu den Elementflächen des Strukturmodells oft nicht ohne weiteres möglich. Im Folgenden wird deshalb beschrieben, wie die strömungstechnisch relevanten Außenflächen direkt aus dem strukturmechanischen FE-Modell identifiziert werden können.

Das Vorgehen unterteilt sich in acht grundlegende Schritte, die in Abbildung 4.6 als Übersicht dargestellt sind. Alle Elementflächen durchlaufen dabei gesammelt einen Schritt nach dem anderen, so dass in einem Schritt eliminierte Flächen für die folgenden Schritte nicht mehr berücksichtigt werden müssen. Zunächst werden dabei in den Schritten 1 bis 4 die Elementflächen eliminiert, die nicht zur freien Konvektion beitragen, weil sie entweder keine Außenfläche ihrer Komponente darstellen oder Teil eines MPC-Konstrukts bzw. eines Kontakts sind. In Schritt 5 erfolgt die Zuordnung der verbliebenen Elementflächen zu Orientierungsebenen. Diese sind definiert als Ebenen, die eine festgelegte Orientierung und Position im Raum haben. Sie umfassen die Gruppe aller Elementflächen, die die gleiche Orientierung haben und innerhalb einer Ebene liegen. In Schritt 6 werden darauf aufbauend die globalen (also strömungstechnisch relevanten) Flächen gebildet, um im Rahmen von Schritt 7 die charakteristischen Größen für die Berechnung der Wärmeübergangskoeffizienten abzuleiten. In Schritt 8 erfolgt die visuelle Kontrolle der Ergebnisse dieses Vorgehens durch den Berechnungsingenieur im Präprozessor, der dabei vor allem die korrekte Flächenerkennung beurteilt. Diese beruht vor allem auf der Vorgabe geeigneter Toleranzen. Da diese stark von der Netzfeinheit und der Geometrie des Maschinenmodells abhängig sind, kann eine Definition dieser Parameter zunächst nur durch Testen verschiedener Werte oder aus der Erfahrung aus vorhergehenden Modellen vorgenommen werden.

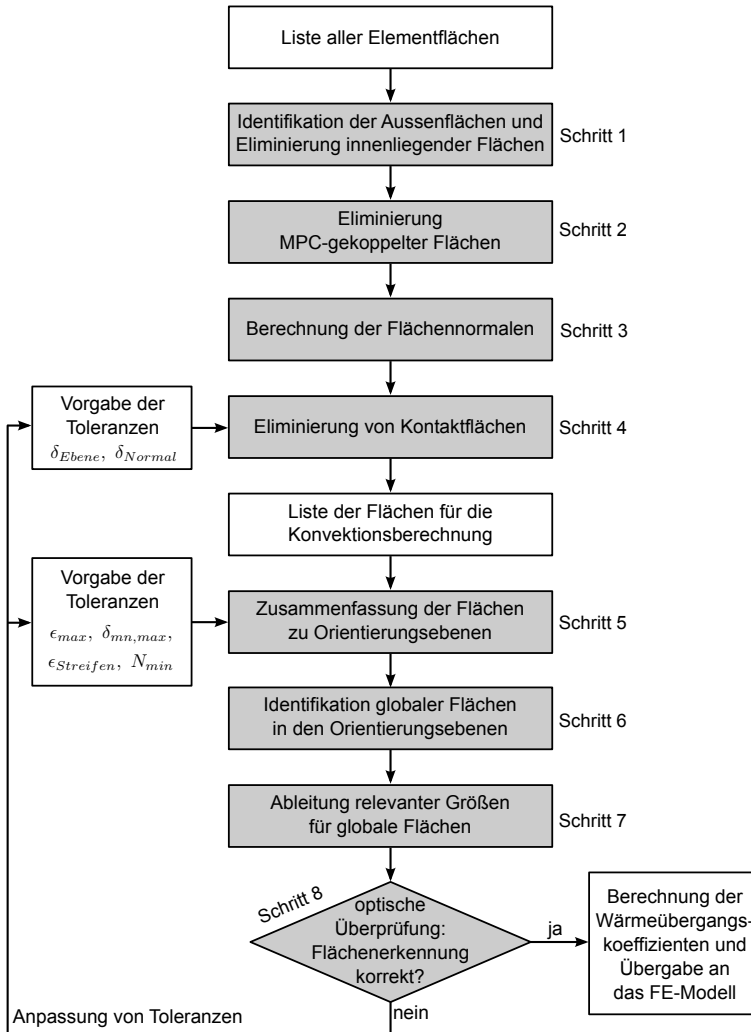


Abb. 4.6: Vorgehen für die Identifikation der strömungstechnisch relevanten, globalen Flächen und für die Ableitung der berechnungsrelevanten Größen (Schritt 1 bis Schritt 8)

Für Schritt 4 werden die Abstandstoleranzen in der Ebene δ_{Ebene} und in Normalenrichtung δ_{Normal} benötigt. Diese kennzeichnen die Abstände, bei deren Unterschreiten zwei gegenüberliegende Elementflächen als in Kontakt stehend betrachtet werden. Für Schritt 5 sind die Winkeltoleranz ϵ_{max} und die Abstandstoleranz $\delta_{mn,max}$ anzugeben. Diese beeinflussen, wie groß die Orientierungsabweichung und der Normalenabstand einer Elementfläche zu einer Orientierungsebene sein darf, um die Elementfläche der Orientierungsebene zuzuordnen. Darüber hinaus können Orientierungsebenen, deren Ausdehnung in einer Richtung gering ist oder deren Elementflächenanzahl klein ist, ausgeschlossen werden. Die hierfür vorzugebenden Grenzwerte sind die minimale Winkeltoleranz $\epsilon_{Streifen}$ und die Mindestanzahl von Elementflächen N_{min} , die einer Orientierungsfläche zuzuordnen sind, damit diese als solche betrachtet wird. Die genauen Definitionen dieser Toleranzen können den nachfolgenden Beschreibungen der einzelnen Schritte entnommen werden.

Schritt 1: Identifikation der Elementaußenflächen

In einem ersten Schritt werden die Flächen identifiziert, die theoretisch zum konvektiven Wärmeübergang beitragen können. Die theoretische Grundgesamtheit dieser Flächen setzt sich zunächst aus allen Elementflächen (auch Element Faces genannt) zusammen, die von den Elementknoten aufgespannt werden. Der überwiegende Teil dieser Flächen befindet sich im Falle von Volumenelementen jedoch nicht an der Außenseite einer Komponente und kann damit ausgeschlossen werden (siehe Abbildung 4.7). Die Elimination der innenliegenden Flächen erfolgt dabei innerhalb jeder Komponente durch den Vergleich der den Flächen zugeordneten Knoten. Für die verschiedenen Elementtypen lässt sich ein Kriterium definieren, das eine Aussagefähigkeit über die Art der Elementfläche enthält. $K_m = \{k_{m,1}, k_{m,2}, k_{m,3}, \dots\}$ sei die Gruppe der Knoten, die die Elementfläche f_m aufspannen. Dann gilt die Elementfläche f_m als innenliegende Fläche, wenn sich eine Elementfläche f_n eines anderen Elements finden lässt, so dass mindestens drei Knoten aus der Menge K_m mit denen aus der Menge K_n identisch sind. Die Flächen f_m und f_n werden dann eliminiert und können für die weiteren Betrachtungen ignoriert werden. Ist dagegen keine entsprechende Elementfläche f_n zu finden, so ist f_m eine Außenfläche und muss in die nächsten Schritte übernommen werden.

Schritt 2: Ausschluss von MPC-gekoppelten Elementflächen

Die im Rahmen von Schritt 1 identifizierten Elementflächen kennzeichnen alle an den einzelnen Komponenten auftretenden Außenflächen. Das Maschinenmodell beinhaltet jedoch mehrere Komponenten, die miteinander verbunden sind. Wie in Abschnitt 4.2.2 beschrieben, erfolgt diese Verbindung üblicherweise mit

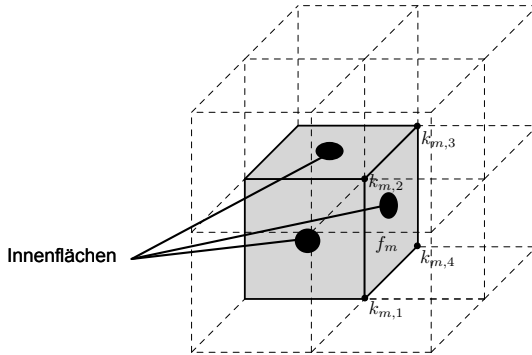


Abb. 4.7: Innenflächen in einem volumetrischen Netz

Hilfe von MPCs. Darüber hinaus werden die für das strukturmechanische Maschinenverhalten vernachlässigbaren Bauteile als Masspunkte vereinfacht und über MPCs mit dem restlichen Modell verbunden. Die Größen und Lagen der MPCs kennzeichnen demnach Elementflächen, die zwar an der Außenseite von Komponenten liegen, in der realen Maschine jedoch keinem Wärmeaustausch durch Konvektion unterliegen (siehe Abbildung 4.8). Diese Elementflächen sind daher aus der Liste von Elementflächen zu eliminieren, die für die freie Konvektion betrachtet werden müssen. Die Identifikation erfolgt über die Knoten K_m der Elementfläche f_m . Ist ein Knoten aus dieser Gruppe auch Bestandteil der Knotengruppe einer MPC, so kann die Elementfläche f_m eliminiert werden.

Schritt 3: Berechnung der Flächenorientierungen

Alle nach Schritt 2 verbleibenden Elementflächen werden in einem nächsten Schritt auf ihre Orientierung hin analysiert. Die Bestimmung des Normalenvektors \vec{n}_m der Elementfläche f_m erfolgt über die ersten drei Knoten aus K_m : $k_{m,1}$, $k_{m,2}$ und $k_{m,3}$. Der Vektor $\vec{v}_{m,1,2}$ wird zwischen den Knoten $k_{m,1}$ und $k_{m,2}$ aufgespannt, der Vektor $\vec{v}_{m,1,3}$ zwischen den Knoten $k_{m,1}$ und $k_{m,3}$. Mit Hilfe des Kreuzproduktes kann daraus der nichtnormierte Normalenvektor $\vec{n}_{m,nn}$ bestimmt werden:

$$\vec{n}_{m,nn} = \vec{v}_{m,1,2} \times \vec{v}_{m,1,3} \quad (4.19)$$

Der Normalenvektor wird anschließend für die weiteren Schritte normiert:

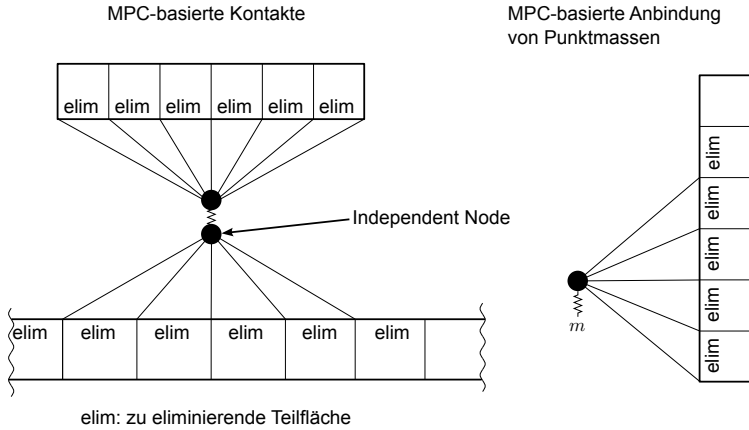


Abb. 4.8: Eliminierung von Elementflächen mit MPC-Anbindung von anderen Komponenten (links) oder Punktmassen (rechts)

$$\vec{n}_m = \frac{\vec{n}_{m,nn}}{|\vec{n}_{m,nn}|}. \quad (4.20)$$

Dabei ist die Knotengruppe K_m so zu strukturieren, dass die Knoten der Fläche f_m bei einer Betrachtung der Elementfläche von außen immer gegen den Uhrzeigersinn geordnet werden (siehe Abbildung 4.9). Dies stellt sicher, dass der Normalenvektor \vec{n}_m immer aus dem Element heraus gerichtet ist.

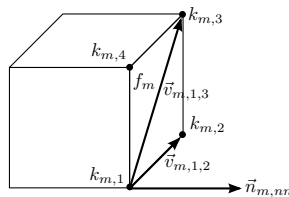


Abb. 4.9: Beispiel für die Berechnung des Normalenvektors und für die Strukturierung der Knotengruppe einer Elementfläche

Schritt 4: Ausschluss von Kontaktflächen

Darüber hinaus sind bei einigen Modellen für die Eliminierung Elementflächen zu betrachten, die Kontakte zwischen zwei Komponenten darstellen, aber nicht Teil einer MPC sind. Dies kann etwa daran liegen, dass zwei Komponenten nur an wenigen Punkten verschraubt sind, aber eine deutlich größere Kontaktfläche aufweisen oder bei der mechanischen Modellierung keine MPCs verwendet wurden. In diesem Fall ist die komplette Fläche für die Konvektion zu vernachlässigen. Ein solcher Kontakt ist dann vorhanden, wenn sich zwei Elementflächen unterschiedlicher Komponenten gegenüber liegen und berühren. Die Orientierungen der einzelnen Elementflächen können dabei aus dem vorhergehenden Schritt herangezogen werden. Eine Elementfläche f_m der Komponente 1 mit ihrer Orientierung \vec{n}_m (siehe Abbildung 4.10) ist also dann zu eliminieren, wenn mindestens eine weitere Elementfläche f_n der Komponente 2 mit $\vec{n}_n = -\vec{n}_m$ existiert und mindestens ein Knoten aus der Gruppe K_m (in der Abbildung $k_{m,1}$) innerhalb der Abstandstoleranz $\{\delta_{Ebene}, \delta_{Normal}\}$ zu einem Knoten der Gruppe K_n liegt (in der Abbildung $k_{n,1}$). Die Toleranzen δ_{Ebene} und δ_{Normal} können dabei unterschiedlich gewählt sein und sind durch den Berechnungsingenieur vorzugeben.

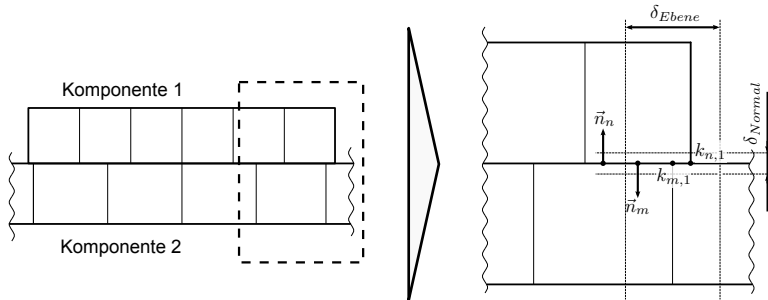


Abb. 4.10: Identifikation von Kontaktflächen für den Ausschluss aus der Konvektionsbetrachtung

Am Ende dieses Schrittes liegt also die Liste aller Elementflächen \mathbf{F} vor, die für den konvektiven Wärmeübergang berücksichtigt werden müssen. Zu jeder der Teilflächen f_m ist zusätzlich der normierte Normalenvektor der Fläche \vec{n}_m hinterlegt.

Schritt 5: Zusammenfassung der Flächen zu Orientierungsebenen

Diese Liste \mathbf{F} der Elementflächen wird in einem nächsten Schritt in verschiedene Orientierungsebenen unterteilt, die alle Elementflächen beinhalten, die die gleiche Orientierung besitzen und in der gleichen Ebene liegen. Hierfür werden die Elementflächen untereinander jeweils hinsichtlich ihrer Orientierung und ihres Abstands verglichen. Aus den Normalenvektoren zweier Elementflächen \vec{n}_m und \vec{n}_n kann über das Skalarprodukt die Abweichung der Orientierung ϵ der beiden Flächen errechnet werden. Zusätzlich wird der Abstand δ_{mn} beider Flächen in Normalenrichtung \vec{n}_m berechnet. Für beide Kriterien müssen dabei vom Berechnungsingenieur Grenzwerte ϵ_{max} und $\delta_{mn,max}$ vorgegeben werden. Elementflächen, die innerhalb dieser Grenzen liegen, werden zu Orientierungsebenen zusammengefasst. In Abbildung 4.11 ist das Vorgehen exemplarisch dargestellt. Aus Gründen der Übersichtlichkeit wurden nur die Elementflächen ohne die dazugehörigen Volumenelemente dargestellt. Anhand der ersten Elementfläche f_1 wird eine Orientierungsebene festgelegt. Nun werden nacheinander alle weiteren Elementflächen hinsichtlich ihrer Orientierungen und ihrer Normalenabstände zur Orientierungsebene analysiert. Sind diese innerhalb der Toleranzen ϵ_{max} und $\delta_{mn,max}$, wie im Falle der Flächen f_2 bis f_{24} , so werden diese Elementflächen der Orientierungsebene zugeordnet. Die Elementfläche f_{25} hat dagegen einen Normalenabstand $\delta_{1,25}$ zur Fläche f_1 , der außerhalb der Abstandstoleranz liegt. Trotz gleicher Orientierung wird f_{25} nicht der Orientierungsebene hinzugefügt. Analog wird für die Elementflächen f_{26} bis f_{36} verfahren. Die Elementfläche f_{37} scheidet dagegen unabhängig von ihrem Normalenabstand aus, da sie die Orientierungstoleranz verletzt. Sind alle Elementflächen hinsichtlich dieser Orientierungsebene überprüft, wird diese als Gruppe abgespeichert und aus der Liste der weiter zu vergleichenden Elementflächen entfernt. Der Prozess startet anschließend mit der ersten, noch nicht zugeordneten Elementfläche erneut, im Beispiel f_{25} . Auf diese Weise wird jede Elementfläche einer Orientierungsebene hinzugefügt.

Anschließend können anhand einer vom Berechnungsingenieur vorzugebenden Mindestanzahl N_{min} Orientierungsebenen mit sehr wenigen Elementflächen ausgeschlossen werden. Diese tragen nicht wesentlich zum Wärmeaustausch bei und steigern die Anzahl der in der Simulation zu berücksichtigenden Randbedingungen unter Umständen beträchtlich und in unnötiger Weise. Darüber hinaus können Flächengruppen in Orientierungsebenen, die einen streifenartigen Charakter (also eine sehr geringe Ausdehnung in eine Richtung) haben, ausgeschlossen werden, da diese zwar viele Elementflächen besitzen können, aber nur einen geringen Anteil am Wärmeaustausch haben. Zusätzlich wird die Berechnung der Wärmeübergangskoeffizienten für solche geometrische Extremfälle die Realität nicht gut abbilden. Dies resultiert aus dem Umstand, dass die Gleichungen die Konvektion auf der Fläche selbst beschreiben, Randeffekte

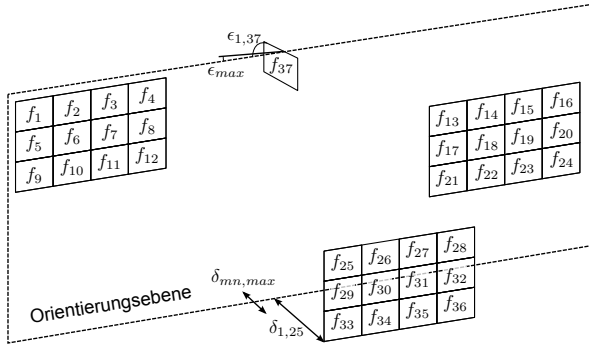


Abb. 4.11: Beispiel für die Zuordnung von Elementflächen zu Orientierungsebenen (erfolgreiche Zuordnung für die Flächen f_1 bis f_{24})

jedoch nicht abbilden. Bei streifenartigen Flächengruppen ist das Verhältnis der Fläche zum Rand aber sehr ungünstig. Zur Identifizierung von Flächengruppen mit Streifencharakter werden in jeder Orientierungsebene Abstandsvektoren zwischen den einzelnen Elementflächen gebildet. Die Winkel zwischen diesen Vektoren werden hinsichtlich einer zu definierenden Mindestwinkeltoleranz $\epsilon_{Streifen}$ verglichen (bei streifenartigen Flächen werden sich nur sehr kleine Winkel zwischen den Abstandsvektoren ergeben). Am Ende dieses Schritts stehen die in einer Ebene liegenden Außenflächen fest. Ob diese jedoch eine zusammenhängende globale Fläche oder mehrere bilden, ist hier noch unbestimmt und wird anschließend ermittelt.

Schritt 6: Identifikation globaler Flächen in den Orientierungsebenen

Im nächsten Schritt werden die globalen Flächen identifiziert (siehe Abbildung 4.12). Hierfür werden zunächst für jede Orientierungsebene alle Knotenverbindungen der Elementflächen aufgelistet und nach Knotennummern sortiert. Weisen zwei aufeinanderfolgende Einträge der Liste die selben Knotennummern auf, so kann diese Linie keine Außenlinie sein. Im Beispiel weist die Knotenverbindung $\overrightarrow{k_{1,1}k_{1,2}}$ der Fläche f_1 identische Knotennummern zur Knotenverbindung $\overrightarrow{k_{5,3}k_{5,4}}$ der Fläche f_5 auf. Diese Verbindung stellt demnach im Gegensatz zur Knotenverbindung $\overrightarrow{k_{1,1}k_{1,4}}$ keine Außenlinie dar. Sind alle Außenlinien identifiziert, so werden sie zu zusammenhängenden Liniengruppen zusammengesetzt. Dabei wird an einem Knoten einer Außenlinie

begonnen und die erkannten Außenlinien werden solange aneinander gereiht, bis wieder der Ausgangsknoten erreicht wird. Anschließend wird (falls in der Orientierungsebene enthalten) mit einer noch nicht beteiligten Außenlinie von Neuem begonnen. Auf diese Weise lassen sich in jeder Orientierungsebene Polygone (mindestens eins) finden, die die Außenlinie für die globalen Flächen darstellen. Der letzte Schritt der Flächenerkennung besteht darin, alle Elementflächen diesen Polygonen zuzuordnen. Hierfür muss überprüft werden, ob die Fläche innerhalb oder außerhalb des Polygons liegt (wie es z. B. die *INPOLYGON*-Funktion in Matlab® leistet). Diese Prozedur wird für jede Orientierungsebene wiederholt. Am Ende dieses Schritts stehen die globalen Flächen des Modells zur Verfügung.

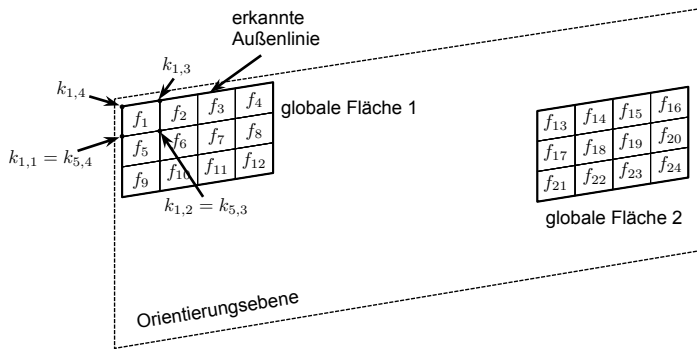


Abb. 4.12: Identifikation der globalen Flächen in den einzelnen Orientierungsebenen

Schritt 7: Ableitung relevanter Größen für globale Flächen

Um die Randbedingungen des thermomechanischen Modells berechnen zu können, müssen für alle erkannten globalen Flächen zwei Größen identifiziert werden: der Orientierungswinkel γ_{Or} und die wirksame Anströmlänge l . Der Orientierungswinkel ist der Winkel zwischen dem Normalenvektor der Fläche \vec{n} und dem Gravitationsvektor \vec{g} . Für die Berechnung wird die Summe der komponentenweisen Multiplikation der Vektoren verwendet (die Vektoren sind bereits normiert):

$$\gamma_{Or} = \vec{n}(1) \cdot \vec{g}(1) + \vec{n}(2) \cdot \vec{g}(2) + \vec{n}(3) \cdot \vec{g}(3) \quad (4.21)$$

Für die Berechnung von l wird für jede globale Fläche zunächst ein lokales Koordinatensystem aufgestellt, das aus dem Normalenvektor und zwei in der Fläche liegenden Vektoren besteht. Der zweite Vektor ergibt sich für nicht horizontale Flächen aus der Projektion von \vec{g} in die zu \vec{n} senkrecht stehende Ebene. Für horizontale Flächen ist dies aufgrund der Parallelität bzw. Antiparallelität von \vec{n} und \vec{g} nicht möglich. Daher wird für diesen Fall die Richtung der ersten Außenlinie der Fläche als zweiter Vektor verwendet. Der dritte Vektor ergibt sich jeweils aus dem Kreuzprodukt der ersten beiden Vektoren. In diesem Flächenkoordinatensystem werden die Minimal- und Maximalwerte der Knotenkoordinaten in allen Koordinatenrichtungen ermittelt. Die Berechnung von l erfolgt dabei entsprechend Abbildung 4.5 abhängig von der Flächenorientierung. Für nicht horizontale Flächen ist die Länge aus der Differenz der Minimal- und Maximalwerte in Richtung des zweiten Vektors des Flächenkoordinatensystems zu bestimmen. Für horizontale Flächen ergeben sich aus den Minimal- und Maximalwerten des zweiten und des dritten Vektors der Umfang und der Inhalt der Fläche. Aus der Division von Fläche und Umfang ergibt sich l . Damit stehen alle Informationen zur Verfügung, die für die Berechnung der Umgebungsrandbedingungen benötigt werden.

Schritt 8: Optische Überprüfung und Anpassung von Toleranzwerten

Im Anschluss müssen die erkannten Flächen im Präprozessor des FE-Programms einer optischen Überprüfung unterzogen werden. Dies ist der Tatsache geschuldet, dass die einzelnen Toleranzen $\{\delta_{Ebene}, \delta_{Normal}\}$, ϵ_{max} , $\delta_{mn,max}$, $\epsilon_{Streifen}$ und N vom Berechnungsingenieur vorgegeben werden müssen und von der Netzfeinheit und der Modellgeometrie abhängig sind. Fehlen hier Erfahrungswerte, können fehlerhaft erkannte oder nicht erkannte Flächen durch die optische Überprüfung identifiziert werden. Daraus können angepasste Toleranzen abgeleitet und das komplette Vorgehen mit diesen wiederholt werden. Liefert die Überprüfung ein zufriedenstellendes Ergebnis, so ist die Flächenerkennung erfolgreich abgeschlossen. Die Toleranzen wirken sich dabei tendenziell wie folgt aus:

- $\{\delta_{Ebene}, \delta_{Normal}\}$: Je größer die Toleranzwerte gewählt werden, desto eher werden zwei nahe benachbarte Elementflächen als Kontakt identifiziert.
- $\epsilon_{max}, \delta_{mn,max}$: Durch eine Erhöhung der beiden Toleranzen wird es ermöglicht, auch leicht gekrümmte Flächen mit in die Erkennung einzubeziehen. Werden die Werte zu groß, können Elementflächen fälschlicherweise einer Orientierungsebene hinzugefügt werden.

- $\epsilon_{\text{Streifen}}$: Je größer dieser Wert gewählt wird, desto gleichmäßiger müssen die Ausdehnungen der Flächen in beiden Richtungen der Ebene sein, damit die Orientierungsebene nicht verworfen wird.
- N : Die Anzahl N_{\min} legt direkt die Mindestelementanzahl einer Orientierungsebene fest. Die zu wählende Anzahl sollte sich dabei an der Netzfeinheit orientieren, da bei grober Vernetzung auch wenige Elementflächen deutlich zum Wärmeübergang beitragen können.

4.5.2 Definition des Wärmeübergangs aus Strahlung

Die erkannten Flächen werden im Folgenden mit Umgebungsrandbedingungen versehen. Dabei wird zunächst die Strahlung betrachtet. Es wird angenommen, dass an allen durch die vorherigen Schritte identifizierten Außenflächen Strahlung zu berücksichtigen ist, und es werden alle Flächen als diffuse, graue Strahler betrachtet. Der Strahlungsaustausch zwischen einzelnen Flächen der Maschine wird im Rahmen dieser Transformation nicht berücksichtigt (der Berechnung wird also Gleichung 2.7 zugrunde gelegt), da er im Vergleich zur Wärmeabgabe an die Umgebung üblicherweise gering ausfällt. Sollte diesbezüglich für besondere Anwendungen eine detaillierte Modellierung der Strahlungsbedingungen notwendig sein, so kann auf die in Abschnitt 4.3.4 aufgeführten Sichtfaktorenmodelle zurückgegriffen werden, die im Präprozessor bereits implementiert sind. Zur Initialisierung kann ein Emissionskoeffizient angegeben werden, der für alle Flächen gültig ist. Sollte dieser für einzelne Flächen abweichen, kann der Koeffizient manuell im Präprozessor vor der Berechnung abgeändert werden. Wird ein für lackierte Flächen leicht abschätzbarer Wert von 0,95⁷ gewählt, so kann dieser ohnehin für einen überwiegenden Teil der Flächen verwendet werden, da vor allem die großen Gestellbauteile üblicherweise lackiert sind.

4.5.3 Berechnung von Wärmeübergangskoeffizienten für die Konvektion

Ausgangspunkt für die Berechnung der Wärmeübergangskoeffizienten ist die freie Konvektion, die an allen Außenflächen auftritt. Diese kann anschließend an den Komponenten, die signifikanten Bewegungen unterliegen, um die erzwungene Konvektion erweitert werden. Aus Abschnitt 4.3.1 lassen sich die relevanten Größen für die Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten herleiten. Für eine Fläche m sind diese die charakteristische Anströmlänge l , die Orientierung

⁷ Werte zwischen 0,93 für weißen Lack und 0,97 für mattschwarzen Lack (VDI-GVC 2006)

der Fläche \vec{n}_m , die Position der Fläche in Bezug auf die Gravitationsrichtung h_m sowie die Temperatur der Umgebung T_∞ und die Temperatur der Fläche T_m . Von diesen Größen ist zur Laufzeit der Simulation lediglich T_m unbekannt. Die weiteren Größen können bereits im Voraus berechnet werden bzw. werden ohnehin vorgegeben. Da sich T_m während der Simulation verändert, kann kein fester Wärmeübergangskoeffizient in das Modell integriert werden. NEUGEBAUER ET AL. (2010) und UHLMANN & HU (2012) zeigen Vorgehensweisen auf, die eine Neuberechnung der Wärmeübergangskoeffizienten zur Laufzeit für jeden Zeitschritt erfordern, um jeweils die zur Laufzeit aktuellen Parameter zu berücksichtigen. Jedoch muss dafür nach jedem Simulationsschritt das Programm zur Berechnung der Wärmeübergangskoeffizienten durchlaufen werden, was einen erheblichen Mehraufwand zur Simulation darstellt. Im Folgenden wird daher vorgestellt, wie die Wärmeübergangskoeffizienten bereits zum Start der Simulation für das Modell zur Verfügung gestellt werden können. Zur Laufzeit ist dann kein weiterer Eingriff nötig.

Die sich zur Laufzeit ändernde Größe T_m beeinflusst die gesamte Berechnung der freien Konvektion, da der Wärmestrom bei bekanntem Wärmeübergangskoeffizienten durch die Temperaturdifferenz ($T_m - T_\infty$) bestimmt wird (siehe Gleichung 2.2, Seite 10). Darüber hinaus ist jedoch über die Grashof-Zahl Gr auch der Wert des Wärmeübergangskoeffizienten α von dieser Differenz abhängig (siehe Gleichung 4.9, Seite 52). Der Wert der Oberflächentemperatur muss demnach unbedingt bei der Definition der Wärmeübergangskoeffizienten berücksichtigt werden. Damit die Berechnungen nicht zur Laufzeit ausgeführt werden müssen, wird der Wärmeübergangskoeffizient in einer multidimensionalen Tabelle hinterlegt. Moderne Solver (etwa MSC.Marc[®]) unterstützen tabellenbasierte Eingangsgrößen und können die Randbedingungen dann anhand einer linearen Interpolation aus der Tabelle bestimmen. Die Unterscheidung, ob es zu einer Wärmeaufnahme oder -abgabe an der Fläche kommt, wird ebenfalls in der Tabelle hinterlegt. Als Variablen können alle vom Solver erkannten Parameter (etwa Knotenpositionen, Knotentemperaturen oder auch die Simulationszeit) verwendet werden. Die temperaturabhängigen Stoffgrößen des Fluids sind bei der Berechnung der Wärmeübergangskoeffizienten aus einer hinterlegten Tabelle zu interpolieren. Die Werte werden dabei über die *Boussinesq-Approximation* ermittelt (siehe Gleichung 4.10).

Im Folgenden wird das Prinzip am Beispiel einfacher geometrischer Zusammenhänge erläutert. Für eine vertikale Fläche mit einer Höhe (und damit charakteristischen Anströmlänge l) von $0,5\text{ m}$ soll der Wärmeübergangskoeffizient in tabellarischer Form aufgestellt werden. Die Umgebungstemperatur soll dabei einer zeitlichen Änderung unterliegen, wie sie in Tabelle 4.3 abgebildet ist. Die Werte stellen dabei Stützpunkte dar, zwischen denen der FE-Solver linear interpoliert. Mit Hilfe der Gleichungen aus Tabelle 4.1 können die Berechnungen durchgeführt werden.

Tabelle 4.3: Exemplarischer Verlauf der Außentemperatur über einer Simulationszeit von zehn Stunden

Simulationszeit t in s	Umgebungstemperatur T_∞ in $^\circ C$
0	20,0
12000	25,0
24000	30,0
36000	27,5

Die Ergebnisse müssen in einer multidimensionalen Tabelle hinterlegt werden, da sie einerseits von der nur zur Laufzeit bekannten Oberflächentemperatur T_m und andererseits von der zeitlich veränderlichen Umgebungstemperatur T_∞ abhängig sind. Abbildung 4.13 zeigt die Ergebnisse für den betrachteten Fall. Zur besseren Übersichtlichkeit wird der Einfluss der Oberflächentemperatur für den Zeitpunkt $t = 0 s$ in Abbildung 4.13 (rechts oben) und der Einfluss der Simulationszeit für die Oberflächentemperatur $T_m = 30^\circ C$ in Abbildung 4.13 (rechts unten) einzeln dargestellt. Die berechneten Kurven weisen die aus den Näherungsgleichungen resultierenden Charakteristika auf. Besonders augenfällig ist dabei der Minimalwert des Wärmeübergangskoeffizienten. Dieser tritt genau bei einer Oberflächentemperatur auf, die der Umgebungstemperatur entspricht. An diesem Punkt findet im Grunde keine Konvektion statt, der angegebene Wert entsteht durch numerische Ungenauigkeiten bei der Berechnung der Näherungsgleichungen. Diese sind in diesem Bereich nur noch eingeschränkt gültig, da die Strömung aufgrund fehlender Dichteunterschiede zum Erliegen kommt. Der hieraus entstehende Fehler ist jedoch vernachlässigbar, da sich der Wärmestrom durch die Fläche aus dem Produkt von Wärmeübergangskoeffizient und Temperaturdifferenz ergibt. Für eine Oberflächentemperatur gleich der Umgebungstemperatur wird dieses Produkt zu Null, auch wenn der Wärmeübergangskoeffizient mit Fehlern behaftet ist.

4.6 Umsetzung des Transformationsvorgehens in einer Schnittstelle

4.6.1 Allgemeines

Das vorgestellte Vorgehen ermöglicht die Umwandlung des mechanischen Modells in ein thermisches und die Berechnung der grundlegenden Umgebungsrandbedingungen. Um diese Herangehensweise sinnvoll in den Entwicklungsprozess

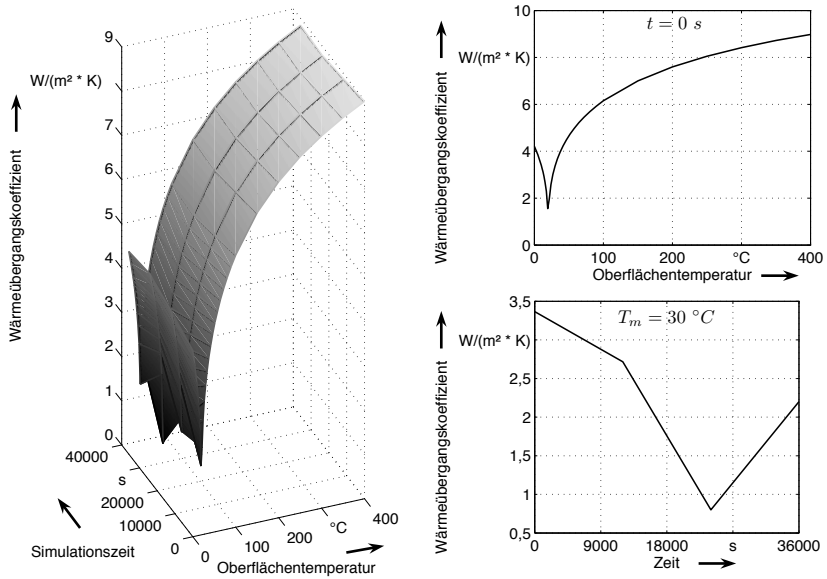


Abb. 4.13: Wärmeübergangskoeffizient über der Simulationszeit und der Oberflächentemperatur

integrieren zu können, muss dieser Transfer mit einem geringen Aufwand verbunden sein. Deshalb wurden die Arbeitsschritte mit hohem manuellem Arbeitsanteil, die für jedes Modell nötig sind, in einer automatisierten Schnittstelle umgesetzt. Dies umfasst den Transformationsvorgang der Struktur, die Außenflächenerkennung für Modelle mit MPC-gekoppelten Komponenten, die Berechnung von Wärmeübergangskoeffizienten für die freie Konvektion sowie die Applikation der Umgebungsrandbedingungen aus Strahlung und freier Konvektion im Modell. Arbeitsschritte, die mit geringerem Aufwand im Präprozessor umzusetzen sind, können im Anschluss auf das Modell angewendet werden (siehe Abschnitt 4.6.5).

4.6.2 Import des Modells

An der ersten Stelle des Transformationsvorgehens steht die Auswertung des bestehenden mechanischen Modells. Da die Umsetzung der Transformation im Rahmen einer Präprozessor-unabhängigen Schnittstelle erfolgen soll, war zunächst ein Import-Modul für das Einlesen des Modells und die Ablage in

einem geeigneten Datenformat zu erstellen. Im Rahmen dieser Arbeit wird ein Import-Modul beschrieben, das die Auswertung eines MSC Nastran[®]-FE-Modells (erstellt mit dem Präprozessor MSC Patran[®]) erlaubt. Das prinzipielle Vorgehen ist jedoch auf jedes in offenem Dateiformat abgelegte FE-Modell übertragbar. Für die Anwendung wäre in einem solchen Fall lediglich ein spezifisches Import-Modul anzupassen. Die eingelesenen Modelldaten sind in einer für die weiteren Transformationsaktionen geeigneten Datenstruktur zu hinterlegen.

Das im Rahmen dieser Arbeit beschriebene MSC Nastran[®]-Modell liegt üblicherweise im Bulk-Data-Format (BDF) vor. Dieses kennzeichnet sich durch die Verwendung von Schlüsselwörtern zur Markierung der einzelnen Modellteile. Diese können etwa Elemente (z. B. *CQUAD4*, *CHEXA* oder *CTETRA*), MPCs (z. B. *RBE2* oder *RBE3*) oder Knotenkoordinaten beschreiben (*GRID*). Abbildung 4.14 zeigt das prinzipielle Vorgehen beim Einlesen des Modells. In einem ersten Durchlauf der Datei werden die einzelnen Modellkomponenten (Knoten, Elemente usw.) gezählt, um zu Beginn die entsprechenden Variablen der Datenstruktur (s. u.) initialisieren zu können. In einem zweiten Durchlauf wird jede Zeile der Datei ausgelesen und die darin enthaltenen Daten werden den entsprechenden Schlüsselwörtern nach in die zugehörigen Variablen abgespeichert. Am Ende des Einlesens liegt ein vollständiger Datensatz des Modells vor.

Innerhalb der Schnittstelle werden die Daten in einer Struktur abgelegt, die es ermöglicht, die notwendigen Transformationsaufgaben (z. B. die Berechnungen zum konvektiven Wärmeübergang) durchzuführen. Darüber hinaus stellen diese Daten die Grundlage für den späteren Export in andere Präprozessoren dar. Die Datenstruktur gliedert sich dabei in zwei Bereiche. Erstens existieren das FE-Netz betreffende Variablen, wie Element-, MPC- oder auch Knotendefinitionen. Zweitens werden alle zusätzlichen Modellvariablen abgespeichert. Dazu zählen die Randbedingungen, die Koordinatensysteme und die Gruppierungen. Ergänzt werden diese um Daten, die für die Umwandlung in ein thermisches Modell notwendig sind. Darunter fallen Informationen über die Außenflächen des Modells, also die beteiligten Elementflächen, die Anströmlänge und die Orientierung. Darüber hinaus sind in der Variable *Temperatur-Zeit-Schritte* alle Werte der Umgebungstemperatur (Zeitabhängigkeit, Ortsabhängigkeit) hinterlegt. Der detaillierte Aufbau der Datenstruktur ist in Abbildung 4.15 dargestellt.

4.6.3 Transformation des Modells

Nach dem Import des Modells wird dieses entsprechend dem vorgestellten Vorgehen aus Abschnitt 4.4 und Abschnitt 4.5 in ein thermisches Modell transformiert.

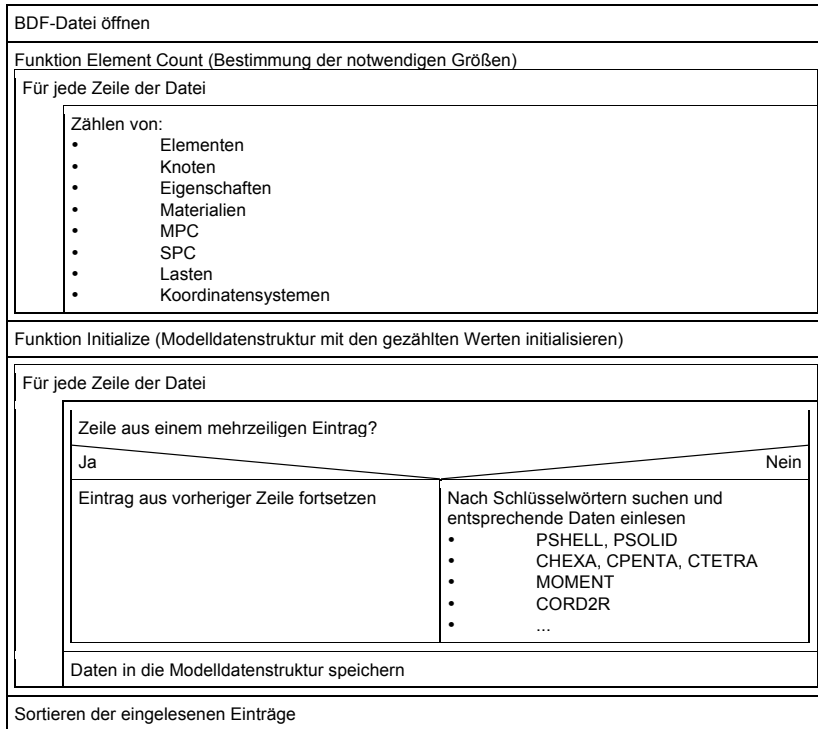


Abb. 4.14: Struktur des Einlesevorganges der BDF-Datei eines mechanischen FE-Modells

4.6.4 Export des Modells

Das umgewandelte Modell wird in einem letzten Schritt für die Berechnung aufbereitet und in einem Dateiformat für das Zielsystem bereitgestellt. Hierfür werden die Wärmeübergangskoeffizienten für die freie Konvektion in tabellarischer Form im Berechnungsmodell hinterlegt. Am Ende des Transformationsprozesses steht damit ein thermisches Modell mit den Umgebungsrandbedingungen für die freie Konvektion und die Wärmestrahlung an die Umgebung.

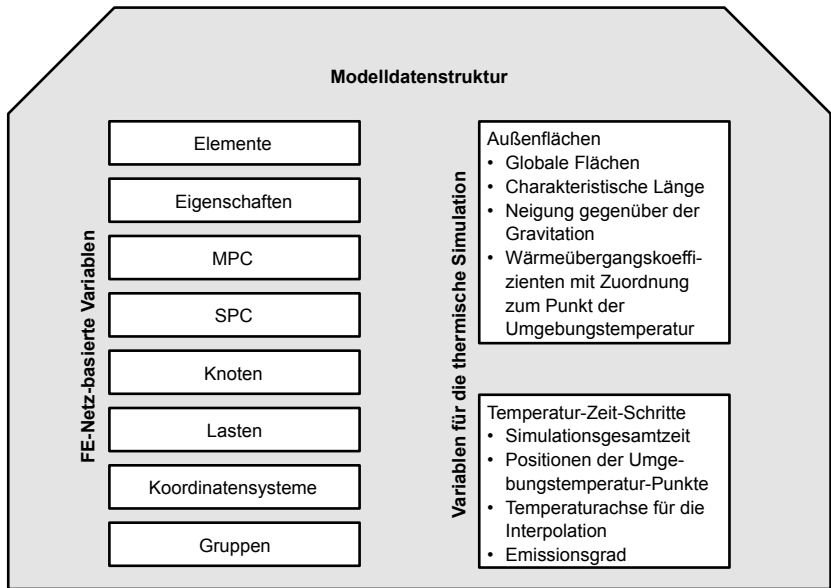


Abb. 4.15: Datenstruktur des Modells in der Transformationsschnittstelle

4.6.5 Nicht in der Schnittstelle berücksichtigte Eigenschaften des Modells

Damit ist der Großteil der nötigen Modellierung bereits durchgeführt. Die Festlegung von darüber hinausgehenden Umgebungsrandbedingungen und Wärmequellen (durch Wärmestromrandbedingungen abgebildet) kann konventionell im Präprozessor des FE-Systems durchgeführt werden. Dies betrifft Flächen der freien Konvektion, die aufgrund ihrer Beschaffenheit von dem oben vorgegebenen Vorgehen nicht erfasst werden, weil etwa ihre Krümmung zu hoch ist. Darunter fällt auch die Festlegung des Wärmeübergangs aus erzwungener Konvektion, der nur einzelne, ausgewählte Flächen betrifft. Die Berechnung kann dabei anhand der in Abschnitt 4.3.1 genannten Zusammenhänge erfolgen. Hierfür muss die Strömungsgeschwindigkeit vorgegeben werden. Ergibt sich die erzwungene Konvektion aus einer Bewegung der Struktur, so kann die Stömungsgeschwindigkeit aus der Verfahrensgeschwindigkeit gewonnen werden. Diese steht im Rahmen des Wärmequellenmodells (siehe Kapitel 5) zur Verfügung und kann auch an dieser Stelle herangezogen werden. Über den konvektiven Wärmeübergang hinaus kann im Präprozessor auch eine detailliertere Betrachtung der Strahlungsrandbedingungen gewählt werden. Durch die Anwendung der Monte-

Carlo-Methode können die Strahlungsaustauschflächen im Modell durch die Verwendung zufällig orientierter Strahlen erfasst werden (siehe Abschnitt 4.3.4). Diese Sichtfaktorentabelle kann dann dem Strahlungsaustausch zugrunde gelegt werden. Hierdurch können auch Abdeckbleche berücksichtigt werden, die etwa als Schalenelemente berechnungszeitgünstig zum thermischen Modell hinzugefügt werden können.

Die Datenwerte für verschiedene Verbindungen lassen sich anschließend im Präprozessor entsprechend verändern. Dieses Vorgehen bietet sich aufgrund der großen Anzahl an zu berücksichtigenden Verbindungstypen an, da eine alles umfassende Lösung aufwendig und dennoch lediglich programmspezifisch darstellbar wäre.

4.7 Verifikation der Außenflächenerkennung und der Berechnung der Wärmeübergangskoeffizienten aus freier Konvektion

Anhand eines geometrisch einfachen Modells soll die Funktionsfähigkeit der Außenflächenerkennung und der Berechnung der Wärmeübergangskoeffizienten nachgewiesen werden. Das Verifikationsmodell, das in Abbildung 4.16 dargestellt ist, weist je eine vertikale, eine horizontale und eine um den Winkel γ geneigte Fläche auf. Die zugehörigen Größen können Tabelle 4.4 entnommen werden. Das Modell wurde vernetzt und wie ein Maschinenmodell im Bulk-Data-Format abgespeichert. Anschließend wurde das Modell von der Transformationsschnittstelle eingelesen, wobei folgende, erfahrungsbasierte Parameter für die Außenflächenerkennung vorgegeben wurden:

- Die maximale Normalenvektorabweichung zur Erfassung von Orientierungsebenen ϵ_{max} : 2°
- Der maximale Abstand zweier Flächen einer Orientierungsebene in Normalenrichtung $\delta_{mn,max}$: $0,1\text{ mm}$
- Die Mindestanzahl N_{min} von Elementflächen, damit eine Orientierungsebene berücksichtigt wird: 5
- Die minimale Abweichung von Verbindungsvektoren in einer Orientierungsebene zur Eliminierung von linienförmigen Flächen $\epsilon_{Streifen}$: 6°
- Die normierte Richtung des Gravitationsvektors dem Modell entsprechend:
$$\begin{pmatrix} 0 \\ -1 \\ 0 \end{pmatrix}$$

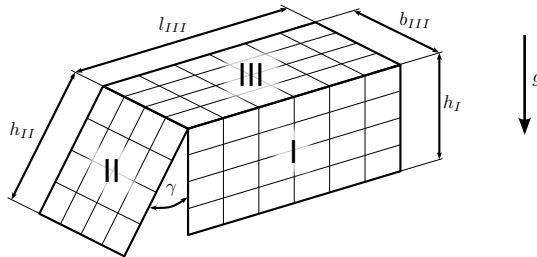


Abb. 4.16: Modell für die Verifikation der Außenflächenerkennung und der Berechnung der Wärmeübergangskoeffizienten

Tabelle 4.4: Übersicht über die Größen des Modells zur Verifikation

Parameter	h_I	h_{II}	l_{III}	b_{III}	γ
Wert	200,0 mm	261,1 mm	800,0 mm	400,0 mm	40°

Für die Berechnung der Wärmeübergangskoeffizienten wurde eine einheitliche Umgebungstemperatur von $20\text{ }^\circ\text{C}$ über die gesamte Simulationszeit vorgegeben. Daraus resultierten die in Tabelle 4.5 aufgeführten Ergebnisse. Anhand einer Vergleichsrechnung unter Anwendung der Näherungsgleichungen aus Abschnitt 4.3.1 konnte nachgewiesen werden, dass die Gleichungen in der Schnittstelle richtig umgesetzt sind und die Außenflächenerkennung die korrekten Parameter aus dem Modell abgeleitet hat. Die Vergleichsrechnung ist im Folgenden exemplarisch für den Wärmeübergangskoeffizient einer Fläche und für einen Wert der Außentemperatur dargestellt.

Wird die geneigte Fläche II betrachtet, so kann die Berechnung für eine Außenflächentemperatur von $T_O = 30\text{ }^\circ\text{C}$ wie folgt nachvollzogen werden. Für die Stoffwerte wird eine mittlere Temperatur von $T_M = \frac{1}{2}(T_O + T_\infty) = 25\text{ }^\circ\text{C}$ herangezogen. Hierfür werden in der Schnittstelle aus Tabellenwerten für 1 bar, die VDI-GVC (2006) entnommen sind, folgende Werte interpoliert:

- $\lambda = 26,2418 \cdot 10^{-3} \frac{\text{W}}{\text{m K}}$
- $Pr = 0,70755$

Tabelle 4.5: Ergebnis der Außenflächenerkennung und der Berechnung der Wärmeübergangskoeffizienten für eine konstante Umgebungstemperatur T_∞ von $20\text{ }^\circ\text{C}$ und verschiedene Oberflächentemperaturen T_O

Parameter	Fläche I	Fläche II	Fläche III
Orientierung der Fläche	vertikal	geneigt	horizontal
Anströmlänge l in mm	200,0	261,1	133,3
Wärmeübergangskoeffizient α in $\text{W}/(\text{m}^2 \text{ K})$			
bei $T_O = 24,0\text{ }^\circ\text{C}$	2,95	2,64	2,12
bei $T_O = 30,0\text{ }^\circ\text{C}$	3,78	3,50	2,85
bei $T_O = 57,8\text{ }^\circ\text{C}$	5,49	5,29	4,38

- $\nu = 158,007 \cdot 10^{-7} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$

Der Wärmeübergangskoeffizient bestimmt sich zu:

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{l} \tag{4.22}$$

Die charakteristische Anströmlänge l für die geneigte Fläche entspricht $h_2 = 0,2611\text{ m}$. Bei der Berechnung der Nusselt-Zahl muss für eine geneigte Fläche mit Wärmeabgabe auf der Oberseite zwischen dem laminaren und dem turbulenten Fall unterschieden werden. Die kritische Rayleigh-Zahl ist dabei:

$$Ra_c = 10^{8,9-0,00178 \cdot (90^\circ - \gamma)^{1,82}} = 5,005 \cdot 10^6 \tag{4.23}$$

Die Rayleigh-Zahl Ra ist das Produkt aus Grashof-Zahl Gr und Prandtl-Zahl Pr . Die Grashof-Zahl berechnet sich zu:

$$Gr = \frac{g \cdot l^3}{\nu^2} \cdot \beta \cdot \Delta T = 23,857 \cdot 10^6 \tag{4.24}$$

Dabei ergibt sich $\beta = \frac{1}{T_\infty} = 0,003411 \frac{1}{\text{K}}$. Daraus ergibt sich die Rayleigh-Zahl:

$$Ra = Gr \cdot Pr = 16,880 \cdot 10^6, \tag{4.25}$$

Der Vergleich der Rayleigh-Zahl Ra mit der kritischen Rayleigh-Zahl Ra_c erfordert die Verwendung der folgenden Gleichung für die Nußelt-Zahl:

$$Nu = 0,56(Ra_c \cdot \cos\gamma)^{\frac{1}{4}} + 0,13(Ra_c^{\frac{1}{3}} - Ra_c^{\frac{1}{3}}) = 34,827 \quad (4.26)$$

Damit resultiert der Wärmeübergangskoeffizient, der mit dem Wert der Schnittstellen-Berechnung übereinstimmt:

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{l} = 3,50 \frac{W}{m^2 K} \quad (4.27)$$

Neben den hier dargestellten Berechnungen ergaben analoge Vergleiche auch für die restlichen Flächen ebenfalls eine Übereinstimmung. Somit kann gefolgert werden, dass das hier vorgestellte und im Rahmen einer Schnittstelle realisierte Vorgehen das Formelwerk zur Berechnung des Wärmeübergangs aus freier Konvektion korrekt umsetzt und die Flächen korrekt identifiziert und ausgewertet, so dass damit auch umfangreiche Modelle mit geringem Aufwand mit Umgebungsrandbedingungen versehen werden können.

4.8 Fazit

Am Ende des hier vorgestellten Transformationsvorgehens steht ein thermisches Maschinenmodell zur Verfügung, das die Berücksichtigung der Wärmeleitung und der Umgebungsrandbedingungen erlaubt. Zur Berechnung des Temperaturfelds innerhalb der Maschine und der daraus resultierenden thermoelastischen Verlagerungen müssen darüber hinaus Wärmequellen im Modell definiert werden, die gemeinsam mit den Umgebungsrandbedingungen die thermischen Randbedingungen des Systems darstellen. Ein Vorgehen zur aufgabenbasierten Ermittlung von Wärmequellen soll im nächsten Kapitel dargestellt werden.

5 Aufgabenbasierte Ermittlung von Wärmequellen

5.1 Vorgehen zur Bestimmung von Wärmequellen

Auf Basis des zuvor erstellten Maschinenmodells und der applizierten Umgebungsrandbedingungen können in einem nächsten Schritt die Ersatzmodelle der Wärmequellen und -senken auf das Modell angewendet werden.

Definition der Begrifflichkeiten Im Folgenden werden die Ersatzmodelle der Wärmequellen vereinfachend nur Wärmequellen genannt. Die Wärmequellen sind (gemäß Definition in Abschnitt 1.3) als Wärmestromrandbedingung im System abgebildet und bilden zusammen mit den Umgebungsrandbedingungen die thermischen Randbedingungen des Systems. Im Rahmen der folgenden Kapitel erfolgt die Abbildung üblicherweise über diskrete Wärmeströme (Einheit: W), die auf die Knoten der Struktur aufgebracht werden. Diese Wärmeströme bilden die Integration einer auf die Oberfläche wirkenden Wärmestromdichte auf die einzelnen Knoten ab. Davon abweichende Abbildungen sind explizit gekennzeichnet. Analog wird mit dem daraus abgeleiteten Begriff der Wärmequellenverteilung verfahren.

Die zur Abbildung der Wärmequelle verwendeten Wärmeströme haben im Allgemeinen einen zeitlich abhängigen Wert, der je nach zu untersuchendem Lastfall für jede Wärmequelle neu berechnet werden muss. Unter anderem sind dabei die Reibleistungen aus den mechanischen Elementen und die Verlustleistungen aus den elektrischen Komponenten der Vorschubantriebe und des Hauptantriebs zu beachten. Darüber hinaus sind die Auswirkungen des Zerspanungsprozesses durch Wärmeeinbringung und die zu leistenden Zerspankräfte zu berücksichtigen. Die Bestimmung der Wärmequellen ist daher mit einem hohen Aufwand verbunden. Deshalb soll im Folgenden ein Modell zur Beschreibung der Wärmequellen entwickelt werden, das die Berechnung aufgabenbasiert aus elementaren Eingabegrößen erlaubt. Das Modell lehnt sich an das in Kapitel 6 zu betrachtende Universaldrehzentrum an (siehe Abbildung 6.1), jedoch wurden für die relevanten Komponenten der Maschine Module erstellt, die soweit verallgemeinert sind, dass das Vorgehen auf andere seriell gestaltete Werkzeugmaschinen übertragbar ist. Dabei werden zunächst die Grundlagen für die Berechnung der Wärmequellen dargelegt (Abschnitt 5.2) und darauf aufbauend die thermische Wirkkette aufgabenbasierter Wärmequellen vorgestellt (Abschnitt 5.3). Um diese in einem Wärmequellenmodell umzusetzen,

sind die in Abbildung 5.1 genannten Schritte zu durchlaufen. Zunächst sind aus den globalen Eingabegrößen, etwa den Bewegungsgrößen im Maschinenkoordinatensystem, achsbezogene Bewegungsprofile zu erstellen, die für die Berechnung der Wärmequellen in den einzelnen Achsen herangezogen werden können (Abschnitt 5.4). Diese umfassen sowohl die Bewegungen im Achskoordinatensystem wie auch die zustandsaktuelle Lage wichtiger Bezugspunkte (die Schwerpunkte der bewegten Achsen und die Werkzeugposition, bei mehreren Werkzeugen ist diese Position mit einem werkzeugspezifischen Offset zu versehen). Darauf aufbauend wird ein Prozessmodell entwickelt, das Auswirkungen des Zerspanungsprozesses ganzheitlich abbildet (Abschnitt 5.5). Dabei wird die direkte Auswirkung über die prozessbedingte Wärmeeinbringung aber vor allem die indirekte Auswirkung über die von den Antrieben aufzubringenden Zerspankräfte berücksichtigt, die die Verlustleistungen beeinflussen. In den weiteren Schritten werden Modelle entwickelt, die aus diesen Bewegungsprofilen und Prozesslasten direkt auf die Wärmequellen in den Vorschub- und Hauptantrieben schließen lassen (Abschnitt 5.6 und Abschnitt 5.7). Im Anschluss wird aufgezeigt, welche Eingangsgrößen und Parameter für den Aufbau des Wärmequellenmodells benötigt werden und welche Ausgangsgrößen abgeleitet werden können (Abschnitt 5.8).

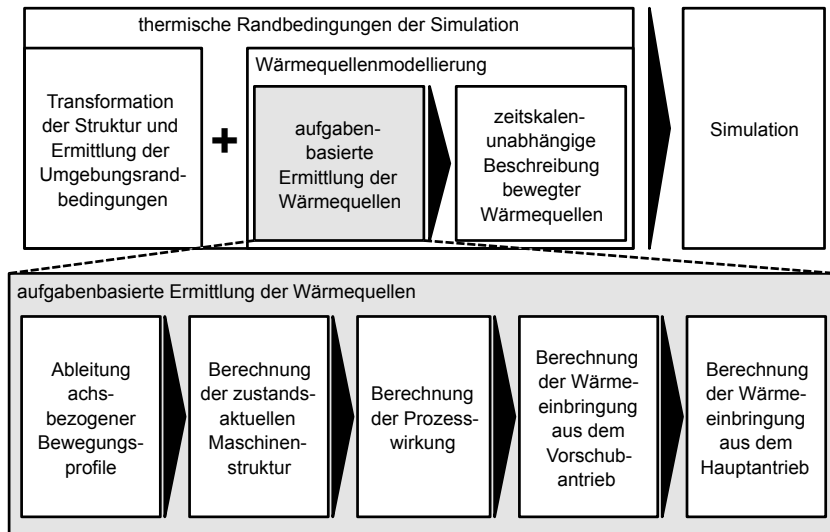


Abb. 5.1: Vorgehen bei der aufgabenbasierten Bestimmung von Wärmequellen

5.2 Innere Wärmequellen in Werkzeugmaschinen

Um die Grundlagen für die Modellierung der inneren Wärmequellen der Werkzeugmaschinen aufzubereiten, soll zunächst auf die Eigenschaften der wärmequellenbehafteten Komponenten eingegangen werden. MILBERG (1992) führt aus, dass sich die internen Wärmeinträge maßgeblich aus dem Zerspanungsvorgang und den Antrieben der Maschine zusammensetzen. Die Antriebe umfassen neben den Motoren auch die mechanischen Übertragungselemente, Lager, Kugelumlauftriebwerke und Führungen. Während in den Motoren hauptsächlich elektrische Verluste auftreten, basieren die weiteren Wärmeinträge im Wesentlichen auf Reibung. Die Ausführungen in diesem Abschnitt stellen Auszüge von werkzeugmaschinenbezogenen Grundlagen dar, die für das Verständnis des Aufbaus des Wärmequellenmodells für sämtliche Wärmequellen erforderlich sind. In Standardwerken des Werkzeugmaschinenbaus und der spanenden Fertigung sind diese Grundlagen und darüber hinausgehende Inhalte umfassend dargestellt. Es sollen dabei exemplarisch nachstehende Werke genannt werden: WECK & BRECHER (2006a), MILBERG (1992), HIRSCH (2000), TÖNSHOFF (1995) und KÖNIG (1984). Die Folgenden Ausführungen basieren im Wesentlichen auf diesen Quellen, Bezüge zu konkreten Aussagen sind entsprechend gekennzeichnet.

Führungen

Die Vorschubantriebe sind für die Zustell- und die Vorschubbewegungen der Werkzeugmaschine verantwortlich. Der übliche serielle Aufbau bedeutet, dass dabei jeweils eine Bewegungsrichtung pro Vorschubachse gewährleistet wird. Die Führung übernimmt alle Querkräfte, sie sperrt die Achse demnach in alle Richtungen außer der Bewegungsrichtung. Für Geradführungen werden der Achse damit typischerweise fünf Freiheitsgrade entzogen. Die Querkräfte entstehen etwa im Zerspanungsprozess oder auch aufgrund der Gewichtskräfte der einzelnen Schlitten. Für die Führung als eines der wichtigsten Elemente im Kraftfluss der Maschine sehen WECK & BRECHER (2006a) wesentliche Anforderungen u. a. in geringem Verschleiß, hoher Steifigkeit und Dämpfung, aber auch in geringer Reibung. Letzteres gewährleistet neben geringen Vorschubkräften auch geringe Reibleistungen und damit geringe Wärmeinträge innerhalb der Führung.

Neben der Klassifizierung nach der freien Bewegung und nach der Querschnittsform führt HIRSCH (2000) die gebräuchlichen Führungsarten nach dem Typ der Führungsflächentrennung auf:

- Hydrodynamische Führungen
- Hydrostatische Führungen

- Aerostatische Führungen
- Elektromagnetische Führungen
- Wälzführungen

Im Folgenden soll die hydrodynamische Führung näher betrachtet werden, die auch beim Universaldrehzentrum in Kapitel 6 Anwendung findet. Hierbei trennt ein drucklos aufgebracht Schmierfilm die beiden Führungspartner. Der Schmierfilm bildet sich durch eine Relativbewegung zwischen zwei Körpern aus. Die Verlustleistung ergibt sich nach WECK & BRECHER (2006a) aus der geschwindigkeitsabhängigen Gleitreibung. Die Geschwindigkeitsbereiche werden in Festkörper-, Misch- und Flüssigkeitsreibung eingeteilt und in der sogenannten Stribeck-Kurve abgebildet. Der Reibungskoeffizient μ_F beschreibt den Zusammenhang zwischen der Normalkraft $F_{N,F}$ und der Reibkraft $F_{R,F}$. Empirisch bestimmte Werte für μ_F können HIRSCH (2000) oder RINKER (1986) entnommen werden. Ist die Normalkraft bekannt, so kann damit die Reibkraft bestimmt werden:

$$F_{R,F} = \mu_F \cdot F_{N,F} \quad (5.1)$$

Die Reibleistung in der betrachteten Führungsfläche $P_{R,F}$ setzt sich aus der Reibkraft und der Gleitgeschwindigkeit v zusammen und geht direkt in Wärme über:

$$P_{R,F} = F_{R,F} \cdot v \quad (5.2)$$

Lager und Dichtungen

Die translatorische Bewegung der Vorschubantriebe wird häufig durch ein Kugellrollspindelsystem aus einer rotatorischen Bewegung erzeugt. Die rotatorischen Achsen stützen sich über Lager (meist Wälzlager) gegen die unbewegten Teile ab. Auch in der Hauptspindel sind Wälzlager meist essentielle Komponenten. Wird die Reibleistung und damit der Wärmeeintrag am Lager betrachtet, so ist zunächst das Reibmoment des Lagers zu bestimmen. Dieses ergibt sich nach NIEMANN ET AL. (2005) unter anderem aus

- der Rollreibung zwischen den Wälzkörpern und der Laufbahn,
- der Gleitreibung an den Führungsflächen des Käfigs,
- der Schmierstoffreibung (innere Reibung, Plansch- und Walkarbeit),
- den Ventilationsverlusten bei hochtourigen Lagern und
- den Wälzverlusten durch Verunreinigungen.

Nach PALMGREN (1957) und SCHAEFFLER TECHNOLOGIES (2008) berechnet sich das Gesamtreibmoment eines Wälzlagers zu:

$$M_{R,L} = M_0 + M_1 \quad (5.3)$$

Dabei ist die Komponente M_0 als drehzahlabhängiger Teil durch

$$M_0 = f_0 \cdot d_m^3 \cdot \left(\frac{\nu \cdot n}{\text{mm}^2 \cdot \text{min}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}} \right)^{\frac{2}{3}} \cdot 10^{-7} \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (5.4)$$

gekennzeichnet, worin d_m als mittlerer Durchmesser aus d_i und d_a ermittelt wird:

$$d_m = \frac{d_i + d_a}{2} \quad (5.5)$$

Die Komponente M_1 als lastabhängiger Teil ergibt sich dagegen wie folgt:

$$M_1 = f_1 \cdot d_m \cdot F_{\ddot{a}q} \quad (5.6)$$

Die äquivalente Belastung $F_{\ddot{a}q}$ berechnet sich für Lager, die keine axialen Kräfte aufnehmen (z. B. Zylinderrollenlager), direkt aus der Radialbelastung:

$$F_{\ddot{a}q} = F_{rad} \quad (5.7)$$

Für die weiteren Lager werden die Axialbelastung und die Radialbelastung für die Bestimmung der Äquivalenz-Belastung herangezogen:

$$F_{\ddot{a}q} = X \cdot F_{ax} + Y \cdot F_{rad} \quad (5.8)$$

Die Lagertyp-abhängigen Faktoren f_0 , f_1 , X und Y können den Katalogen der Wälzlagerhersteller entnommen werden. Aus dem Gesamtreibmoment und der jeweiligen Achsdrehzahl resultiert die Reibleistung des Lagers.

Der Einsatz von Wälzlagern erfordert üblicherweise die Verwendung von Dichtungen. Für dynamische Dichtstellen, die drehend bewegt sind, geben WECK & BRECHER (2006a) die Unterscheidung in berührende und berührungsfreie Dichtungen an. Letztere haben keinen direkten Kontakt der beiden abzudichtenden Bauteile. Ein Beispiel stellt hier die Labyrinthdichtung dar, die besonders bei hohen Drehzahlen (wie typischerweise bei der Hauptspindel) zum Einsatz kommt. Dabei wird ein geringer Leckagestrom während des Betriebs in Kauf genommen (KÜNNE 2001). Die Verlustleistung ist dabei vernachlässigbar. Für

berührende Dichtungen, wie sie im Vorschubantrieb meist eingesetzt werden, muss diese dagegen berücksichtigt werden. Eine verbreitete Dichtung ist dabei der Radialwellendichtring. Dieser übt zur Sicherung der Dichtwirkung eine Radialkraft auf die bewegte Welle aus. Diese Kraft ist aus Reibungsgründen möglichst gering zu halten, muss aber auch bei hohen Drehzahlen die Dichtigkeit gewährleisten. Gemäß TIETZE (2003) und MÜLLER (1990) lässt sich die dadurch entstehende Reibleistung durch folgenden Zusammenhang bestimmen:

$$P_{R,D} = \lambda_D \cdot d_D^2 \cdot \frac{n}{1000 \frac{cm^2}{W \cdot min}} \quad (5.9)$$

Der Zusammenhang ist unter Berücksichtigung des dimensionslosen Proportionalitätsfaktors λ_D so definiert, dass bei der Angabe des Durchmesser d_D in cm und der Drehzahl n in $\frac{1}{min}$ die Reibleistung $P_{R,D}$ in W resultiert. λ_D kann Tabellenwerken entnommen werden (z. B. TIETZE (2003)).

Umwandlungsgetriebe für die Vorschubbewegung

Die Erzeugung der Vorschubbewegung aus der rotatorischen Bewegung eines Drehstrommotors erfolgt nach HIRSCH (2000) üblicherweise mit einem der folgenden Umwandlungsgetriebe:

- Ritzel und Zahnstange
- Schnecke und Zahnstange
- Spindel-Mutter-Getriebe mit Trapezgewinde
- Spindel-Mutter-Getriebe mit Wälzkörpern

Letzteres ist sehr verbreitet und wird auch als Kugelrollspindel oder Kugelgewindetrieb (KGT) bezeichnet und kann als Aufwicklung einer Wälzführung auf einer Spindel verstanden werden. Prinzipiell weisen Kugelgewindetriebe einige Vorteile auf, wie einen hohen Wirkungsgrad, aber auch die Spielfreiheit im Falle des Aufbringens einer Vorspannung. Als nachteilig ist die starke Erwärmung der Kugelmutter bei hohen Drehzahlen zu erwähnen (WECK & BRECHER 2006a). Der Komponentenhersteller ist in der Lage, den Wert des Wirkungsgrads des Kugelgewindetriebs bereitzustellen, da er üblicherweise über geeignete Berechnungsmethoden und Ergebnisse empirischer Untersuchungen zu seinen Komponenten verfügt. Darüber hinaus lässt sich diese Größe auch auf Prüfständen ermitteln. Der Wirkungsgrad bestimmt das Verhältnis zwischen der abgegebenen und der aufgenommenen Leistung:

$$\eta_{KGT} = \frac{P_{ab}}{P_{auf}} \quad (5.10)$$

Der gleiche Zusammenhang lässt sich mit dem Kraft- und Momentenverhältnis aufstellen. Da im KGT eine Umwandlung zwischen rotatorischer und translatorischer Bewegung stattfindet, wird die Kraft F_{ax} abgegeben, während die Kugelrollspindel das Moment M_{KGT} aufbringen muss. Die Umrechnung erfolgt über die Steigung des KGT h_{KGT} :

$$M_{KGT} = \frac{F_{ax} \cdot h_{KGT}}{\eta_{KGT} \cdot 2\pi} \quad (5.11)$$

Aus der Drehzahl der Kugelrollspindel bzw. des Motors, dem zu leistenden Moment und dem Wirkungsgrad lässt sich die Reibleistung und damit der Wärmeeintrag des Kugelgewindetriebs berechnen:

$$P_{R,KGT} = (1 - \eta_{KGT}) \cdot M_{KGT} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_{KGT} \quad (5.12)$$

Antriebsmotoren

Als Antriebsmotoren kommen hauptsächlich Elektromotoren zum Einsatz. WECK & BRECHER (2006b) nennen u. a. drei typische Vertreter für Elektromotoren: den Gleichstrommotor, den Wechselstrom-Synchronmotor und den Wechselstrom-Asynchronmotor. Mittlerweile werden überwiegend Wechselstrommotoren verwendet. Im Motor wird die elektrisch zugeführte Energie in mechanische Energie umgewandelt. Dieser Prozess ist mit Verlusten behaftet, die sich gemäß MÜLLER ET AL. (2008) in folgenden Ausprägungen äußern:

- Wicklungsverluste
- Erregerverluste
- Bürstenübergangsverluste
- Ummagnetisierungsverluste
- Reibungsverluste durch Luft- und Lagerreibung

Der elektrische Wirkungsgrad η_{el} bildet die Gesamtheit aller dieser Verluste ab. Er gibt demnach das Verhältnis aus abgegebener und aufgenommener Leistung an, in diesem Fall zwischen der mechanischen und der elektrischen Leistung:

$$\eta_{el} = \frac{\text{abgegebene Leistung}}{\text{aufgenommene Leistung}} = \frac{P_{mech}}{P_{el}} \quad (5.13)$$

Die Motorverluste $P_{V,M}$ bei gegebener Motorlast M_M und Drehzahl n_M lassen sich wie folgt berechnen:

$$P_{V,M} = P_{el} - P_{mech} = \frac{P_{mech}}{\eta_{el}} - P_{mech} = M_M \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_M \cdot \left(\frac{1}{\eta_{el}} - 1 \right) \quad (5.14)$$

Zerspanungsprozess

Die Fertigungsverfahren werden in DIN 8580 (2003) nach ihrer Art klassifiziert. Die Gruppe *Trennen* enthält dabei als Unterklassifizierung die *Spanenden Fertigungsverfahren mit bestimmter Schneide*, zu der auch das Drehen und das Fräsen gehören. Der Prozess ist ein zentraler Aspekt in der Werkzeugmaschine, da er die Hauptaufgabe darstellt, die die Maschine zu erfüllen hat. Aus thermischer Sicht beeinflusst der Prozess die Maschine dabei auf zwei verschiedene Weisen. Erstens stellt die Wärmeentwicklung im Prozess eine direkte Einwirkung auf das sich einstellende Temperaturfeld in der Maschine dar. Zweitens bestimmt er über die für den Prozess aufzubringenden Kräfte die Belastungen in den Antrieben und damit deren Wärmeeintrag in die Maschinenstruktur.

Werden die Bewegungen im Prozess betrachtet, so sind zwei maßgeblich: die Schnittbewegung und die Vorschubbewegung. Den Bewegungsrichtungen können entsprechende Reaktionskräfte zugeordnet werden. Die Schnittkraft F_c und die Vorschubkraft F_f spannen gemäß DIN 6581 (1985) die Arbeitsebene auf und werden in ihrer vektoriellen Addition als Aktivkraft bezeichnet. Senkrecht zur Arbeitsebene tritt zusätzlich die Passivkraft F_p in Erscheinung. Die Zerspankraft $F_{Zerspan}$ ergibt sich durch die vektorielle Addition der Schnitt-, der Vorschub- und der Passivkraft (SCHÖNHERR 2002). Für den Fall, dass die Schnittkraft und die Vorschubkraft orthogonal zueinander stehen, gilt:

$$F_{Zerspan} = \sqrt{F_c^2 + F_f^2 + F_p^2} \quad (5.15)$$

Für die Berechnung der Schnittkraft haben KIENZLE & VICTOR (1957) ein empirisches Modell entwickelt, das es erlaubt, diese auf Basis der spezifischen Schnittkraft $k_{c1.1}$ zu bestimmen, die einem Spanungsquerschnitt entspricht, der sich aus der Spanungsbreite $b = 1 \text{ mm}$ und der Spanungsdicke $h = 1 \text{ mm}$ ergibt. Betrachtet man den Zusammenhang zwischen dem Quotienten $\frac{F_c}{b}$ und h in einer doppeltlogarithmischen Darstellung so kann dieser als Gerade mit der Steigung $1 - m_c$ abgebildet werden (KÖNIG 1984). Daraus lässt sich entsprechend nach KIENZLE & VICTOR (1957) die Schnittkraft berechnen:

$$F_c = k_{c1.1} \cdot b \cdot h^{1-m_c} \quad (5.16)$$

Die hierfür nötigen Größen können entweder versuchstechnisch gewonnen oder aus Tabellenwerken (z. B. KÖNIG ET AL. (1982), SCHÖNHERR (2002) oder

HOFFMANN GROUP (2010)) entnommen werden. Analog zu dieser Betrachtung lassen sich Gleichungen für die Vorschub- und die Passivkraft aufstellen:

$$F_f = k_{f1.1} \cdot b \cdot h^{1-m_f} \quad (5.17)$$

$$F_p = k_{p1.1} \cdot b \cdot h^{1-m_p} \quad (5.18)$$

Über verschiedene Korrekturfaktoren können die Einflüsse der Schnittgeschwindigkeit, des Spanwinkels, des Verschleißes und des Schneidstoffs abgebildet werden. Darüber hinaus sind bei einzelnen Prozessen Parameter wie die Zähzahl des Werkzeugs oder ein Verfahrensfaktor zu berücksichtigen.

5.3 Thermische Wirkkette aufgabenabhängiger Wärmequellen

Die Bearbeitungsaufgabe ist der zentrale Ausgangspunkt für die Bestimmung aufgabenabhängiger Wärmequellen, die aufgrund der Orts- und Zeitabhängigkeit vieler dieser Wärmequellen (gemäß Definition in Abschnitt 1.3) mit hoher Komplexität verbunden ist. Abbildung 5.2 zeigt die thermische Wirkkette der aufgabenabhängigen Wärmequellen.

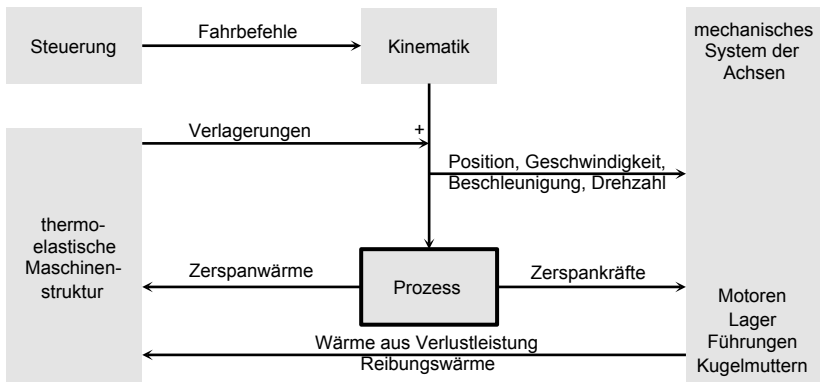


Abb. 5.2: Thermische Wirkkette der aufgabenabhängigen Wärmequellen in der Werkzeugmaschine

Ausgehend vom NC-Programm des zu fertigenden Bauteils und den Maschinenparametern (z. B. Reglereinstellungen) werden von der Maschinensteuerung Fahrbefehle ausgeleitet. Aus der Maschinenkinematik ergeben sich Bewegungsprofile für alle an der Bewegung beteiligten Maschinenachsen. Die Bewegungsprofile bestehen aus den translatorischen Größen für die Vorschubachsen (Position, Geschwindigkeit, Beschleunigung) und rotatorischen Größen für die Bearbeitungsspindel (v. a. Drehzahl). Der Zusammenhang von Fahrbefehl und Bewegungsprofil kann durchaus komplex sein. So kann bei nicht rechtwinklig angeordneten Achsen ein Fahrbefehl in eine einzelne Richtung des MKS Bewegungen in mehreren physischen Achsen erfordern. Die Bewegungsprofile der physischen Achsen bestimmen den Wärmeeintrag dieser Achsen auf das thermoelastische Verhalten der Maschine. Sie sind darüber hinaus die Eingänge des Zerspanungsprozesses, der als zentrales Modul die aufgabenabhängigen Wärmeeinträge mitbestimmt. Neben der direkt auf die Maschinenstruktur wirkenden Zerspanwärme¹ sind vor allem die Zerspankräfte und -momente von Interesse. Diese wirken indirekt über eine Erhöhung der Last auf die Vorgänge in den einzelnen Achsen ein und beeinflussen damit auch die Wärmeeinbringung aus elektrischen Verlusten und Reibung auf die Maschinenstruktur. Durch die Summe der Verlustleistungen und der aufgabenunabhängigen Wärmequellen ergeben sich im Zusammenspiel mit den Umgebungsrandbedingungen die thermischen Randbedingungen des Systems und daraus ein zeitlich veränderliches Temperaturfeld in der Maschinenstruktur. Daraus leiten sich thermisch bedingte Verlagerungen ab, die ihrerseits auf die tatsächliche Position rückwirken.

In den folgenden Abschnitten sollen diese Zusammenhänge in einem Wärmequellenmodell abgebildet werden. Nach der Berechnung der aus dem Bewegungsprofil abgeleiteten Größen für die einzelnen Achsen sind die nachfolgenden Module zu erstellen:

- Prozess-Modul
- Vorschubachs-Module für die *Achsen 1 bis 3*
- Hauptantriebs-Modul

5.4 Ableitung der Bewegungsprofile für die einzelnen Achsen

5.4.1 Ableitung achsspezifischer Bewegungen

Bezeichnungen an Maschinenachsen Die Zuordnung der Bewegung einzelner Achsen zu den Bewegungen im Maschinenkoordinatensystem (MKS) wird

¹ die gesamte Wärme, die im Zerspanungsprozess entsteht

durch die Maschinenkinematik bestimmt. Im Folgenden werden Positionen im MKS immer mit Großbuchstaben X , Y und Z bezeichnet, wie sie auch in der NC-Programmierung Verwendung finden. Die realen, physischen Achsen werden dagegen mit den Zahlen 1, 2 und 3 beschrieben, für die die lokalen Koordinatensysteme $KOS_S = \{S_x, S_y, S_z\}$ für *Achse 1*, $KOS_T = \{T_x, T_y, T_z\}$ für *Achse 2* und $KOS_U = \{U_x, U_y, U_z\}$ für *Achse 3* gelten. In den lokalen Koordinaten gibt x die Bewegungsrichtung der physischen Achse an, z steht in Richtung der Querverführung und y ergibt sich aus den beiden nach dem Rechtssystem in Normalenrichtung der Führung (siehe Abbildung 5.3). Das dabei zu beachtende Koordinatensystem wird einer Größe als Index vorangestellt. Der Bezug einer Größe zur physischen Achse wird dagegen durch einen nachgestellten Index gekennzeichnet. Dementsprechend ist die Position der *Achse 1* im KOS_S durch sx_1 gekennzeichnet. Hiermit ist demnach die Position in *Achsrichtung*, nicht in *Richtung der Maschinenkoordinaten* definiert. Die Hauptspindel wird nachstehend mit HS bezeichnet und weist das lokale Koordinatensystem $KOS_{HS} = \{HS_x, HS_y, HS_z\}$ auf. Das globale Koordinatensystem $KOS_0 = \{0_x, 0_y, 0_z\}$ definiert die Lage der Maschine im Raum, so dass die Gravitationsrichtung in die negative Richtung 0_y zeigt.

Die Bearbeitungsaufgabe stellt den Ausgangspunkt für die Ableitung der achsspezifischen Bewegungsprofile dar. Konkret kann die Aufgabe über das NC-Programm determiniert werden, in dem die Bearbeitungsreihenfolge, die Positionsvorgaben sowie die Verfah- bzw. Vorschubgeschwindigkeiten und Drehzahlen vorgegeben werden. Die Maschinensteuerung interpretiert das NC-Programm und gibt über den Interpolator die Sollwerte für die einzelnen an der Bewegung beteiligten Achsen vor (MILBERG 1992). Im Rahmen der Maschinensimulation sind verschiedene Möglichkeiten denkbar, diese Programminterpretation umzusetzen. Eine Möglichkeit stellt die Verwendung einer realen Steuerung dar, die als Hardware-in-the-Loop (HiL) betrieben wird (siehe MILBERG & GUSERLE (2005)). Darüber hinaus stehen für CAD-CAM-Systeme Postprozessoren zur Verfügung, die das jeweilige Maschinenverhalten abbilden. Ergebnis dieser Interpretation sind Größen wie $x_i(t)$, $\dot{x}_i(t)$ oder $\ddot{x}_i(t)$ für Vorschubspindeln bzw. $n(t)$ oder $\varphi_{HS}(t)$ für Bearbeitungsspindeln. Diese bilden die Eingangsgröße für die folgenden Module. Alle in diesem Abschnitt verwendeten Bewegungsgrößen werden als zeitabhängig betrachtet, so dass $x_1(t)$ vereinfachend als x_1 geschrieben werden kann.

In vielen Fällen stehen die Achsen der Maschine senkrecht aufeinander, was die Umrechnung einfach macht. Es kann in solchen Fällen hierfür auf Standard-Koordinatentransformationen zurückgegriffen werden. An dieser Stelle soll an einem Beispiel gezeigt werden, wie sich die Umrechnung für eine schiefe Achse gestaltet, die auch in der in Kapitel 6 beschriebenen Maschine auftritt.

Hierfür wird ein generischer, serieller Achsaufbau betrachtet. Der Aufbau der Achsen ist gemäß Abbildung 5.3 durch die folgende Kinematik gekennzeichnet: *Achse 1* mit dem Koordinatensystem KOS_S , *Achse 2* mit KOS_T und *Achse 3* mit KOS_U . Das Koordinatensystem der Hauptspindel KOS_{HS} ist dabei so ausgerichtet, dass die Richtung HS_z in der Spindelachse liegt. Für die hier dargestellte horizontale Spindel entspricht KOS_{HS} in seiner Orientierung dem globalen Koordinatensystem KOS_0 . Die physischen Achsen sind unter den jeweiligen Winkeln $\alpha_1 = \alpha_2$ und α_3 zur Achse 0_x angeordnet.

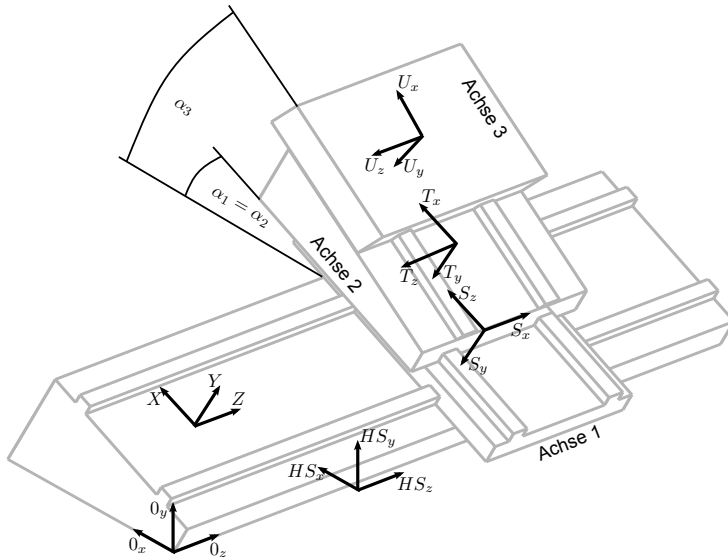


Abb. 5.3: Bezeichnung der Achsen zur Darstellung des Zusammenhangs zwischen den physischen Achsen und dem Maschinenkoordinatensystem

Gesucht ist der Zusammenhang zwischen den Bewegungen im MKS (aus Konsistenzgründen in die Einheit m umgerechnet) und den achsspezifischen Bewegungen, wobei $\varphi = \alpha_3 - \alpha_2$ gilt. Die Bewegung für die Achse 1 ist einfach aus der Z-Achse zu erlangen:

$$s x_{NC,1} = Z \quad (5.19)$$

Die *Achse 2* ist an zwei Bewegungen beteiligt. Erstens führt sie alle Bewegungen in X-Richtung aus, zweitens wird sie aber auch für die Bewegung in Y-Richtung benötigt, da diese nur durch eine Kombination der Bewegung von

Achse 2 und *Achse 3* möglich ist. Daraus ergibt sich eine zusammengesetzte Berechnungsvorschrift für die Achse 2:

$$Tx_{NC,2} = X - Y \cdot \tan(90^\circ - \varphi) \quad (5.20)$$

Für die Achse 3 ergibt sich:

$$Ux_{NC,3} = \frac{Y}{\sin(\varphi)} \quad (5.21)$$

Obwohl diese Achse auch einen Anteil in X-Richtung hat, wirkt sie an Bewegungen nur in dieser Richtung nicht mit, da hiermit immer auch eine Bewegung in Y-Richtung verbunden ist. In einem letzten Schritt sind die ermittelten Positionsverläufe auf die Grundposition des CAD-/FE-Modells zu beziehen, das im Allgemeinen in einer Stellung modelliert ist, die nicht den Nullpunkten der einzelnen Achsen entspricht, wodurch $\{x_{CAD,1} = 0, x_{CAD,2} = 0, x_{CAD,3} = 0\}$ nicht vorausgesetzt werden kann. Demnach ergibt sich:

$$sx_1 = sx_{NC,1} - sx_{CAD,1} \quad (5.22)$$

$$Tx_2 = Tx_{NC,2} - Tx_{CAD,2} \quad (5.23)$$

$$Ux_3 = Ux_{NC,3} - Ux_{CAD,3} \quad (5.24)$$

5.4.2 Berechnung der zustandsaktuellen Maschinenstruktur

Für die Berechnung der auf das Modell wirkenden Lasten müssen die zustandsaktuellen Masseverteilungen, Hebelarme und Kraftangriffspunkte berücksichtigt werden. Diese beeinflussen insbesondere die Lastverteilung in der Führung. Dabei müssen die Auswirkungen von Verfahrbewegungen der Vorschubachsen sowohl auf die Lage der Schwerpunkte wie auch auf die relative Lage der Werkzeugspitze (TCP) berücksichtigt werden. Die hierfür nötige Transformation soll an dem generischen, seriellen Achsaufbau aus Abbildung 5.3 gezeigt werden. Die Grundpositionen des Werkzeugs und der Schwerpunkte sind die Positionen im FE-Modell. Diese lassen sich direkt aus dem FE- oder auch dem zugehörigen CAD-Modell entnehmen.

Für die Berechnung der Wärmequellen (gemäß Definition in Abschnitt 1.3) in *Achse 1* ist es entscheidend, die Positionen der Schwerpunkte aller drei Achsen in KOS_S zu kennen. Werden die Positionen der Schwerpunkte in

Gleichung 5.25 betrachtet, wobei ${}_S SPn'_x$, ${}_S SPn'_y$ und ${}_S SPn'_z$ die Koordinaten des Schwerpunktes der *Achse n* in der Grundstellung des Modells sind und ${}_S SPn_x$, ${}_S SPn_y$ und ${}_S SPn_z$ die Koordinaten der bewegten Achsen, so lässt sich feststellen, dass die Koordinaten des Schwerpunktes der *Achse 1* ($SP1$) keiner Änderung unterliegen, da dieser Schwerpunkt keine Relativbewegung zu KOS_S vollzieht. Für den Schwerpunkt der *Achse 2* ($SP2$) gilt ein anderer Zusammenhang, da es hier durch eine Verfahrbewegung x_2 in Richtung T_x zu einer Verschiebung des Schwerpunkts in Richtung S_z kommt. Die Berechnung der Position des Schwerpunktes der *Achse 3* $SP3$ erfordert aufgrund der kinematischen Verkettung die Einbeziehung der Bewegungen x_2 und x_3 :

$$\begin{array}{c}
 \text{Aktuelle Position} \\
 \left[\begin{array}{ccc}
 {}_S SP1_x & {}_S SP2_x & {}_S SP3_x \\
 {}_S SP1_y & {}_S SP2_y & {}_S SP3_y \\
 {}_S SP1_z & {}_S SP2_z & {}_S SP3_z
 \end{array} \right] = \left[\begin{array}{ccc}
 {}_S SP1'_x & {}_S SP2'_x & {}_S SP3'_x \\
 {}_S SP1'_y & {}_S SP2'_y & {}_S SP3'_y \\
 {}_S SP1'_z & {}_S SP2'_z & {}_S SP3'_z
 \end{array} \right] \\
 \text{Grundposition}
 \end{array} \tag{5.25}$$

$$\begin{array}{c}
 \text{Verschiebung} \\
 + \left[\begin{array}{ccc}
 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & -\sin(\alpha_3 - \alpha_2) \cdot Ux_3 \\
 0 & -Tx_2 & -\cos(\alpha_3 - \alpha_2) \cdot Ux_3 - Tx_2
 \end{array} \right]
 \end{array}$$

Für die Berechnung von *Achse 2* sind die Positionen der Schwerpunkte der *Achsen 2* $SP2$ und 3 $SP3$ in KOS_T zu ermitteln. Die Achsbewegung muss dabei nur für die *Achse 3* berücksichtigt werden, da $SP2$ in KOS_T ortsfest ist:

$$\begin{bmatrix} {}_TSP2_x & {}_TSP3_x \\ {}_TSP2_y & {}_TSP3_y \\ {}_TSP2_z & {}_TSP3_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} {}_TSP2'_x & {}_TSP3'_x \\ {}_TSP2'_y & {}_TSP3'_y \\ {}_TSP2'_z & {}_TSP3'_z \end{bmatrix} \quad (5.26)$$

$$+ \begin{bmatrix} 0 & +\cos(\alpha_3 - \alpha_2) \cdot {}_Ux_3 \\ 0 & -\sin(\alpha_3 - \alpha_2) \cdot {}_Ux_3 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}$$

Da *Achse 3* die letzte Achse in der kinematischen Kette darstellt, muss bei dieser nur ihr eigener Schwerpunkt berücksichtigt werden. Da dieser in KOS_U ortsfest ist, sind für die Berechnungen der *Achse 3* darüber hinaus keine Verfahrbewegungen zu beachten. Es gilt:

$$\begin{bmatrix} {}_USP3_x \\ {}_USP3_y \\ {}_USP3_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} {}_USP3'_x \\ {}_USP3'_y \\ {}_USP3'_z \end{bmatrix} \quad (5.27)$$

Eine analoge Berechnung ist für die Werkzeugposition durchzuführen. Da sich diese ortsfest in KOS_U befindet, gelten auch hier die Berechnungsvorschriften von $SP3$. Damit ergibt sich:

$$\begin{bmatrix} {}_S W Z_x & {}_T W Z_x & {}_U W Z_x \\ {}_S W Z_y & {}_T W Z_y & {}_U W Z_y \\ {}_S W Z_z & {}_T W Z_z & {}_U W Z_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} {}_S W Z'_x & {}_T W Z'_x & {}_U W Z'_x \\ {}_S W Z'_y & {}_T W Z'_y & {}_U W Z'_y \\ {}_S W Z'_z & {}_T W Z'_z & {}_U W Z'_z \end{bmatrix} \quad (5.28)$$

$$+ \begin{bmatrix} 0 & \cos(\alpha_3 - \alpha_2) \cdot U x_3 & 0 \\ -\sin(\alpha_3 - \alpha_2) \cdot U x_3 & -\sin(\alpha_3 - \alpha_2) \cdot U x_3 & 0 \\ -\cos(\alpha_3 - \alpha_2) \cdot U x_3 - T x_2 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

5.5 Aufbau des Prozessmoduls

5.5.1 Berechnung der Zerspankräfte

Die Prozess-, die Werkstück- und die Werkzeugparameter bestimmen die Zerspankraft $F_{Zerspan}$. Diese wird üblicherweise in die Aktiv- und die Passivkraft, oder detaillierter in die Schnitt-, die Vorschub- und die Passivkraft unterteilt. Diese Kräfte lassen sich mit Hilfe der in Abschnitt 5.2 dargestellten Gleichungen nach KIENZLE & VICTOR (1957) aus den Eingangsgrößen berechnen. Für die Berechnung der auf die Maschinenkomponenten wirkenden Lasten sowie der daraus resultierenden Wärmequellen (abgebildet über Wärmestromrandbedingungen) ist es notwendig, die Kraftbeträge und -richtungen relativ zur Maschinenstruktur zu kennen. Die Richtungen der einzelnen Kräfte hängen dabei davon ab, welche Achse die Vorschubbewegung ausführt. Am Beispiel des Drehens kann die Kraft in den einzelnen Prozessrichtungen wie folgt berechnet werden. Abbildung 5.4 zeigt die geometrischen Verhältnisse beim Plandrehen und beim Außenrunddrehen. Das Koordinatensystem KOS_{HS} ist entsprechend Abbildung 5.3 gewählt. Im Fall des hier betrachteten generischen Achsaufbaus wird die Vorschubbewegung beim Außenrunddrehen von *Achse 1* übernommen, beim Plandrehen von *Achse 2* oder *Achse 3*.

Die resultierende Kraft in HS_x -Richtung kann mit der nachfolgenden Gleichung bestimmt werden. Dabei stellt α_{WZ} den Winkel der Werkzeugbezugsebene zur HS_x - HS_z -Ebene bei Drehung um HS_z dar. Im Falle einer Vorschubbewegung von *Achse 2* beim Plandrehen oder der Zustellbewegung von *Achse 2* beim

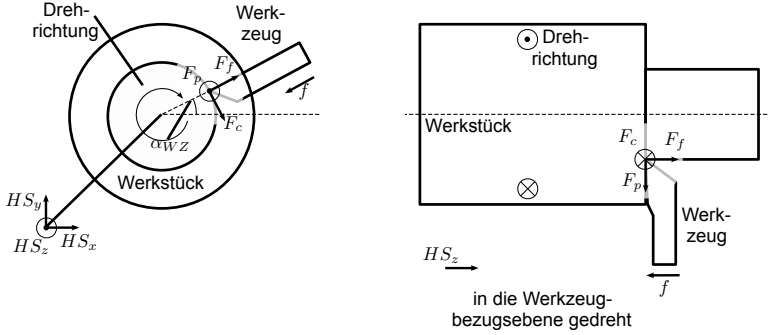


Abb. 5.4: Geometrische Verhältnisse beim Plandrehen (links) und beim Außenrunddrehen (rechts)

Außenrunddrehen gilt demnach $\alpha_{WZ} = \alpha_2$. Die Kraft setzt sich einerseits aus einem Anteil der Schnittkraft F_c und andererseits aus einem Anteil der Vorschubkraft F_f (beim Plandrehen) oder der Passivkraft F_p (beim Außenrunddrehen) zusammen. Diese Unterscheidung wird durch die geschwindigkeitssensitiven Terme $|\text{sgn}(\dot{x}_i)|^2$ berücksichtigt, die den jeweiligen Geschwindigkeitskomponenten nur bei einer Vorschubbewegung von Achse i ungleich 0 setzen:

$$\begin{aligned} {}_{HS}F_{Zerspan,x} &= \sin(\alpha_{WZ}) \cdot F_c + \cos(\alpha_{WZ}) \cdot |\text{sgn}(\dot{x}_2)| \cdot F_f \\ &\quad + \cos(\alpha_{WZ}) \cdot |\text{sgn}(\dot{x}_3)| \cdot F_f + \cos(\alpha_{WZ}) \cdot |\text{sgn}(\dot{x}_1)| \cdot F_p \end{aligned} \quad (5.29)$$

Die Berechnung in HS_y -Richtung verläuft analog:

$$\begin{aligned} {}_{HS}F_{Zerspan,y} &= -\cos(\alpha_{WZ}) \cdot F_c + \sin(\alpha_{WZ}) \cdot |\text{sgn}(\dot{x}_2)| \cdot F_f \\ &\quad + \sin(\alpha_{WZ}) \cdot |\text{sgn}(\dot{x}_3)| \cdot F_f + \sin(\alpha_{WZ}) \cdot |\text{sgn}(\dot{x}_1)| \cdot F_p \end{aligned} \quad (5.30)$$

In HS_z -Richtung hat die Schnittkraft keine Komponente, so dass sich die Berechnung in HS_z -Richtung nur aus den Vorschub- und Passivkräften zusammensetzt, die abhängig von der für die Vorschubbewegung verantwortlichen Achse zu berücksichtigen sind:

² $|\text{sgn}(\dot{x}_i)|$ ergibt 0 für $\dot{x}_i = 0$ und 1 für $\dot{x}_i \neq 0$

$${}_{HS}F_{Zerspan,z} = |\operatorname{sgn}(\dot{x}_1)| \cdot F_f + |\operatorname{sgn}(\dot{x}_2)| \cdot F_p + |\operatorname{sgn}(\dot{x}_3)| \cdot F_p \quad (5.31)$$

5.5.2 Berechnung der Prozesswärme

Nach den oben vorgestellten Grundlagen kann die Leistungsbilanz aus den Größen Vorschubkraft F_f , Vorschubgeschwindigkeit v_f , Schnittkraft F_c und Schnittgeschwindigkeit v_c abgeleitet werden. KÖNIG (1984) beschreibt, dass im Prozess die zugeführte mechanische Energie durch Verformungs- und Reibungsarbeit in Wärme und latente Energie umgewandelt wird. Letztere kann üblicherweise vernachlässigt werden, so dass die zugeführte Energie annähernd der Prozesswärme gleichgesetzt werden kann. Der zugeführte Wärmestrom $\dot{Q}_{Prozess}$ entspricht der Wirkleistung P_e . Diese ist nach DIN 6584 (1982) definiert zu:

$$P_e = P_c + P_f \approx \dot{Q}_{Prozess}, \quad (5.32)$$

wobei sich $\dot{Q}_{Prozess}$ aus den Wärmeströmen für das Werkzeug \dot{Q}_{WZ} , für das Werkstück \dot{Q}_{WS} und für den Span \dot{Q}_{Span} zusammensetzt:

$$\dot{Q}_{Prozess} = \dot{Q}_{WZ} + \dot{Q}_{WS} + \dot{Q}_{Span} \quad (5.33)$$

P_c stellt die Schnittleistung und P_f die Vorschubleistung dar. Diese berechnen sich durch die nachfolgenden Gleichungen:

$$P_c = F_c \cdot v_c \quad (5.34)$$

$$P_f = F_f \cdot v_f \quad (5.35)$$

Der bei der Trockenzerspanung entstehende Wärmestrom teilt sich dabei auf das Werkzeug, das Werkstück und den Span auf. Die Relationen der Wärmeströme untereinander können im Rahmen dieses Prozessmoduls durch die Koeffizienten ψ_{WZ} , ψ_{WS} und ψ_{Span} berücksichtigt werden, wobei gilt:

$$\psi_{Span} + \psi_{WZ} + \psi_{WS} = 1 \quad (5.36)$$

KÖNIG (1984) gibt für ein Beispiel der Stahlzerspanung³ folgende Aufteilung an: $\psi_{WZ} = 0.18$, $\psi_{WS} = 0.07$ und $\psi_{Span} = 0.75$. Diese Werte sind jedoch in hohem Maße von den Schnittbedingungen abhängig. GROSSMANN ET AL. (2012b) führten beispielsweise umfangreiche simulative und experimentelle Untersuchungen zur Wärmestromaufteilung durch und zeigen dabei eine große Abhängigkeit der Aufteilungskoeffizienten von Größen wie der Schnittgeschwindigkeit, der Spannungsdicke, aber auch der thermischen Eigenschaften der beteiligten Werkstoffe von Werkzeug und Werkstück. Eine allgemeingültige Berechnung der Koeffizienten ist daher an dieser Stelle nicht anzugeben, so dass diese für den jeweiligen Betrachtungsfall experimentell oder in Anlehnung an GROSSMANN ET AL. (2012b) auch simulativ zu bestimmen sind. Die so ermittelten Koeffizienten sind in einer Datenbasis zu hinterlegen, so dass sie bei zukünftiger Verwendung einfach im Prozessmodul eingesetzt werden können. Mit den Koeffizienten kann der Wärmestromanteil für das Werkzeug \dot{Q}_{WZ} , für das Werkstück \dot{Q}_{WS} und für den Span \dot{Q}_{Span} berechnet werden:

$$\dot{Q}_{WZ} = \psi_{WZ} \cdot P_e \quad (5.37)$$

$$\dot{Q}_{WS} = \psi_{WS} \cdot P_e \quad (5.38)$$

$$\dot{Q}_{Span} = \psi_{Span} \cdot P_e \quad (5.39)$$

Letzterer ist damit in seiner Größe bekannt. Im Gegensatz zum Wärmeeintrag in das Werkzeug oder das Werkstück ist es jedoch mit vertretbarem Aufwand nicht zu berücksichtigen, an welcher Wirkstelle die Wärme aus dem Span in die Maschinenstruktur eingeleitet wird. Dies ist durch die konkrete Bearbeitungsaufgabe und die geometrische Ausgestaltung des Maschineninnenraums definiert und unterliegt darüber hinaus einem großen Maß an Streuung. Im Rahmen dieser Arbeit werden diese Effekte nicht näher betrachtet.

Eine Übersicht der Ein- und Ausgangsgrößen für das Prozessmodul kann Abbildung 5.5 entnommen werden. Dabei kann zwischen Eingangsgrößen unterschieden werden, die vom Nutzer des Modells vorzugeben sind, und solchen, die aus einem anderen Modul bereits bekannt sind. Die Ausgangsgrößen können entweder direkte Ausgangsgrößen des Wärmequellenmodells sein oder Zwischengrößen für die Verwendung in anderen Modulen darstellen.

³ Werkstoff: Stahl $k_f = 850 N/mm^2$, Schneidstoff: HM P20, $v_c = 60 m/min$, $h = 0,32 mm$, $\gamma = 10^\circ$ (KÖNIG 1984)

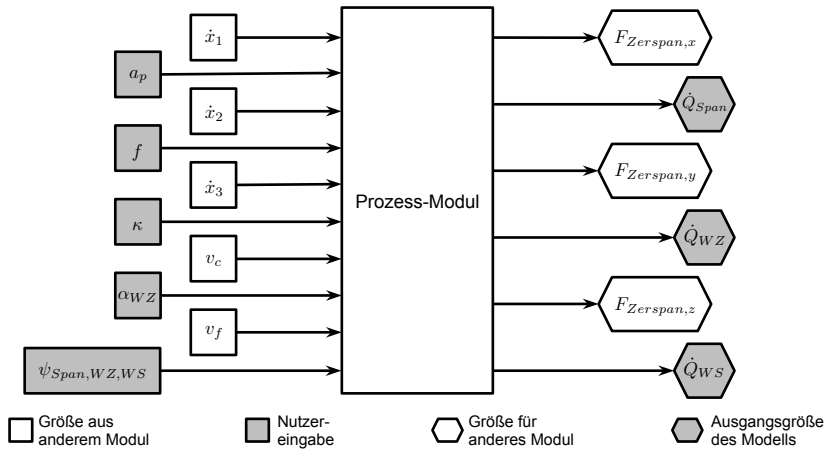


Abb. 5.5: Übersicht der Ein- und Ausgangsgrößen des Prozessmoduls

5.6 Aufbau des Vorschubachs-Moduls

5.6.1 Modul zur Lastberechnung

Die Berechnung der einzelnen Verlustleistungskomponenten erfolgt anhand der in den Grundlagen (Abschnitt 5.2) vorgestellten Gleichungen. Das Wärmequellenmodell ist durchgängig modular aufgebaut. Jedes Vorschubachs-Modul besteht daher selbst wieder aus einzelnen Modulen, die die relevanten Vorgänge in den Achsen (inklusive Motoren, Führungen, Lagern und Kugelgewindetrieben) zusammenfassen. Abbildung 5.6 zeigt die einzelnen Bestandteile eines Vorschubachs-Moduls. Wichtige Eingangsgrößen sind das Bewegungsprofil und der in Bewegungsrichtung der Achse wirkende Anteil der Zerspankraft $F_{Zerspan}$. Diese Kraft ist jedoch nicht äquivalent zur vom Antriebsmotor zu erbringenden Last M_M , die sich aus der Zerspan-, der Trägheits- und der Gravitationskraft sowie den Reibkräften aus Führungen, Lagern und der Kugelmutter ergibt. Letztere werden zusätzlich durch die anderen Komponenten der Zerspankraft beeinflusst.

Durch den seriellen Aufbau der Vorschubachsen unterscheiden sich die einzelnen Vorschubachs-Module in Details, da z. B. die Gewichtskräfte der mitbewegten Achsen berücksichtigt werden müssen. Die nachfolgenden Funktionsblöcke und Module sind durchgehend am Beispiel der 2. seriellen Vorschubachse (*Achse 2*) des generischen seriellen Achsaufbaus aus Abbildung 5.3 beschrieben, da hier

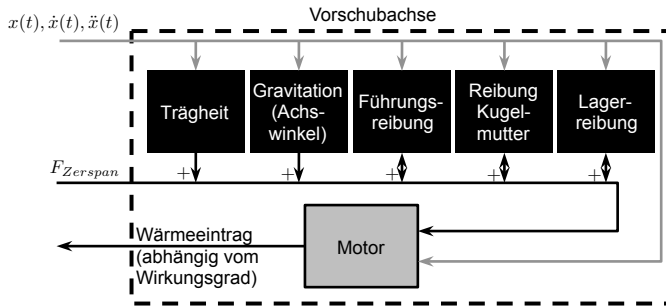


Abb. 5.6: Thermomechanische Wirkkette innerhalb eines Achsmoduls

alle Effekte auftreten und alle Berechnungen erforderlich sind. Die vollständige Beschreibung aller Vorschubachsen findet sich im Anhang, siehe Abschnitt A. Alle Berechnungen sind im lokalen Koordinatensystem KOS_T der Achse durchzuführen. Um die Lesbarkeit zu erhalten, wird im folgenden deshalb darauf verzichtet, jede Größe mit dem Index T zu bezeichnen. Lediglich die Zerspankraft und die geometrische Konfiguration, die in mehreren Modulen berücksichtigt werden müssen, werden zur Verdeutlichung dieses Sachverhaltes mit dem Index versehen (${}_T F_{Zerspan,x} \neq {}_{HS} F_{Zerspan,x}$).

Beim Beschleunigen und Bremsen der Achsen setzt die bewegte Achsmasse dem Antriebsmotor ein Trägheitsmoment entgegen, das überwunden werden muss. Für die Achse 2 berechnen sich die auf die Antriebswelle bezogenen Trägheitslasten wie folgt:

$$J_{2,ges} = (m_2 + m_3) \cdot \left(\frac{h_{2,KGT}}{2\pi} \right)^2 + J_{2,Sp} + J_{2,L} + J_{2,M} + J_{2,Ku} \quad (5.40)$$

Dabei stellen m_2 und m_3 die zu beschleunigenden bzw. zu bremsenden Massen für die Achse 2 und für die darauf montierte Achse 3 dar, die bei jeder Bewegung mit verfahren werden muss. $J_{2,Sp}$, $J_{2,M}$, $J_{2,Ku}$ und $J_{2,L}$ bezeichnen die Rotationsträgheitsmomente für die Spindel, den Antriebsmotor, die Balgkupplung und die Wälzlager dar. Diese Eingangsgrößen lassen sich direkt aus einem CAD-Modell extrahieren, bzw. sie sind für die Auslegung der Maschine ohnehin bekannt und können so ohne großen Aufwand in das Modell integriert werden. Daraus ergibt sich die zu überwindende Trägheitskraft für diese Achse:

$$F_{2,Träg} = -J_{2,ges} \cdot \ddot{x}_2 \cdot \left(\frac{2\pi}{h_{2,KGT}} \right)^2 \quad (5.41)$$

Zusätzlich zur Trägheit ist die Gravitationskraft zu berücksichtigen. Eingangsgrößen für deren Berechnung sind die Werte der bewegten Massen (in diesem Fall der *Achsen 2* und *3*) und die geometrische Konfiguration der Maschine, also die Winkellage α_2 der Achse relativ zur Gravitationsrichtung. Der Zusammenhang ergibt sich zu:

$$F_{2,G} = -(m_2 + m_3) \cdot g \cdot \sin(\alpha_2) \quad (5.42)$$

Abbildung 5.7 zeigt eine Übersicht über das Teilmodul zur Lastberechnung. Nach Betrachtung dieses Moduls sind alle auf das mechanische Antriebssystem wirkenden Kräfte und Momente bekannt, namentlich Zerspan-, Trägheits- sowie Gravitationskräfte.

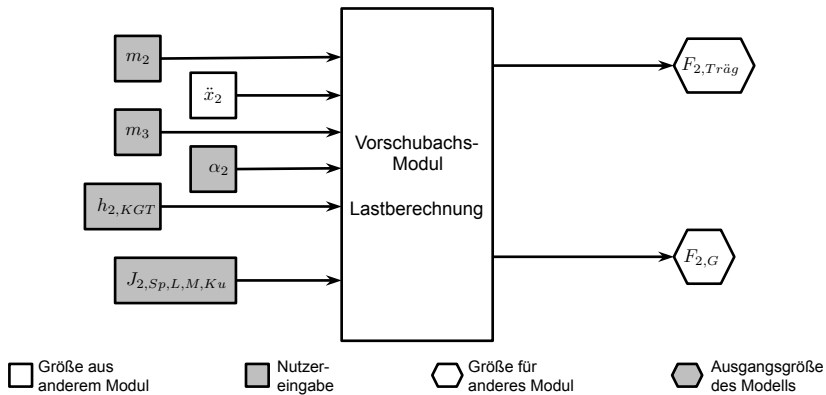


Abb. 5.7: Übersicht der Ein- und Ausgangsgrößen der Lastberechnung innerhalb des Vorschubachs-Moduls

5.6.2 Führungs-Modul

Die im vorangegangenen Modul ermittelten Kräfte sind zunächst in ihrer Auswirkung auf die Führungen zu modellieren. Die dabei entstehende Reibung ist eine zusätzliche Belastung auf die folgenden Module des Antriebsstrangs. Die Belastungen der einzelnen Führungselemente resultieren aus den Lastvektoren

und den Hebelverhältnissen in der Führung. Für deren Berechnung ist die Kenntnis der im Abschnitt 5.4.2 dargestellten, zustandsaktuellen Position der Maschinenstruktur zwingend erforderlich. Das Führungsmodul ist in zwei Funktionseinheiten unterteilt: Zunächst wird aus den Eingangsgrößen (Kräfte und Geometrie) das auf die Führung wirkende Lastkollektiv bestimmt, anschließend werden diese Lasten auf Basis der Kräfte- und Momentengleichgewichte auf die einzelnen Führungsschuhe aufgeteilt und die durch sie induzierten Reibmomente und -leistungen berechnet.

Die Eingangsgrößen für die *Achse 2* sind die Komponenten der Zerspankraft ${}_{TFZerspan,x}$, ${}_{TFZerspan,y}$ und ${}_{TFZerspan,z}$ (zusammengesetzt aus F_c , F_f und F_p , siehe Prozess-Modul Abschnitt 5.5.1), die Gravitationskräfte aufgrund der Massen m_2 und m_3 sowie die aktuellen Positionen: $\{{}_{TSP2x}, {}_{TSP2y}, {}_{TSP2z}, {}_{TSP3x}, {}_{TSP3y}, {}_{TSP3z}, {}_{TWZx}, {}_{TWZy}, {}_{TWZz}\}$. Diese Positionen stellen die aktuellen Koordinaten der Schwerpunkte $SP2$ und $SP3$ sowie des Werkzeugs WZ im Koordinatensystem KOS_T der betrachteten Achse 2 dar (siehe Abschnitt 5.4.2). Zusätzlich geht der Winkel α_2 der Achse zur Gravitationsrichtung ein.

Definitionsgemäß nimmt die Führung in T_x -Richtung keine Kräfte auf, so dass dieser Term vernachlässigt werden kann. Die Normalbelastung der Führung in T_y -Richtung bestimmt sich aus Gravitationskräften und dem in T_y -Richtung wirkenden Anteil der Zerspankräfte wie folgt:

$$F_{2,y} = (m_2 + m_3) \cdot g \cdot \cos(\alpha_2) + {}_{TFZerspan,y} \quad (5.43)$$

Die Querbelastung der Führung ergibt sich dagegen direkt aus der T_z -Komponente der Zerspankraft, die entsprechend ihrer Wirkrichtung angenommen wird:

$$F_{2,z} = {}_{TFZerspan,z} \quad (5.44)$$

Neben den Belastungen aus Normal- und Querkraft müssen auch die Momente um alle drei lokalen Achsen berücksichtigt werden. Geht man davon aus, dass der Schwerpunkt der *Achse 2* annähernd in der T_x - T_y -Ebene liegt, kann dieser für die Momente $M_{2,x}$ und $M_{2,y}$ vernachlässigt werden. Für das Moment um die Achse T_x ist die Masse m_3 mit dem zustandsaktuellen Abstand des Schwerpunktes in Richtung T_z sowie die T_y - wie auch T_z -Komponente der Zerspankraft mit den jeweiligen Hebelarmen zu berücksichtigen:

$$M_{2,x} = -m_3 \cdot g \cdot \cos(\alpha_2) \cdot {}_{TSP3z} - {}_{TFZerspan,y} \cdot {}_{TWZz} + {}_{TFZerspan,z} \cdot {}_{TWZy} \quad (5.45)$$

Analog hierzu kann das Moment um die Achse T_y berechnet werden, wobei in diesem Fall die T_x - statt der T_y -Komponente der Zerspankraft berücksichtigt wird und die Hebelarme aller Kräfte auf die Achse T_y bezogen werden:

$$M_{2,y} = m_3 \cdot g \cdot \sin(\alpha_2) \cdot {}_TSP3_z + {}_TF_{Zerspan,x} \cdot {}_TWZ_z - {}_TF_{Zerspan,z} \cdot {}_TWZ_x \quad (5.46)$$

Komplexer gestaltet sich die Berechnung um die Achse T_z , da hier sowohl die Masse der *Achse 3* wie auch die der betrachteten *Achse 2* einen Einfluss hat. Unter Zuhilfenahme der entsprechenden geometrischen Abstände und der T_x - und T_y -Komponente der Zerspankraft ergibt sich:

$$\begin{aligned} M_{2,z} = & ({}_TSP2_x \cdot \cos(\alpha_2) + {}_TSP2_y \cdot \sin(\alpha_2)) \cdot m_2 \cdot g \\ & + ({}_TSP3_x \cdot \cos(\alpha_2) + {}_TSP3_y \cdot \sin(\alpha_2)) \cdot m_3 \cdot g \quad (5.47) \\ & + {}_TF_{Zerspan,y} \cdot {}_TWZ_x - {}_TF_{Zerspan,x} \cdot {}_TWZ_y \end{aligned}$$

Nachdem im ersten Funktionsblock die Lasten bestimmt wurden, sind sie in ihrer Wirkung auf die Führung zu betrachten. Für Wälzfürungen ist das hier beschriebene Vorgehen zur Berechnung für vier Führungsschuhe ausgelegt. Analog lassen sich aufgrund der unten genannten Hebelverhältnisse auch Module für andere Anzahlen von Führungsschuhen herleiten und in einem Katalog hinterlegen. Entsteht durch die Anzahl und Gestaltung der Führungsschuhe eine statische Überbestimmtheit, so sind Modellannahmen zu treffen, die eine Berechnung auch in diesem Fall ermöglichen (etwa die gleichmäßige Verteilung der Normalbelastungen auf alle Führungsschuhe). Ist dies nicht möglich, so muss das hier betrachtete statische Modell der Führung um Nachgiebigkeiten erweitert werden, um die Überbestimmtheit aufzulösen. Für Gleitführungen, die eine durchgängige Führungsfläche haben, wird die Modellannahme getroffen, dass sich diese auf wenige, hier vier, virtuelle Führungsschuhe reduzieren lässt. Diese Vereinfachung ist analog zur Modellierung von Führungssteifigkeiten für den statischen und dynamischen Fall, wie sie in SCHWARZ (2008) erfolgreich angewendet wird. In Abbildung 5.8 sind die mechanischen Verhältnisse an der Führung schematisch dargestellt.

Mit Hilfe des Kräfte- und des Momentengleichgewichts lassen sich die resultierenden Lasten bestimmen. Die vollständigen Berechnungsvorschriften für das Führungs-Modul können dem Anhang entnommen werden. Anhand von Gleichungen für die Belastung in lokaler y -Richtung soll im Folgenden dargestellt werden, wie das generelle Vorgehen in diesem Modul abläuft. Zunächst kann das Kräftegleichgewicht für alle Führungsschuhe j in T_y -Richtung aufgestellt werden:

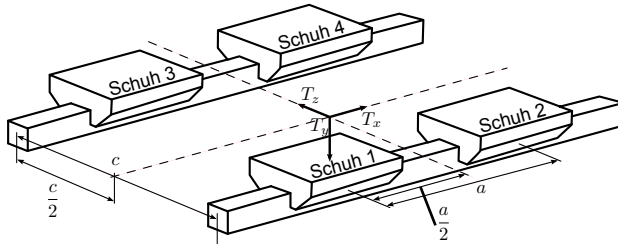


Abb. 5.8: Geometrische Verhältnisse an einer Führung mit vier Führungsschuhen

$$F_{2,y} = \sum_j F_{2,j,y} \quad (5.48)$$

Mit der Modellannahme, dass sich die in y-Richtung wirkende Last auf alle Schuhe gleich verteilt, kann in einem weiteren Schritt unter Zuhilfenahme der Momentengleichgewichte die resultierende Last für die vier Schuhe abgeleitet werden:

$$F_{2,1,y} = \frac{F_{2,y}}{4} + \frac{M_{2,x}}{2 \cdot c} - \frac{M_{2,z}}{2 \cdot a} \quad (5.49)$$

$$F_{2,2,y} = \frac{F_{2,y}}{4} + \frac{M_{2,x}}{2 \cdot c} + \frac{M_{2,z}}{2 \cdot a} \quad (5.50)$$

$$F_{2,3,y} = \frac{F_{2,y}}{4} - \frac{M_{2,x}}{2 \cdot c} - \frac{M_{2,z}}{2 \cdot a} \quad (5.51)$$

$$F_{2,4,y} = \frac{F_{2,y}}{4} - \frac{M_{2,x}}{2 \cdot c} + \frac{M_{2,z}}{2 \cdot a} \quad (5.52)$$

Die für die Berechnung der Reibleistung notwendige Belastung des Führungsschuhs kann anschließend über die Addition der Belastungen in den beiden Koordinatenrichtungen modelliert werden:

$$F_{2,j} = \sqrt{F_{2,j,y}^2 + F_{2,j,z}^2} \quad (5.53)$$

Ist die Belastung des Führungsschuhs bekannt, so kann daraus zunächst die Reibkraft und anschließend, in Verbindung mit der Geschwindigkeit des Führungsschuhs in T_x -Richtung, auch die Reibleistung berechnet werden, hier am Beispiel der Gleitführung:

$$F_{2,j,R,F} = \mu_{2,F} \cdot F_{2,j} \tag{5.54}$$

$$P_{2,j,R,F} = F_{2,j,R,F} \cdot \dot{x}_2 \tag{5.55}$$

Die Größen Reibkraft und Reibleistung stellen die Ausgangsgrößen des Führungs-Moduls dar. Die Summe der Reibkräfte aller Führungsschuhe wird als zusätzliche Last bei den weiterführenden Berechnungen berücksichtigt. Die Reibleistung jedes einzelnen Führungsschuhs kann als Wärmequelle (abgebildet über einen Wärmestrom) in die thermoelastische Maschinensimulation übernommen werden. Da es sich hierbei um einen Wärmeeintrag handelt, der nicht nur zeitlich variiert, sondern sich im Zuge der Bewegung der Achse auch hinsichtlich seiner Wirkposition verschiebt, ist zusätzlich die zeitvariante Position in Richtung T_x bei der Wärmequellendefinition zu beachten. Untersuchungen zur Berücksichtigung von bewegten Wärmequellen werden in Abschnitt 5.9 beschrieben. Eine Übersicht über das Teilmodul der Führung ist Abbildung 5.9 zu entnehmen.

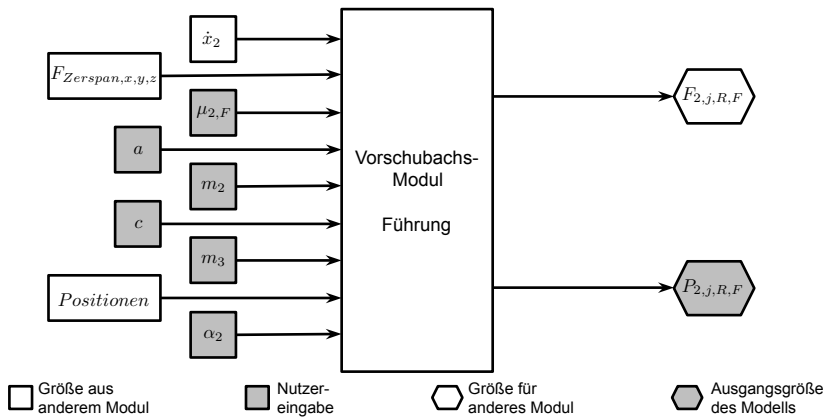


Abb. 5.9: Übersicht der Ein- und Ausgangsgrößen des Führungs-Moduls

5.6.3 Kugelgewindetriebs-Modul

Der Kugelgewindetrieb, der für die Übersetzung einer rotatorischen in eine translatorische Bewegung sorgt, ist mit einem Wirkungsgrad versehen, der auf Basis der Reibung der Wälzkontakte Kugelrollspindel – Kugelkörper – Kugelmutter zu einem Wärmeeintrag in die Maschinenstruktur führt. Das Teilmodell zur Berechnung der Verlustleistung in der Kugelmutter ist in Abbildung 5.10 dargestellt. Die Berechnung teilt sich in zwei Segmente, in denen zunächst das Spindelmoment M_{KGT} bestimmt und anschließend die Verlustleistung abgeleitet wird. Das erste Segment greift auf die aus den Lasten (inklusive der Reibkräfte der Führung) abgeleitete Axialkraft $F_{2,ax}$ zurück, die eine Ausgangsgröße des Führungs-Moduls ist. Zusätzlich sind die für den Kugelgewindetrieb spezifischen Größen Spindelsteigung $h_{2,KGT}$ und Wirkungsgrad $\eta_{2,KGT}$ zu hinterlegen. Die Berechnung erfolgt dabei nach dem bekannten Zusammenhang nach Gleichung 5.11. Für die darauffolgende Verlustleistungsberechnung wird darüber hinaus die Geschwindigkeit des Schlittens \dot{x}_2 benötigt.

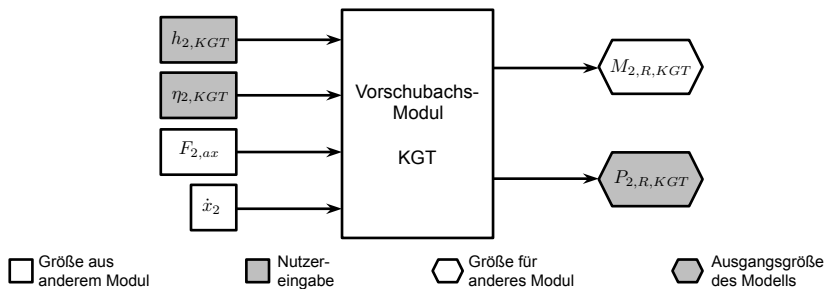


Abb. 5.10: Übersicht der Ein- und Ausgangsgrößen des Kugelgewindetriebs-Moduls

Für den Kugelgewindetrieb gilt dabei der Zusammenhang zwischen translatorischer und rotatorischer Bewegung mittels der Steigung $h_{2,KGT}$:

$$x_2 = \frac{\varphi_{2,KGT}}{2 \cdot \pi} \cdot h_{2,KGT} \quad (5.56)$$

Dieses Verhältnis lässt sich auch auf die Relation der Winkelgeschwindigkeit und der Schlittengeschwindigkeit übertragen:

$$\dot{x}_2 = \frac{\dot{\varphi}_{2,KGT}}{2 \cdot \pi} \cdot h_{2,KGT} \quad (5.57)$$

Mit Hilfe dieses Zusammenhangs und Gleichung 5.12 lässt sich aus dem Spindelmoment die resultierende Verlustleistung des Kugelgewindetriebs aufgrund von Reibung berechnen:

$$P_{2,R,KGT} = (1-\eta_{2,KGT}) \cdot M_{2,KGT} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_{2,KGT} = (1-\eta_{2,KGT}) \cdot M_{2,KGT} \cdot \frac{\dot{x}_2 \cdot 2 \cdot \pi}{h_{2,KGT}} \quad (5.58)$$

Ausgangsgrößen des Kugelgewindetrieb-Moduls stellen das verlustbehaftete Spindelmoment sowie die Verlustleistung dar. Letztere kann unter Umständen ebenfalls als bewegte Wärmequelle betrachtet werden (siehe Abschnitt 5.9).

5.6.4 Lager-und Dichtungs-Modul

Der Kugelgewindetrieb ist zur Abstützung der axialen und radialen Kräfte üblicherweise mittels Wälzlager mit der Maschinenstruktur verknüpft. Je nach Bauart der Achse kommen hier Ein-Punkt- oder Zwei-Punkt-Lagerungen zum Einsatz, die durch den modularen Aufbau des Wärmequellen-Modells sehr einfach umgesetzt werden können. Für das jeweilige Lager-Modul wird analog zum Kugelgewindetriebs-Modul die Verlustleistung aus Reibung berechnet. Da die Querkräfte vorzugsweise von den Führungen übernommen werden, wird im Rahmen dieser Arbeit neben der Lagervorspannung lediglich die Axialbelastung des Kugelgewindetriebs als Belastung berücksichtigt. Eingangsgrößen für den Lager-Teil des Moduls sind zum einen die aus der Bearbeitungsaufgabe resultierenden Belastungsgrößen, wie die Drehzahl oder die Axialbelastung. Zum anderen sind die Lagerkenndaten, wie Durchmesser, Lagerbeiwerte, Lagervorspannung und Schmierstoffkennwerte, zu berücksichtigen. Aus diesen Eingangsgrößen kann gemäß der Gleichungen aus Abschnitt 5.2 das Verlustmoment $M_{R,L}$ berechnet werden. Dieses wird für die Lastberechnung des Antriebsmotors benötigt. Die Reibleistung $P_{R,L}$, die eine direkte Wärmequelle für die thermoelastische Simulation darstellt, kann in Anlehnung an SCHAEFFLER TECHNOLOGIES (2008) wie folgt berechnet werden, wobei die Drehzahl n in $\frac{1}{min}$ und das Moment $M_{2,R,L}$ in Nmm anzugeben sind:

$$P_{2,R,L} = M_{2,R,L} \cdot \frac{n_2 \cdot 2\pi}{1000 \cdot 60 \frac{s \cdot mm}{m \cdot min}} \quad (5.59)$$

Die Drehzahl der Welle ergibt sich unter Berücksichtigung der Einheiten nach Gleichung 5.57 zu:

$$n_2 \left[\frac{1}{min} \right] = \frac{\dot{\varphi}_{2,KGT}}{2 \cdot \pi} = \frac{\dot{x}_2 \left[\frac{m}{s} \right]}{h_{2,KGT} [m]} \cdot 60 \frac{s}{min} \quad (5.60)$$

Der zweite Teil des Moduls dient der Berechnung des Verlustmoments und der Verlustleistung aufgrund der Reibungsverluste in den Lagerdichtungen. Im Rahmen dieser Arbeit wird stellvertretend die verbreitete Form der Radialwellendichtringe (RWDR) berücksichtigt. Für diese lässt sich die Verlustleistung nach Gleichung 5.9 berechnen, wodurch sich der folgende Zusammenhang für die *Achse 2* ergibt:

$$P_{2,R,D} = \lambda_{2,D} \cdot d_{2,D}^2 \cdot \frac{\dot{x}_2}{h_{2,KGT}} \cdot \frac{60}{1000 \frac{cm^2}{W \cdot s}} \quad (5.61)$$

Eingangsgrößen für die Dichtungsberechnung sind der Dichtungsdurchmesser, der Proportionalitätsfaktor sowie die Geschwindigkeit der Achse. Analog zur Berechnung des Lagers ergeben sich als Ausgangsgrößen das Reibmoment und die Reibleistung, in diesem Fall für die Dichtung des Lagers. Mit den Ergebnissen des Lager- und Dichtungs-Moduls sind die Berechnungen zu den mechanischen Übertragungselementen für die Vorschubantriebe abgeschlossen. Eine Übersicht zu diesem kann Abbildung 5.11 entnommen werden.

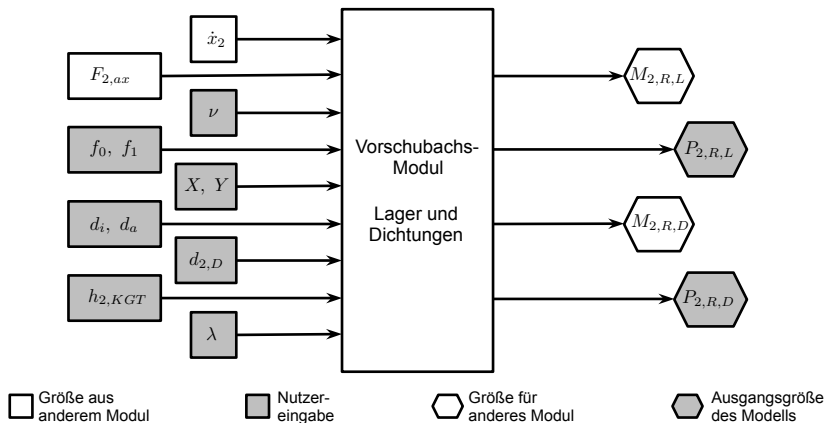


Abb. 5.11: Übersicht der Ein- und Ausgangsgrößen des Lager- und Dichtungs-Moduls

5.6.5 Motor-Modul

Auf Basis der in den vorherigen Modulen berechneten Lasten und Verlustmomente sowie der Bewegungsprofile ergibt sich die vom Vorschubmotor zu

erbringende Leistung. Diese erfordert durch die verlustbehaftete Energiewandlung eine größere elektrische Leistung, die dem Motor zugeführt werden muss. Das Verhältnis zwischen der abgegebenen mechanischen Leistung und der aufgenommenen elektrischen Leistung wird durch den Wirkungsgrad $\eta_{2,M}$ angegeben. Die Summe der zuvor berechneten Lasten muss vom Motor durch ein entgegengesetztes Moment $M_{2,M}$ ausgeglichen werden. Aus diesem Motormoment, der Geschwindigkeit der Vorschubachse, der Spindelsteigung des Kugelgewindetriebs und dem Wirkungsgrad des Vorschubmotors berechnet sich die Verlustleistung des Motors betragsmäßig zu:

$$P_{2,V,M} = \left| M_{2,M} \frac{\dot{x}_2 \cdot 2 \cdot \pi}{h_{2,KGT}} \cdot \frac{1 - \eta_{2,M}}{\eta_{2,M}} \right| \quad (5.62)$$

Diese kann als Wärmestromrandbedingung in die thermoelastische Simulation der Maschine integriert werden. Für die Berechnung der elektrischen Wirkleistung des Vorschubmotors (etwa zum Abgleich mit Leistungsmessungen, siehe Kapitel 6) ist darüber hinaus eine weitere Unterscheidung zu treffen. Am Motor können je nach Fahrtrichtung und Betriebsart (Treiben oder Bremsen) unterschiedliche Betriebszustände auftreten. Dabei gilt, dass der Motor dann eine positive elektrische Leistung aufnimmt, wenn er die Fahrt gegen die Richtung des Lastmomentes erzwingen muss und dann elektrische Leistung abgibt, wenn er die Fahrt bremst. Die vier verschiedenen Betriebszustände sind in Tabelle 5.1 aufgeführt.

Tabelle 5.1: Die verschiedenen Betriebszustände des Vorschubmotors und das Vorzeichen der elektrischen Leistungsaufnahme $P_{2,el}$, abhängig von den Vorzeichen des Motormoments $M_{2,M}$ und der Geschwindigkeit \dot{x}_2

Fall	Beschreibung	$M_{2,M}$	\dot{x}_2	$P_{2,el}$
1	Elektromotor treibt positive Fahrt	+	+	+
2	Elektromotor bremst positive Fahrt	-	+	-
3	Elektromotor treibt negative Fahrt	-	-	+
4	Elektromotor bremst negative Fahrt	+	-	-

Durch das Motor-Modul ist die Berechnung des Vorschubantriebs komplett. Die Vorschubantriebs-Module, die in dieser Arbeit vorgestellt wurden, können für jede serielle Anordnung von bis zu drei Vorschubachsen angewendet werden. Für weitere Anordnungen können die Berechnungsvorschriften nach den gleichen Prinzipien abgeleitet werden. Hierfür sind gegebenenfalls jedoch andere

geometrische Transformationen zu berücksichtigen. Abbildung 5.12 bietet eine Übersicht über die Ein- und Ausgangsgrößen des Motor-Moduls.

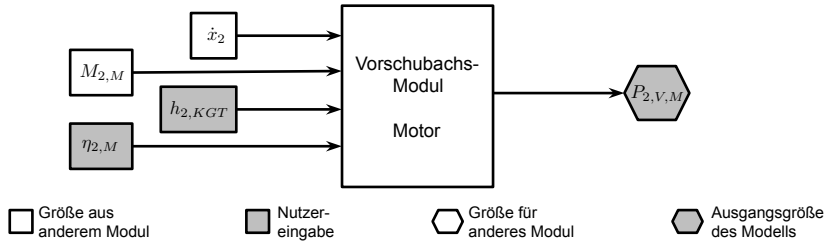


Abb. 5.12: Übersicht der Ein- und Ausgangsgrößen des Motor-Moduls

5.7 Aufbau des Hauptantriebs-Moduls

5.7.1 Modul zur Lastberechnung

Das Hauptantriebs-Modul erfordert eine gegenüber den Vorschubantrieben abweichende Berechnung. Im Rahmen dieser Arbeit werden nur Motorspindeln als Hauptantriebe berücksichtigt, so dass das Hauptantriebs-Modul aus drei Funktionsmodulen besteht. Im ersten Modul werden die Lagerbelastungen berechnet, die essentiell die Reibleistungen in den Lagern beeinflussen, die in einem zweiten Modul bestimmt werden. Letztlich ist damit die Last bekannt, die der Elektromotor der Spindel aufbringen muss. Über den Wirkungsgrad kann im Motor-Modul die Verlustleistung des Elektromotors bestimmt werden. Das Vorgehen kann selbstverständlich auch für eine extern angetriebene Spindel herangezogen werden, hierbei müssten zusätzlich die Wirkungsgrade der leistungsübertragenden, mechanischen Elemente (z. B. Getriebe) berücksichtigt werden.

Für die Berechnung der Lasten wird das dreidimensionale Modell eines Balkens herangezogen. Hiermit lassen sich die Auflagerkräfte aufgrund von Gewichtskraft und äußerer angreifender Kraft, hier die Komponenten von $F_{Zerspan}$, bestimmen. Neben den Kräften sind die Achswinkel sowie die Bewegungsgrößen der Vorschubachsen als Eingangsgrößen bereitzustellen, da diese den Kraftangriffspunkt, und damit die Hebelarme, für die Komponenten der Zerspankraft bestimmen. Darüber hinaus sind die Massen des Läufers m_L und für Drehmaschinen des Werkstücks m_{WS} anzugeben. Bei Fräsmaschinen ist im Einzelfall zu prüfen, ob die Massen des Werkzeugs und der Werkzeugaufnahme

In y-Richtung müssen die Lager zusätzlich die Gewichtskräfte aufgrund der Massen der Spindelwelle und des Motorläufers $F_{G,Lf}$ sowie des Werkstücks $F_{G,WS}$ aufnehmen. Die Aufteilung der Belastung in radialer und axialer Richtung ist dabei abhängig vom Winkel der Hauptspindel zur Gravitationsrichtung α_{HS} ⁴. Der Winkel α_{WZ} berücksichtigt dagegen eine Schrägstellung der Vorschubachse und damit eine Veränderung des Kraftangriffspunktes sowie der Hebelarme der Zerspankraft:

$$F_{HS,1,y} = -F_{HS,2,y} - HS F_{Zerspan,y} + \cos(\alpha_{HS}) \cdot F_{G,Lf} + \cos(\alpha_{HS}) \cdot F_{G,WS} \quad (5.65)$$

$$F_{HS,2,y} = [\cos(\alpha_{HS}) \cdot F_{G,Lf} \cdot l_G + \cos(\alpha_{HS}) \cdot F_{G,WS} \cdot (l_a + l_b + \frac{l_{WS}}{2}) - HS F_{Zerspan,y} + HS F_{Zerspan,z} \cdot \sin(\alpha_{WZ}) \cdot r_{WS}] / l_a \quad (5.66)$$

Das Festlager nimmt zusätzlich zur Zerspankraft auch die axialen Komponenten der Gewichtskräfte $F_{G,Lf}$ und $F_{G,WS}$ auf:

$$F_{HS,2,z} = HS F_{Zerspan,z} + \sin(\alpha_{HS}) \cdot F_{G,Lf} + \sin(\alpha_{HS}) \cdot F_{G,WS} \quad (5.67)$$

Aus den einzelnen Komponenten der Lagerbelastung lässt sich die Radialbelastung für die Lagerstellen 1 und 2 bestimmen:

$$F_{HS,1,rad} = \sqrt{F_{HS,1,x}^2 + F_{HS,1,y}^2} \quad (5.68)$$

$$F_{HS,2,rad} = \sqrt{F_{HS,2,x}^2 + F_{HS,2,y}^2} \quad (5.69)$$

Das Festlager 2 nimmt außerdem alle axialen Kräfte inklusive der axialen Vorspannung des Lagers auf:

$$F_{HS,2,ax} = F_{HS,2,z} + F_{Vorspannung} \quad (5.70)$$

Abbildung 5.14 stellt die hierbei verwendeten Ein- und Ausgangsgrößen dar.

⁴ $\alpha_{HS} = 0^\circ$ bei horizontal gelagerter Spindel und $\alpha_{HS} = 90^\circ$ bei vertikal gelagerter Spindel

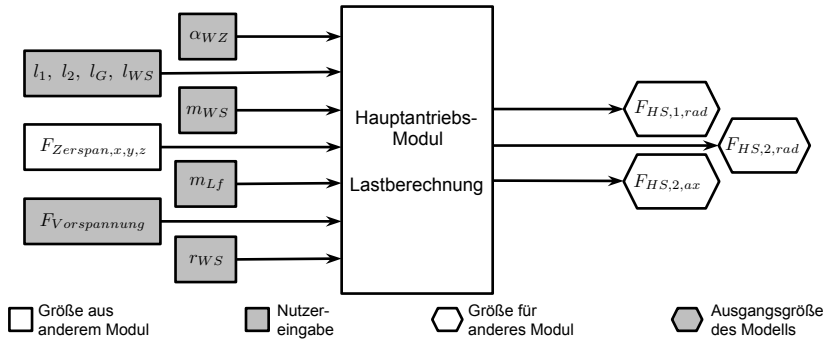


Abb. 5.14: Übersicht über die Ein- und Ausgangsgrößen für die Lastberechnung des Hauptantriebs-Moduls

5.7.2 Lager-Modul

Innerhalb dieses Moduls werden die auf den Lasten basierenden Verlustleistungen der Spindellagerung berechnet. Auf die Betrachtung von Dichtungsverlusten wird an dieser Stelle verzichtet, da aufgrund hoher Drehzahlen oftmals berührungs- und annähernd verlustfreie Spaltdichtungen verwendet werden. Für die Bestimmung der Lager-Verlustleistungen ist den Berechnungsvorschriften nach SCHAEFFLER TECHNOLOGIES (2008) folgend zunächst die Äquivalentlast zu berechnen. Für die rein radial belasteten Lager ergibt sich diese direkt aus der Radiallast:

$$F_{HS,1,\ddot{a}q} = F_{HS,1,rad} \quad (5.71)$$

Für das Festlager der Spindel gilt der folgende Zusammenhang, wobei X und Y als Parameter der Lagerung angegeben werden müssen:

$$F_{HS,2,\ddot{a}q} = X \cdot F_{HS,2,ax} + Y \cdot F_{HS,2,rad} \quad (5.72)$$

Die Reibleistung am Beispiel des Lagers 2 berechnet sich unter Berücksichtigung der Gleichungen 5.59 wie folgt, wenn $d_{2,m}$ in mm und n_{HS} in $\frac{1}{min}$ angegeben werden:

$$P_{HS,2,R,L} = \left(f_{2,0} \cdot d_{2,m}^3 \cdot \left(\frac{\nu_2 \cdot n_{HS}}{mm^2 \cdot min^{-1} \cdot s^{-1}} \right)^{\frac{2}{3}} \cdot 10^{-7} \frac{N}{mm^2} \right. \\
 \left. + f_{2,1} \cdot d_{2,m} \cdot F_{HS,2,\ddot{a}q} \right) \cdot \frac{n_{HS} \cdot 2\pi}{1000 \cdot 60 \frac{s \cdot mm}{min \cdot m}} \quad (5.73)$$

Abbildung 5.15 zeigt die hierbei verwendeten Ein- und Ausgangsgrößen.

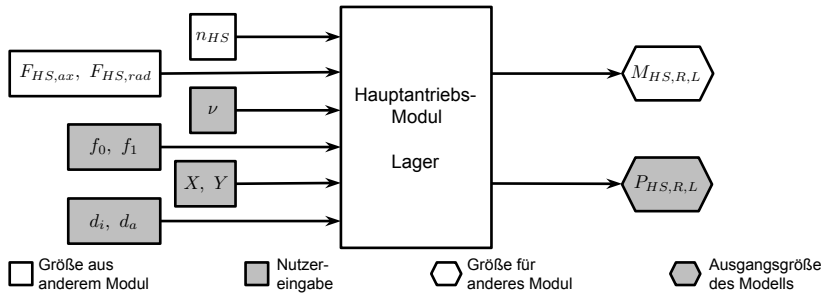


Abb. 5.15: Übersicht über die Ein- und Ausgangsgrößen für das Lager-Modul der Hauptspindel

5.7.3 Motor-Modul

Abbildung 5.16 zeigt eine Übersicht über das Motor-Modul. Die gesamte mechanische Spindellast M_{HS} muss vom Antriebsmotor der Spindel aufgebracht werden. Soll optional das Beschleunigungsverhalten der Hauptspindel berücksichtigt werden, so muss M_{HS} um den Summanden $(J_{Lf} + J_L + J_{WS,WZ}) \cdot \dot{\omega}_{HS}$ erweitert werden, der den Trägheitseinfluss des Motorläufers, der Lager und des Werkstücks bzw. Werkzeugs berücksichtigt. Der Antriebsmotor wird mit Hilfe des Gesamtwirkungsgrades im Wärmequellenmodell berücksichtigt, welcher die kompletten Motorverluste von der elektrischen Leistungsaufnahme bis zur mechanischen Leistungsabgabe umfasst (siehe auch Gleichung 5.13). Aufbauend auf Gleichung 5.14 ergibt sich für den Hauptspindelmotor als Verlustleistung:

$$P_{HS,V,M} = M_{HS} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_{HS} \cdot \left(\frac{1}{\eta_{HS,M}} - 1 \right) \quad (5.74)$$

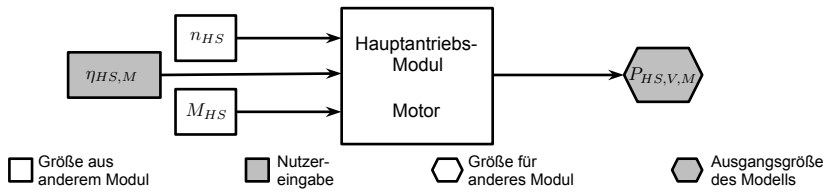


Abb. 5.16: Übersicht über die Ein- und Ausgangsgrößen für das Motor-Modul der Hauptspindel

5.8 Übersicht über die Ein- und Ausgangsgrößen des Wärmequellenmodells

Die nachfolgende Tabelle 5.2 zeigt die notwendigen Parameter, die dem Wärmequellenmodell zur Verfügung gestellt werden müssen. Üblicherweise sind diese Parameter in der Entwicklungsphase bekannt, können dem CAD-Modell entnommen oder von Komponentenlieferanten erfragt werden. Die Aufteilungsverhältnisse des Wärmestroms aus dem Prozess sind nur dann anzugeben, wenn dieser als Wärmequelle in der Entwicklungsphase bereits berücksichtigt werden soll. Hierfür müssen Erfahrungswerte aufgebaut werden. Es ist dabei sinnvoll, für bereits erhobene Daten eine Sammlung anzulegen, so dass bei neuen Entwicklungsprojekten die notwendigen Daten direkt aus dieser Sammlung herangezogen werden können. Darüber hinaus sind die Bewegungsprofile für jede Achse (abgeleitet aus dem Bearbeitungsprogramm) zu hinterlegen.

Tabelle 5.2: Vom Anwender anzugebende Parameter für das Wärmequellenmodell

Prozess-Modul	
a_p	Schnitttiefe
f	Vorschub
κ	Werkzeugeinstellwinkel
α_{WZ}	Winkel der Vorschubebene
ψ_{Span}	Anteil der Prozesswärmeleistung in den Spänen
ψ_{WZ}	Anteil der Prozesswärmeleistung im Werkzeug
ψ_{WS}	Anteil der Prozesswärmeleistung im Werkstück

5.8 Übersicht über die Ein- und Ausgangsgrößen des Wärmequellenmodells

Vorschubachs-Modul	<i>für jede Achse $i=1,2,3\dots$ einzugeben</i>
m_i	Masse des Schlittens
α_i	Winkel der Schlitten zum Gravitationsvektor
$h_{i,KGT}$	Steigung des Kugelgewindetriebs
$\eta_{i,KGT}$	Wirkungsgrad des Kugelgewindetriebs
$J_{i,Ku}$	Trägheitsmoment der Kupplung in Rotationsrichtung
$J_{i,M}$	Trägheitsmoment des Vorschubmotors in Rotationsrichtung
$J_{i,L}$	Trägheitsmoment der Lager in Rotationsrichtung
a, c	Geometrische Größen der Führung
$\mu_{i,F}$	Reibungskoeffizient der Führung
ν_i	Viskosität der Lagerschmierung
f_0, f_1	Lagerparameter
X, Y	Lagerparameter
d_i, d_a	Innen- und Außendurchmesser des Lagers
$d_{i,D}$	Durchmesser des Radialwellendichtrings
$\lambda_{i,D}$	Proportionalitätsfaktor des Radialwellendichtrings
$\eta_{i,M}$	Wirkungsgrad des Vorschubantriebsmotors
Hauptantriebs-Modul	
l_a, l_b, l_G, l_{WS}	Geometrische Größen der Hauptspindel
m_{WS}	Masse des Werkstücks
α_{HS}	Winkel der Hauptspindel zur Gravitationsrichtung
α_{WZ}	Winkel der Vorschubebene
m_{Lf}	Masse des Motorläufers
r_{WS}	Radius des Werkstücks an der Bearbeitungsstelle
$F_{Vorspannung}$	Vorspannung der Hauptspindellagerung
ν	Viskosität der Lagerschmierung
f_0, f_1	Lagerparameter
X, Y	Lagerparameter

Ergebnisse des Wärmequellenmodells sind die in Tabelle 5.3 dargestellten Ausgangsgrößen. Diese liegen in Form zeitabhängiger Vektoren vor. Wird die Prozesswärme berücksichtigt, so werden die jeweiligen Wärmeströme für die Späne, das Werkzeug und das Werkstück ausgegeben. Alle anderen Wärmequellen (gemäß Definition in Abschnitt 1.3) basieren auf Verlusten in den jeweiligen Komponenten. Für die Hauptspindel sind die Verlustleistungen für jedes Lager und die elektrischen Verluste mögliche Ausgangsgrößen. Im Rahmen des Vorschubachs-Moduls kommen zusätzlich die Reibungsverluste im Radialwellendichtring, im Kugelgewindetrieb und in den einzelnen Führungsschuhen hinzu. Da sich die beiden letzten Wärmequellen innerhalb der Maschinenstruktur bewegen, werden zusätzlich die Bewegungsgrößen der Vorschubachsen ausgeleitet, so dass orts- und zeitabhängige Wärmequellenmodelle im FE-Modell der Maschine verwendet werden können.

Tabelle 5.3: Ausgangsgrößen des Modells

Prozess-Modul	
\dot{Q}_{Span}	Wärmestrom in die Späne
\dot{Q}_{WZ}	Wärmestrom in das Werkzeug
\dot{Q}_{WS}	Wärmestrom in das Werkstück
Vorschubachs-Modul	
	<i>Ergebnisse für jede Achse $i=1,2,3\dots$</i>
x_i	Position der Achsen und damit der bewegten Wärmequellen über der Zeit
$P_{i,j,R,F}$	Verlustleistung durch Reibung in Führungsschuh j
$P_{i,R,KGT}$	Verlustleistung durch Reibung im Kugelgewindetrieb
$P_{i,R,L}$	Verlustleistung durch Reibung in den Lagern
$P_{i,R,D}$	Verlustleistung durch Reibung im Radialwellendichtring
$P_{i,V,M}$	Elektrische Verlustleistung im Vorschubantriebsmotor
Hauptantriebs-Modul	

$P_{HS,R,L}$	Verlustleistung durch Reibung in den Lagern
$P_{HS,V,M}$	Verlustleistung im Hauptspindelmotor

5.9 Applikation von Wärmequellen im Maschinenmodell

5.9.1 Allgemeines

Die Ersatzmodelle für Wärmequellen (die gemäß Definition in Abschnitt 1.3 als Wärmestromrandbedingungen im Modell repräsentiert werden), im Folgenden vereinfacht nur Wärmequellen genannt, die durch das oben vorgestellte Vorgehen ermittelt wurden, müssen in einem weiteren Schritt in das Strukturmodell der Maschine eingeleitet werden. Dabei sind hinsichtlich der zeitlichen und örtlichen Abhängigkeiten prinzipiell drei Typen von Wärmequellen zu unterscheiden (siehe Tabelle 5.4). Wärmequellen vom Typ *KK* zeichnen sich durch die Unabhängigkeit vom Bearbeitungsvorgang aus, so dass sie durch einen annähernd konstanten Wärmestrom über der Zeit beschrieben werden können und sich der Wirkort der Wärmequelle nicht verändert. Dies stellt eine klassische Modellrandbedingung dar, die mit den üblichen Werkzeugen von Präprozessoren auf die FE-Struktur aufgebracht werden kann. Die hierfür benötigten Parameter für Komponenten wie Zusatzaggregate können aus Erfahrungswerten gewonnen werden, falls eine Berücksichtigung für das Modell notwendig ist (abhängig etwa von der Anbringung des Aggregats an der Maschine). Im Gegensatz zu dieser Kategorie sind Wärmequellen des Typs *VK* direkt vom Bearbeitungsvorgang abhängig und damit Ausgangsgrößen aus der vorhergehenden Wärmequellenmodellierung. Für Komponenten wie Lager oder Haupt- und Vorschubantriebsmotoren ist ein zeitvarianter Wärmestrom zu hinterlegen. Der Wirkort kann jedoch fest im Modell vorgegeben werden. Wärmeeinträge, die in Führungen und Kugelgewindetrieben entstehen, haben dagegen keinen festen Wirkort. Sie sind vom Typ *VV*, also vollvariabel, und bedürfen einer deutlich umfangreicheren Modellierung. Von besonderer Bedeutung ist, dass die Simulation an einem nicht bewegten Maschinenmodell durchgeführt wird, so dass die Bewegung der Wärmequelle über eine Veränderung des Angriffspunktes der Wärmequelle durchgeführt werden muss.

Im Rahmen dieses Abschnitts wird ein zweistufiges Vorgehen aufgezeigt, das die Aufprägung dieser Wärmequellenart (als Wärmestromrandbedingungen) im Modell ermöglicht (siehe Abbildung 5.17). Primär im Fokus stehen die Modellierungstechnik und die -parameter. In einem ersten Schritt wird ein Konzept vorgestellt, das die Erstellung von Leistungsverteilungen auf Basis der gemäß dem vorherigen Abschnitt ermittelten Verlustleistungen prinzipiell ermöglicht. In einem zweiten Schritt wird ein Ersatzmodell beschrieben, an dem

Tabelle 5.4: Arten von Wärmequellen

Typ	Zeitabhängigkeit	Ortsabhängigkeit	Beispiel
<i>KK</i>	nein/konstant	nein/konstant	Schaltschrank, Zusatzaggregate
<i>VK</i>	ja/variabel	nein/konstant	Lager, Motoren
<i>VV</i>	ja/variabel	ja/variabel	Führungen, Kugelmotoren

simulationsgestützte Untersuchungen durchgeführt werden können, um die Sensitivität der Ergebnisse gegenüber einzelnen Modellparametern zu untersuchen und damit Gültigkeitsbereiche für die Annahme von Leistungsverteilungen zu bestimmen. Das hier vorgestellte Vorgehen ist darüber hinaus dafür geeignet, bei der Anwendung der Modellierungssystematik zu bestimmen, mit welchen Fehlern Vereinfachungen für konkrete Lastfälle behaftet sind.

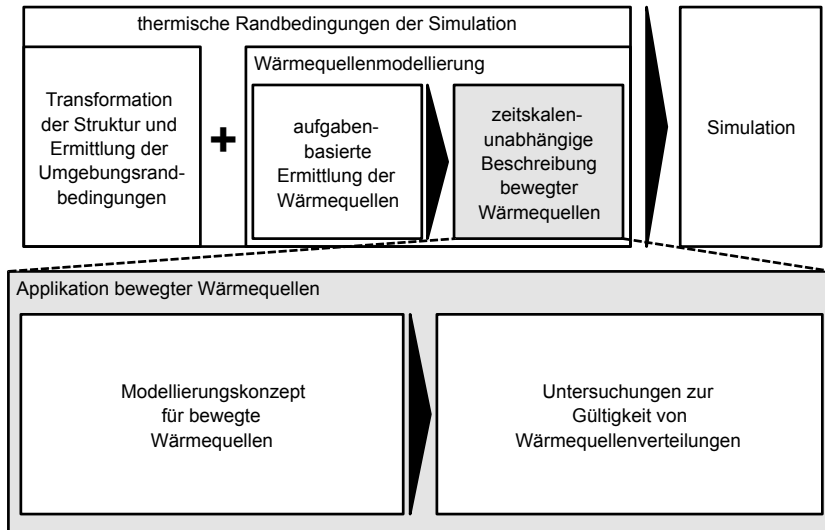


Abb. 5.17: Vorgehen zur Aufprägung vollvariabler Wärmequellen im Modell

5.9.2 Modellierungskonzept für bewegte Wärmequellen

Zu Beginn des Modellierungskonzepts wird betrachtet, wie veränderliche Wärmequellen (gemäß Definition in Abschnitt 1.3) im Modell vorgegeben werden können. Diese vollvariablen Wärmequellen haben zur Folge, dass zu jedem Zeitschritt der Berechnung ein unterschiedliches Leistungsprofil auf der betrachteten Komponente aufgebracht werden muss. Diese Modellierung ist mit sehr hohem Aufwand verbunden und kann daher nur schwer manuell durchgeführt werden. Analog zur Aufprägung der Wärmeübergangskoeffizienten (Kapitel 4) können diese Wärmequellen über tabellengestützte Vorgaben für den Wärmestrom beschrieben werden. Die Wärmestromrandbedingung ist ihrem allgemeinen Fall als örtlich und zeitlich variable Wärmestromdichte angeben: $\dot{q} = f(x, t)$. Um diese Randbedingung auf das FE-Netz zu applizieren wird sie in ein Kennfeld örtlich diskreter Wärmeströme umgewandelt, die einer Integration der Wärmestromdichte über der Fläche entsprechen und die auf die einzelnen FE-Knoten n wirken: $\dot{Q}_n = f(x, t)$. Der Index n kennzeichnet, dass diese diskrete Wärmeströme auf einzelne Knoten wirken. Ein solches Kennfeld bzw. eine solche Bewegungsmatrix lässt sich aus den vorhandenen Daten ableiten. Die Modellierung soll zwei verschiedene Ausgaben ermöglichen: Ein zeitlich und örtlich voll aufgelöstes Kennfeld (im Folgenden Detailmodellierung (DM) genannt), das eine bewegte Wärmequelle repräsentiert, und eine örtlich aufgelöste, aber zeitlich konstante Wärmequellenverteilung (WQV). Für die Berechnung des thermoelastischen Maschinenverhaltens sind zum Teil Simulationszeiten von mehreren Stunden notwendig. Zur Reduzierung des Rechenaufwands sollten daher die Zeitschritte möglichst groß gewählt werden. Aus diesem Grund ist die Wärmequellenverteilung für den späteren Einsatz die zu bevorzugende Wahl, sofern sie sich für den betrachteten Lastzyklus in einem gültigen Toleranzbereich hinsichtlich der Abbildung des Temperaturfelds befindet. Die Abschätzung des sich ergebenden Fehlers kann über den Vergleich mit den Ergebnissen des Detailmodells erfolgen. Das Vorgehen zur Erstellung der Kennfelder kann Abbildung 5.18 entnommen werden und wird im Folgenden näher beschrieben.

Nach dem Einlesen des Bewegungs- und des Leistungsprofils können diese einer Glättungsfunktion unterzogen werden. Um die Kennfeldbildung in einem Programm umsetzen zu können, werden zunächst der Weg x und die Zeit t zu den entsprechenden Größen \hat{x} und \hat{t} diskretisiert. Für die Abtastung des Wegs $\Delta\hat{x}$ bietet sich der Knotenabstand des FE-Modells in x -Richtung an, die zeitliche Abtastung $\Delta\hat{t}$ orientiert sich am zeitlichen Verlauf von $\dot{Q}_n = f(x, t)$.⁵ Die Funktion des Wärmestroms liegt also diskretisiert als $\dot{Q}_n(\hat{x}, \hat{t})$ vor. Für die

⁵ In Rahmen dieser Arbeit wurde mit den Knotenabständen $\Delta\hat{x} = 40 \text{ mm}$ und der zeitlichen Auflösung von $\Delta\hat{t} = 1 \text{ s}$ gearbeitet.

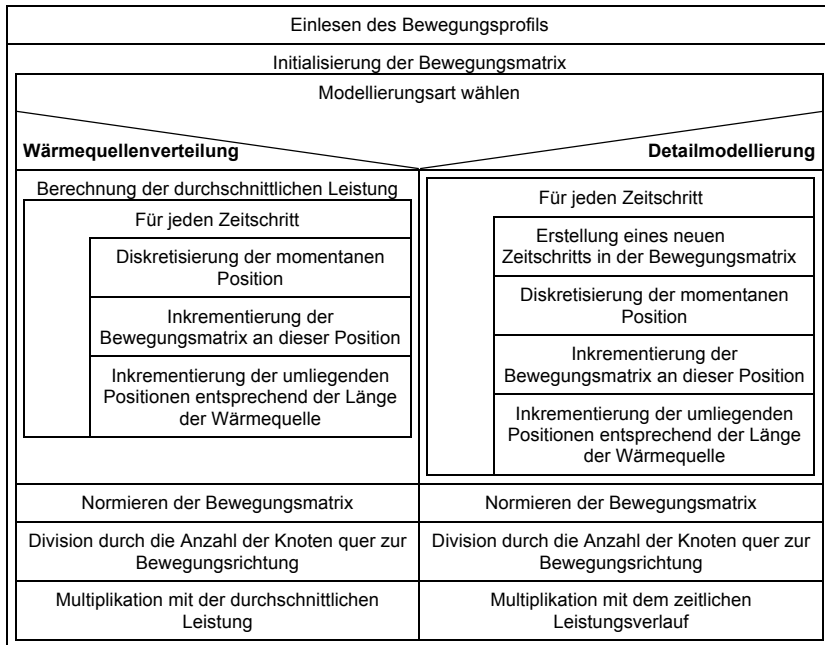


Abb. 5.18: Vorgehen für die Modellierung von bewegten Wärmequellen

Berechnung des zeitlich konstanten Kennfelds $\dot{Q}_{n,WQV}(\hat{x})$ der Wärmequellenverteilung muss zunächst der mittlere Wärmestrom pro Knoten \bar{Q} bestimmt werden, indem \dot{Q}_n für jeden Zeitschritt \hat{t}_i über alle diskreten Positionen \hat{x}_j aufsummiert wird und anschließend durch die Anzahl der Zeitschritte N_t ⁶ dividiert wird.

$$\bar{Q} = \frac{\sum_i \sum_j \dot{Q}_n(\hat{x}_j, \hat{t}_i)}{N_t} \quad (5.75)$$

Im Anschluss ist die Bewegungsmatrix $V_{WQV}(\hat{x})$ zu erstellen (alle Komponenten sind mit 0 initialisiert) und zu befüllen, die repräsentiert, zu welchem Zeitanteil sich die Wärmequelle an einer Position \hat{x} im Verhältnis zur Gesamtzeit befindet.

⁶ Die Anzahl N_t der Zeitschritte ergibt sich aus der betrachteten Gesamtzeit und der zeitlichen Diskretisierung $\Delta \hat{t}$

Hierfür wird für jeden Zeitschritt \hat{t}_i die Position $\hat{x}_i = \hat{x}(\hat{t} = \hat{t}_i)$ bestimmt, an der sich die Wärmequelle zu diesem Zeitpunkt befindet und der bestehende Wert der Bewegungsmatrix $V_{WQV}(\hat{x}_i)$ an dieser Stelle um 1 erhöht. Im Anschluss wird die gesamte Bewegungsmatrix normiert.

$$V_{neu,WQV}(\hat{x}_i) = V_{alt,WQV}(\hat{x}_i) + 1 \quad (5.76)$$

$$V_{WQV}(\hat{x})_{norm.} = \frac{V_{WQV}(\hat{x})}{|V_{WQV}(\hat{x})|} \quad (5.77)$$

Um hieraus das Kennfeld $\dot{Q}_{n,WQV}(\hat{x})$ für die Wärmequellenverteilung ableiten zu können, muss die normierte Bewegungsmatrix mit dem mittleren Wärmestrom pro Knoten multipliziert werden. Da der Wärmestrom auf mehrere Knoten quer zur Bewegungsrichtung (y) verteilt werden soll, muss die Anzahl dieser Knoten N_y mit berücksichtigt werden.

$$\dot{Q}_{n,WQV}(\hat{x}) = V_{WQV}(\hat{x})_{norm.} \cdot \frac{\overline{\dot{Q}_n}}{N_y} \quad (5.78)$$

Die Erstellung des Kennfelds für die Detailmodellierung $\dot{Q}_{n,DM}(\hat{x}, \hat{t})$ verläuft ähnlich, jedoch wird statt eines mittleren Wärmestroms $\overline{\dot{Q}}$ ein zeitlicher Verlauf $\dot{Q}_n(\hat{t})$ gebildet, indem für jeden Zeitschritt \hat{t}_i der Wärmestrom über alle Positionen \hat{x} aufsummiert wird. Die Bewegungsmatrix $V_{DM}(\hat{x}, \hat{t})$ hat dementsprechend eine eigene Spalte pro Zeitschritt. Für jeden dieser Zeitschritte \hat{t}_i wird analog zur vorhergehenden Betrachtung die Position $\hat{x}_i = \hat{x}(\hat{t} = \hat{t}_i)$ bestimmt und der Wert der Bewegungsmatrix $V_{DM}(\hat{x}_i, \hat{t}_i)$ an dieser Stelle um 1 erhöht.⁷

$$V_{neu,DM}(\hat{x}_i, \hat{t}_i) = V_{alt,DM}(\hat{x}_i, \hat{t}_i) + 1 \quad (5.79)$$

Nachdem die Bewegungsmatrix normiert wurde, so dass sich die Eintragungen in jedem Zeitschritt zu 1 summieren, lässt sich das Kennfeld $\dot{Q}_{n,DM}(\hat{x}, \hat{t})$ unter Berücksichtigung von N_y ableiten.

$$\dot{Q}_{n,DM}(\hat{x}, \hat{t}) = V_{DM}(\hat{x}, \hat{t})_{norm.} \cdot \frac{\dot{Q}_n(\hat{t})}{N_y} \quad (5.80)$$

In beiden Fällen kann darüber hinaus eine Länge der Wärmequelle l_{WQ} in Richtung x berücksichtigt werden, indem beim Befüllen der Bewegungsmatrix,

⁷ Da es in diesem Fall für jeden Zeitschritt eine eigene Spalte in der Bewegungsmatrix gibt, kann davon ausgegangen werden, dass $V_{alt,DM}(\hat{x}_i, \hat{t}_i)$ immer 0 ist.

diese nicht nur an der Stelle \hat{x}_i erhöht wird, sondern an allen Stellen \hat{x} , für die gilt:

$$\hat{x} \leq \hat{x}_i + l_{WQ}.^8 \tag{5.81}$$

Beispielhaft ergeben sich die Kennfelder dann wie untenstehend dargestellt.

\hat{x}_1	$\dot{Q}_{n,WQV}(\hat{x})$		\hat{x}_1	$\dot{Q}_{n,DM}(\hat{x}, \hat{t}_1)$	$\dot{Q}_{n,DM}(\hat{x}, \hat{t}_2)$	\dots
\hat{x}_2	0 W		\hat{x}_1	0 W	0 W	\dots
\hat{x}_3	2 W	(5.82)	\hat{x}_2	2 W	0 W	\dots
\vdots	1 W		\hat{x}_3	0 W	1 W	\dots
\vdots	\vdots		\vdots	\vdots	\vdots	\ddots

Abschließend wird das Kennfeld in ein für das verwendete FE-System gültiges Format übersetzt (z. B. als multidimensionale Tabelle). Abbildung 5.19 zeigt die Ergebnisse der Berechnung von Wärmequellenverteilungen für drei exemplarische Bewegungsmuster. Hierfür wurde die Länge der Wärmequelle in x-Richtung vernachlässigt, eine Wärmeleistung von 10 W angenommen und eine Diskretisierung der x-Position von 1 mm gewählt. Für die Rampenfahrt (a) gilt $\hat{x} \sim \hat{t}$, für die beschleunigte Fahrt (b) $\hat{x} \sim \hat{t}^2$ und für die Sinus-Fahrt folglich $\hat{x} \sim \sin(\hat{t})$. Betrachtet man die berechneten Wärmequellenverteilungen, so ergibt sich erwartungsgemäß für die Rampenfahrt eine Gleichverteilung, da die Wärmequelle an jeder Position zu gleichen Zeitanteilen vorliegt. Dies gilt jedoch nur wenn die Länge der Wärmequelle in x-Richtung vernachlässigt wird, ansonsten ergeben sich in den Randbereichen abfallende Verteilungen. Für die beschleunigte Fahrt ist dagegen erwartungsgemäß der Anteil im Bereich niedriger Positionswerte deutlich höher, da die Wärmequelle hier eine geringere Geschwindigkeit hat und damit der Zeitanteil in diesem Bereich deutlich größer ausfällt. Das Ergebnis der Sinus-Fahrt ist analog, wobei hier im Bereich des Umkehrpunktes bei 100 mm die niedrigste Geschwindigkeit vorliegt und damit die größten Zeitanteile. Die Verläufe lassen sich über die hinterlegten Bewegungsfunktionen gut überprüfen. Für den Wert der Wärmequellenverteilung an einer diskreten Position $\dot{Q}_{n,WQV}(\hat{x})$ ist der dort verbrachte Zeitanteil $\Delta \hat{t}$ entscheidend. Dieser kann über die Ableitung der Funktion $\hat{t}(\hat{x})$ nach der Position hergeleitet werden. Es gilt also für die Rampenfahrt:

$$\dot{Q}_{n,WQV}(\hat{x}) \sim \Delta \hat{t}(\hat{x}) \sim \frac{d\hat{t}(\hat{x})}{d\hat{x}} \sim const. \tag{5.84}$$

⁸ Alternativ könnte auch eine zur Position \hat{x}_i symmetrische Verteilung verwendet werden.

Analog gilt für die beschleunigte Fahrt $\dot{Q}_{n,WQV}(\hat{x}) \sim \frac{1}{2\sqrt{\hat{x}}}$ und für die Sinus-Fahrt $\dot{Q}_{n,WQV}(\hat{x}) \sim \frac{1}{\sqrt{1-\hat{x}^2}}$. Der Vergleich mit den Ergebnissen zeigt, dass diese Abschätzung gut mit den berechneten Wärmequellenverteilungen übereinstimmt.

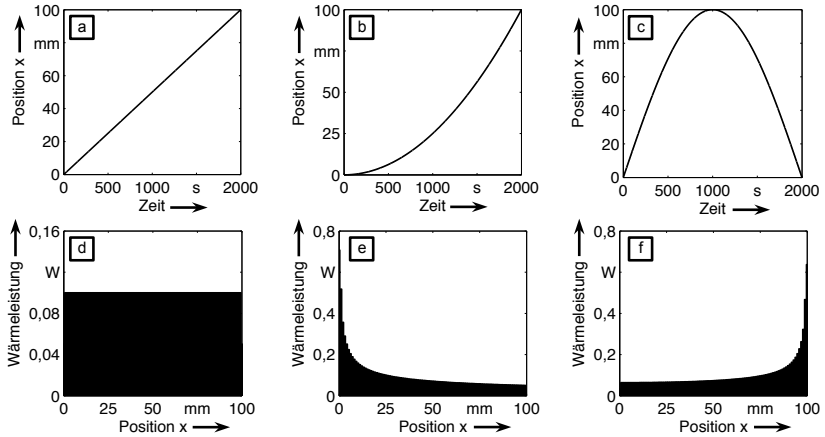


Abb. 5.19: Darstellung von Bewegungsmustern und den daraus resultierenden Wärmequellenverteilungen: Bewegungsmuster/Wärmequellenverteilung – Rampenfahrt (a)/(d), beschleunigte Fahrt (b)/(e), Sinus-Fahrt (c)/(f)

Im realen System repräsentiert die bewegte Wärmequelle einen bewegten Kontakt, wie er für einen Schlitten und die dazugehörige Führung typisch ist. Dabei ist auch der Wärmetransport von einer Komponente zur nächsten unterschiedlich zum System im Stillstand. Dies ist insbesondere dann zu berücksichtigen, wenn die beteiligten Komponenten starke Temperaturunterschiede aufweisen. In diesen Fällen gewinnt die Position, in der der Schlitten modelliert wurde, entscheidend an Bedeutung. Um den daraus entstehenden Abbildungsfehler zu vermeiden bzw. zu minimieren, kann die hier erzeugte Wärmequellenverteilung dazu verwendet werden, die darüber hinausgehende Kopplung zwischen den beteiligten Komponenten zu übernehmen, da sie das Bewegungsverhalten des Schlittens direkt wiedergibt. Hierfür wird der Schlitten über thermische Verbindungselemente mit allen möglichen Positionen der Führung verbunden. Die Wärmeleitfähigkeiten der einzelnen Positionen werden anschließend mit Hilfe der Verteilung so gewählt, dass sie den Zeitanteil repräsentieren, an dem sich der Schlitten an dieser Position befindet. Ein Vorgehen zu einer ähnlich aufgebauten thermischen Kopplung zweier Bauteile kann auch GLEICH (2008)

entnommen werden.

5.9.3 Untersuchungen zur Gültigkeit von Wärmequellenverteilungen

Aufbau des Untersuchungsmodells

Mit Hilfe des vorgestellten Vorgehens können Wärmequellenverteilungen abgeleitet werden, die eine Ersatzmodellierung für die bewegten Wärmequellen aus Führung und Kugelgewindetrieb darstellen. Da dies eine stark vereinfachte Abbildung der realen Bewegung der Wärmequelle ist, ist darüber hinaus zu überprüfen, ob und in welchen Fällen eine solche Verteilung eine gültige Alternative zur detaillierten Abbildung der Bewegung darstellt. Dies kann aufgrund der hohen Berechnungszeiten nicht am Maschinenmodell selbst untersucht werden. Dazu wurde ein virtueller Versuchsträger in Form eines dreidimensionalen Balkens verwendet⁹, der von der Größenordnung die Führung einer Werkzeugmaschine repräsentiert. Der Balken wurde durch 7200 Hexaeder-Elemente diskretisiert, wodurch ein virtueller Versuchsträger entstand, wie er in Abbildung 5.20 abstrahiert dargestellt ist. Als Werkstoffparameter wurden Werte verwendet, die denen von Stählen¹⁰ entsprechen. Die Wärmequelle wurde über eine Wärmestromrandbedingung im Modell realisiert, die auf alle Knoten auf der oberen Fläche des Balkens aufgebracht wurde. Dieser Wärmestromrandbedingung war das entsprechende Kennfeld hinterlegt. So bestimmte sich für jeden Knoten die aufgebrachte Leistung aus dem Zeitschritt und seiner Längsposition auf dem Balken. Sofern im Folgenden nicht anders dargestellt, wurden die Außenflächen des Modells als adiabate Randbedingungen modelliert, die Leistung der Wärmequelle mit 10 W angenommen und die Wärmequellenlänge auf 5 Knoten festgelegt. Die Darstellung der Temperaturwerte über der Länge des Balkens der folgenden Untersuchungen wurde aus den Temperaturen der Knotenreihe $y = 0\text{ mm}, z = 0\text{ mm}$ ermittelt, die der mittleren Reihe auf der Balkenoberseite entspricht. Die Umgebungs- und Starttemperatur der Knoten betrug bei allen Untersuchungen $20\text{ }^\circ\text{C}$.

Mit dem in Abschnitt 5.9.2 vorgestellten Modellierungsvorgehen für bewegte Wärmequellen und dem hier dargestellten Balkenmodell ist es möglich, während der Maschinenentwicklung Aussagen darüber zu treffen, ob ein Bewegungsmuster als detaillierte Wärmequelle modelliert werden muss oder als Wärmequellenverteilung modelliert werden kann. Anhand dieses Modells wurden prinzipielle Abhängigkeiten der Abbildungsgüte von einzelnen Simulationsparametern und

⁹ Länge: 2000 mm , Querschnitt: $120 \cdot 120\text{ mm}^2$

¹⁰ $\rho = 7700\text{ kg/m}^3$, $\lambda = 42\text{ W/K}$, $c_{th} = 461\text{ J/kgK}$

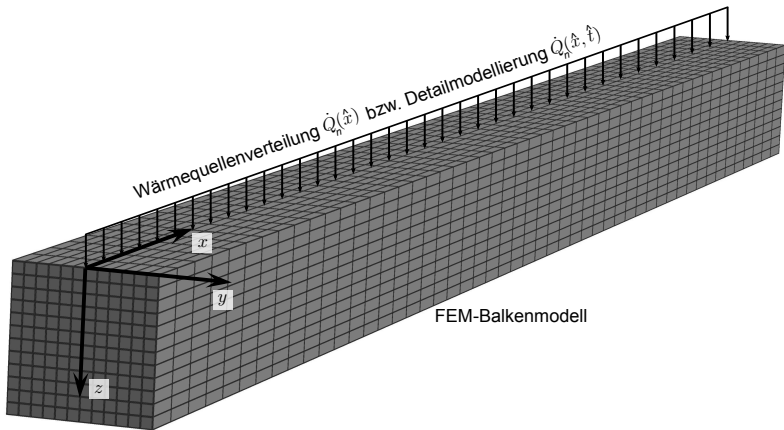


Abb. 5.20: Abstrahierte Darstellung des Modells für die Untersuchung von bewegten Wärmequellen (Abmessungen des Modells: $2000\text{ mm} \cdot 120\text{ mm} \cdot 120\text{ mm}$, 7200 Hexaeder-Elemente)

von den Eigenschaften des Bewegungsmusters untersucht. Die Ergebnisse sind im Folgenden wiedergegeben.

Ermittlung von Simulationsparametern

Zu Beginn der Untersuchungen mussten die grundlegenden Simulationsparameter geklärt werden. Dies umfasst auch die Art des Zeitschrittverfahrens sowie die Zeitschrittlänge. Für diese Untersuchung wurde ein modellhafter Bewegungsverlauf vorausgesetzt, der sich wie folgt zusammensetzt: In einer Endlosschleife bewegt sich die Wärmequelle (10 W) mit einer Geschwindigkeit von $3000 \frac{\text{mm}}{\text{min}}$ von der Position 0 mm auf die Position 1500 mm und dann mit $10000 \frac{\text{mm}}{\text{min}}$ wieder zurück zur Ausgangsposition. Diese Geschwindigkeiten wurden gewählt, da sie in einem typischen Bereich für moderne Werkzeugmaschinen liegen. Abbildung 5.21 zeigt den Vergleich der Simulationsergebnisse für die Berechnung mit fester und mit adaptiver Zeitschrittweite nach einer Simulationszeit von etwa 5200 s .

Auf der linken Seite sind die Ergebnisse für die Berechnung mit Detailmodellierung, auf der rechten die Ergebnisse der Wärmequellenverteilung dargestellt. Bei der detaillierten Simulation ist zu erkennen, dass sich mit der adaptiven

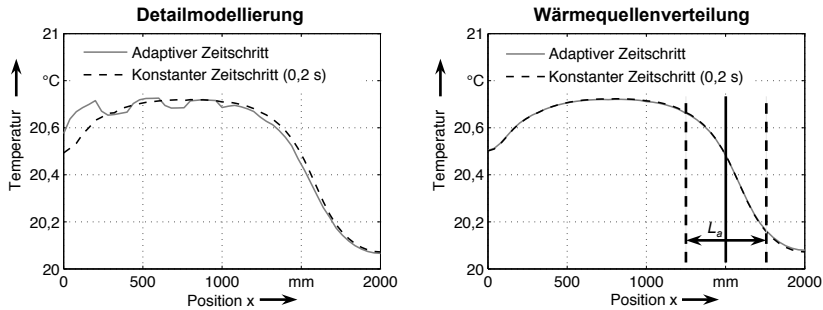


Abb. 5.21: Vergleich der Temperaturfelder für die Knoten $y = 0 \text{ mm}, z = 0 \text{ mm}$ für adaptive und konstante Zeitschritte bei der Detailmodellierung (links) und bei der Wärmequellenverteilung (rechts) nach einer Simulationszeit von 5200 s mit Kennzeichnung der diffusiven Längenmaßes L_a

Zeitschrittwahl keine glatte Temperaturverteilung über der Position ergibt. Die Werte der Wärmequellen waren für die Detailmodellierung gemäß dem in Abschnitt 5.9.2 vorgestellten Vorgehen als Kennfeld $\dot{Q}_n(\hat{x}, \hat{t})$ hinterlegt. Das Kennfeld war dabei sowohl zeitlich als auch örtlich diskretisiert. Zu jedem Simulationszeitschritt \hat{t}_i wurden vom Solver die zugehörigen Werte für die Wärmequelle $\dot{Q}_n(\hat{x}, \hat{t}_i)$ ausgelesen und für den gesamten Simulationszeitschritt verwendet. Die Simulationszeitschritte müssen demnach kurz genug sein, um das im Kennfeld hinterlegte zeitliche Verhalten der Wärmequelle abbilden zu können. Bei der adaptiven Zeitschrittwahl ermittelt der Solver diese Schrittlänge selbständig aus vorgegebenen Kriterien, im Falle der thermischen Simulation etwa aus einer maximal erlaubten Temperaturveränderung pro Knoten und Zeitinkrement. Dadurch kann nicht sichergestellt werden, dass die Zeitschritte klein genug bleiben, so dass für die Simulation mit Detailmodellierung der Wärmequellen eine feste Zeitschrittweite vorzuziehen ist. Bei der Wärmequellenverteilung ist dagegen praktisch kein Unterschied zwischen adaptiver und fester Zeitschrittweite festzustellen. Dies liegt darin begründet, dass für die gesamte Simulationszeit ein festes Kennfeld $\dot{Q}_n(\hat{x})$ vorgegeben ist, so dass eine Abhängigkeit von der Zeitschrittweite lediglich bei der transienten Berechnung der Wärmeleitung eine Rolle spielen kann.

Anhand der Abbildung Abbildung 5.21 (rechts) kann auch die Simulation der instationären Wärmeleitung entlang des Balkens grob überprüft werden. Dies gelingt unter Zuhilfenahme des zeitlichen veränderlichen, diffusiven Längenmaßes L_a , das nach POLIFKE & KOPITZ (2005) wie folgt definiert ist:

$$L_a = 2\sqrt{at} = 2\sqrt{\frac{\lambda}{\rho \cdot c_{th}} \cdot t} \quad (5.85)$$

Im vorliegenden Fall ergibt sich L_a zu:

$$L_a = 2\sqrt{\frac{42 \text{ W/K}}{7700 \text{ kg/m}^3 \cdot 461 \text{ J/(kgK)}} \cdot 5200 \text{ s}} = 0,50 \text{ m} \quad (5.86)$$

Die Wärmequelle wirkt bis zur Position 1500 mm . Betrachtet man das System als thermischen Kontakt zweier halbunendlicher Körper, so beschreibt das diffusive Längenmaß über welche Länge das bei 1500 mm vorherrschende Temperaturniveau auf die Ausgangstemperatur des Balkens abfallen muss (da bei Positionen über 1500 mm kein Wärmeeintrag ist). Der Vergleich mit der Abbildung zeigt, dass die Größenordnung gut mit den Berechnungsergebnissen übereinstimmt.

Für die feste Zeitschrittweite war darüber hinaus zu klären, welche Größe für die Schrittweite zu verwenden ist. Abbildung 5.22 zeigt den Vergleich der Temperaturfelder als Ergebnis verschiedener fester Zeitschrittlängen bei der Simulation mit der Detailmodellierung (links) und mit der Wärmequellenverteilung (rechts). Für den Vergleich wurden Zeitschrittweiten von $0,1 \text{ s}$, $0,2 \text{ s}$, $0,5 \text{ s}$ und 1 s gewählt. Für beide Modellierungsarten und die gewählte Elementdiskretisierung lassen sich unterhalb von Zeitschrittweiten von $0,2 \text{ s}$ keine und bei $0,5 \text{ s}$ nur sehr geringe Unterschiede in den Temperaturwerten erkennen. Bei Zeitschritten von 1 s sind dagegen bei der Detailmodellierung deutliche Temperaturunterschiede zu den Ergebnissen mit einer Zeitschrittweite von $0,1 \text{ s}$ erkennbar. Für die hier untersuchten Verfahrensgeschwindigkeiten hat sich ergeben, dass für die Detailmodellierung mit festen Zeitschrittweiten von $0,2 \text{ s}$ und für die Wärmequellenverteilung mit adaptiven Zeitschritten gerechnet werden kann.

Über die Energiebilanz kann abgeschätzt werden, ob die simulierten Temperaturwerte die richtige Größenordnung haben. Die zugeführte Wärme $Q = 10 \text{ W} \cdot 5200 \text{ s} = 52000 \text{ Ws}$ entspricht einer Temperaturerhöhung über das gesamte Volumen von:

$$\Delta T = \frac{Q}{\rho \cdot c_{th} \cdot V} = \frac{52000 \text{ Ws}}{7700 \text{ kg/m}^3 \cdot 461 \text{ J/(kgK)} \cdot 0,0288 \text{ m}^3} = 0,5 \text{ K} \quad (5.87)$$

Der Vergleich mit Abbildung 5.22 zeigt, dass die berechnete Größenordnung gut mit dem Simulationsergebnis übereinstimmt.

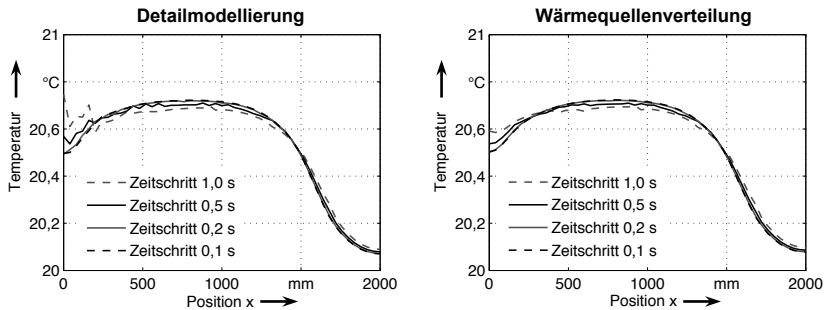


Abb. 5.22: Vergleich der Temperaturfelder für die Knoten $y = 0 \text{ mm}$, $z = 0 \text{ mm}$ für verschiedene Zeitschrittlängen bei der Detailmodellierung (links) und bei der Wärmequellenverteilung (rechts) nach einer Simulationszeit von 5200 s

Einfluss der Verteilungsart auf das Temperaturfeld

Die Wärmequelle als Repräsentation des Kontakts der Führung bzw. des Kugelgewindetriebs besitzt eine Ausdehnung in Quer- sowie in Längsrichtung. Im Rahmen dieser Arbeit wurde die Wärmeleistung quer zur Bewegungsrichtung auf alle Knoten gleich verteilt, da hier keine Abhängigkeiten vom Bewegungsverhalten zu erwarten sind. Für die Verteilung der Wärmeleistung in Längsrichtung wurden zwei verschiedene Modellierungen untersucht (siehe Abbildung 5.23, links): zum einen eine Gleich- bzw. Rechtecksverteilung und zum anderen eine Dreiecksverteilung, bei der die eingebrachte Wärmeleistung von den inneren Knoten zu den äußeren linear abnimmt. Dabei galt es zu beachten, dass bei beiden Modellierungsarten jeweils die gleiche Wärmeleistung eingebracht wird, wenn alle beteiligten Knoten aufsummiert werden. Abbildung 5.23 (rechts) zeigt die Ergebnisse der Simulation mit den beiden untersuchten Varianten. Es ist deutlich zu erkennen, dass es zu keinen signifikanten Unterschieden zwischen beiden Ergebnissen kommt. Daraus lässt sich schließen, dass die Verteilungsart in Bewegungsrichtung keine maßgebliche Rolle für das resultierende Temperaturfeld spielt. Es kann daher mit der einfacher aufzubereitenden Rechtecksverteilung gearbeitet werden, so dass die Wärmeleistung lediglich über die Fläche der Wärmequelle auf die entsprechende Anzahl an Knoten verteilt werden muss.

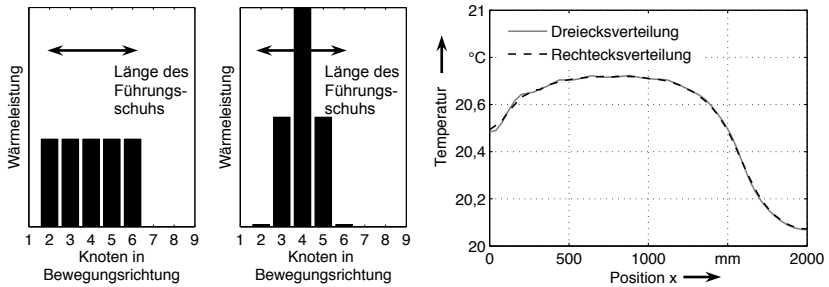


Abb. 5.23: Darstellung einer Rechtecks- und einer Dreiecksverteilung für das Wärmequellenmodell über der Länge des Führungsschuhs (links) und Vergleich der Temperaturfelder für die Knoten $y = 0 \text{ mm}$, $z = 0 \text{ mm}$ für die Verwendung einer Rechtecks- und einer Dreiecksverteilung für die Detailmodellierung nach einer Simulationszeit von 5200 s (rechts)

Einfluss von Randbedingungen

Im Rahmen der bisherigen Simulationen wurde lediglich die Wärmeleitung im Balken berücksichtigt, während die weiteren Umgebungsrandbedingungen als adiabatisch modelliert wurden. Diesem Vorgehen liegt die Annahme zu Grunde, dass sich die Abbildungsqualität der bewegten Wärmequelle maßgeblich durch den Wert der Wärmeleitung und die Bewegungsgrößen der Wärmequelle (z. B. Geschwindigkeit) ergibt. Die Umgebungsrandbedingungen führen hingegen lediglich zu einer Veränderung des absoluten Temperaturniveaus und verändern nicht die Charakteristik des Vergleichs zwischen der Detailmodellierung und der Wärmequellenverteilung. Zur Absicherung dieser Annahme wurde zusätzlich eine konvektive Randbedingung auf die obere Fläche der Führungsschiene aufgegeben und es wurden die Ergebnisse dieser Berechnung denen der ursprünglichen Modellierung gegenübergestellt. Die Modellierung der Konvektionsrandbedingung erfolgte dabei über ein Film-Modell. Die Nußelt-Zahl sowie der daraus resultierende Wärmeübergangskoeffizient wurden dabei aus den auf VDI-GVC (2006) basierenden Gleichungen aus Abschnitt 4.3.1 bestimmt. Es ergab sich ein mittlerer Wärmeübergangskoeffizient von $10 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$. Als Bewegungsmuster wurde eine Pendelbewegung um zwei verschiedene Positionen gewählt. Da das Bewegungsmuster für diesen Vergleich keine besondere Rolle spielt, sei für eine genaue Definition des Bewegungsmusters auf die spätere Abbildung 5.26 verwiesen. Abbildung 5.24 zeigt die Ergebnisse der beiden Berechnungen.

Die zusätzliche Konvektionsrandbedingung führte insgesamt zu einem niedri-

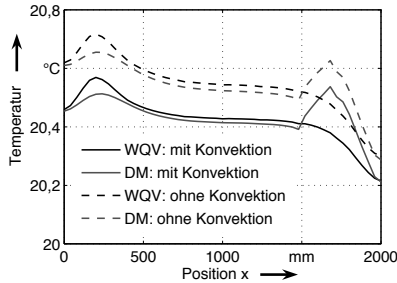


Abb. 5.24: Vergleich der Temperaturfelder für die Knoten $y = 0 \text{ mm}, z = 0 \text{ mm}$ mit und ohne Konvektionsrandbedingung bei der Detailmodellierung und bei der Wärmequellenverteilung nach einer Simulationszeit von 5200 s

geren Temperaturniveau, was aufgrund der zusätzlich abgeführten Wärme zu erwarten war. Es ist darüber hinaus klar zu entnehmen, dass sich die Charakteristiken und Unterschiede der beiden Modellierungsmethoden nicht maßgeblich verändern. Erwartungsgemäß ist der Temperaturunterschied zwischen den beiden Modellierungsarten bei geringeren Temperaturen unwesentlich kleiner. Für die Beurteilung, ob das Bewegungsmuster einer Wärmequelle durch eine Wärmequellenverteilung genau genug abgebildet wird, kann mit ausreichender Güte ein Modell mit adiabaten Umgebungsrandbedingungen herangezogen werden. Letztlich muss der Einfluss der Randbedingungen auf das Berechnungsergebnis für stark abweichende Bedingungen jedoch im Einzelfall neu geprüft werden.

In der hier betrachteten Konstellation treten sowohl Wärmeleitung wie auch konvektiver Wärmeübergang auf. Das Verhältnis des Wärmeleitwiderstands zum Wärmeübergangswiderstand wird über die Biot-Zahl Bi beschrieben (POLIFKE & KOPITZ 2005).

$$Bi = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda} \quad (5.88)$$

Dabei ist L ein charakteristisches Längenmaß. Wählt man für den Balken die Näherung als Zylinder, so entspricht dies für die z-Richtung (Abbildung 5.20) dem Zylinderradius R . Über den Erhalt der Fläche kann dieser aus Balkengeometrie abgeschätzt werden:

$$R = \sqrt{\frac{(0,12 \cdot 0,12) \text{ m}^2}{\pi}} = 0,068 \text{ m} \quad (5.89)$$

Zu Beginn der Simulation ist der Balken auf Umgebungstemperatur. Zu diesem Zeitpunkt kann der konvektive Wärmeübergang demnach vernachlässigt werden. Es ergibt sich $Bi = 0$. Wird der Wärmeübergangskoeffizient mit $10 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ herangezogen, so berechnet sich die Biot-Zahl zu $Bi = 0,02$. Nach POLIFKE & KOPITZ (2005) kann die Methode der Blockkapazität als brauchbare Näherung herangezogen werden, wenn gilt, dass $Bi < 0,2$. Über diese Methode der Blockkapazität lässt sich die Zeitkonstante t_Z mit einem mittleren Wärmeübergangskoeffizient von $5 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ nach POLIFKE & KOPITZ (2005) abschätzen:

$$t_Z = \frac{\rho c_{th} V}{\alpha A} = \frac{7700 \text{ kg/m}^3 \cdot 461 \text{ J}/(\text{kgK}) \cdot 0,0288 \text{ m}^3}{5 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K}) \cdot 0,24 \text{ m}^2} = 20.695 \text{ s} \quad (5.90)$$

Daraus ergibt sich, dass bei den hier betrachteten Szenarien noch kein Relaxationszustand erreicht wird, wodurch der Einfluss der Wärmeabgabe an die Umgebung noch gering ist. Der Einfluss einer Konvektionsrandbedingung auf die Unterschiede zwischen der Detailmodellierung und der Wärmequellenverteilung fällt daher gering aus.

Einfluss der Leistung

Neben den Umgebungsrandbedingungen ist die eingebrachte Wärmeleistung ein weiterer, relevanter Aspekt. Da sich diese je nach Belastungszyklus und Aufbau der Vorschubachsen ergibt (siehe Abschnitt 5.6), kann sie im Vorfeld nicht ohne Weiteres prognostiziert werden. Der Einfluss der eingebrachten Wärmeleistung auf die Abbildungsqualität einer Wärmequellenverteilung soll deshalb im Folgenden abgeschätzt werden. Hierfür wurden Simulationen mit den Leistungsstufen 1 W , 10 W und 100 W durchgeführt. Werden beide Extreme einander gegenübergestellt (siehe Abbildung 5.25), so lässt sich erkennen, dass die Unterschiede zwischen Detailmodellierung und Wärmequellenverteilung in beiden Fällen sehr ähnlich sind.

Werden die Werte der Temperaturfelder zunächst auf die Ausgangstemperatur von $20 \text{ }^\circ\text{C}$ bezogen (siehe Gleichung 5.91), so ist die Abweichung der beiden Modellierungsarten an den einzelnen Positionen nahezu identisch. Der Einfluss der eingebrachten Leistung auf die Abbildungsqualität der Wärmequellenverteilung kann also im betrachteten Temperaturbereich vernachlässigt werden, da der prozentuale Abbildungsfehler in beiden Fällen annähernd identisch ist. Es gilt:

$$\frac{T_{WQV,1W} - T_{t=0}}{T_{DM,1W} - T_{t=0}} \approx \frac{T_{WQV,100W} - T_{t=0}}{T_{DM,100W} - T_{t=0}} \quad (5.91)$$

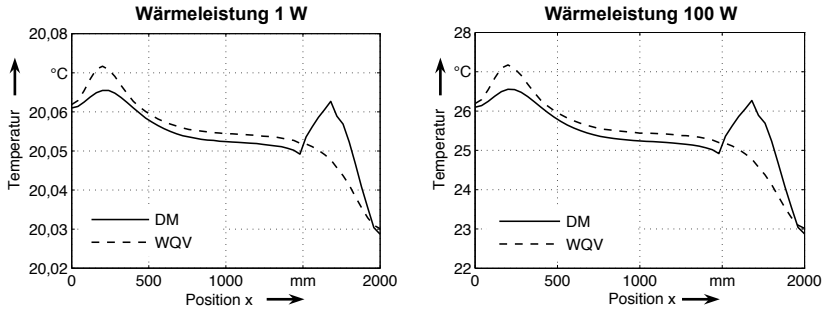


Abb. 5.25: Vergleich der Temperaturfelder für die Knoten $y = 0 \text{ mm}, z = 0 \text{ mm}$ für eine eingebrachte Wärmeleistung von 1 W (links) und 100 W (rechts) bei der Detailmodellierung und bei der Wärmequellenverteilung nach einer Simulationszeit von 5200 s

Bei der Berücksichtigung des absoluten Fehlers ist die eingebrachte Wärmeleistung dagegen durchaus von Bedeutung. Bei geringen Leistungen entstehen geringe absolute Abweichungen $T_{WQV} - T_{DM}$. Prozentual stark ausgeprägte Unterschiede zwischen den beiden Modellierungsarten können dann unter Umständen auch zugelassen werden, da sie das simulierte Temperaturfeld der Gesamtmaschine nicht maßgeblich beeinflussen. Die Gültigkeit ist in solchen Fällen für das untersuchte Bewegungsmuster einzeln zu prüfen. Die Berücksichtigung der im vorherigen Abschnitt betrachteten Umgebungsrandbedingungen äußerte sich nicht signifikant auf die Ergebnisunterschiede verschiedener Leistungen. Bei stark erhöhten Wärmeaustausch mit der Umgebung ist ein Einfluss auf die Abbildungsqualität zu prüfen.

Abbildung eines Bewegungsmusters mit mehreren Bearbeitungsbereichen

Mit den Ergebnissen der vorhergehenden Schritte standen die benötigten Simulationsparameter für die weitere Untersuchung zur Verfügung. Für diese wurde zunächst ein zyklisches, zusammengesetztes Bewegungsprofil erstellt, das in Abbildung 5.26 (links) zu sehen ist. Dieses Profil bildet eine Bearbeitung an zwei verschiedenen Bereichen ab, so dass sich die Wärmequelle für eine festgelegte Zeitspanne an Bearbeitungsbereich 1 bewegt, zwischen den Bereichen pendelt, um dann zu Bearbeitungsbereich 2 zu wechseln. Anschließend wiederholt sich das Profil. Auf der rechten Seite ist die aus diesem Bewegungsmuster

resultierende WQV als Wärmeströme $\dot{Q}_n(\hat{x})$ dargestellt, die auf die Knoten an der Oberfläche aufgeprägt werden.

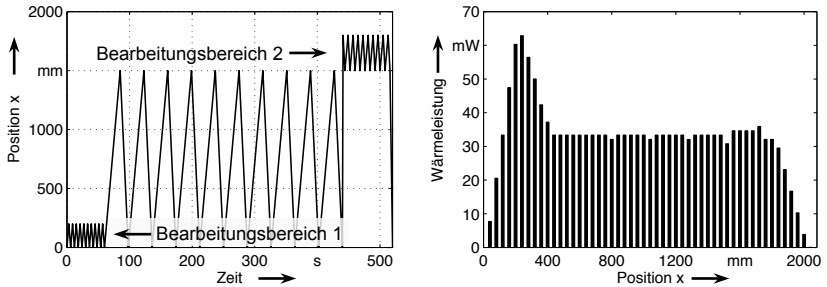


Abb. 5.26: Profil für die Simulation eines Bewegungsmusters mit mehreren Bearbeitungsbereichen, das endlos wiederholt wird (links) sowie die daraus resultierende WQV, dargestellt als Wärmeströme $\dot{Q}_n(\hat{x})$, die auf die Knoten an der Oberfläche aufgebracht werden.

Abbildung 5.27 gibt die Ergebnisse für die Berechnung des Temperaturfelds des zusammengesetzten Bewegungsprofils wieder.

Auf der linken Seite ist der Vergleich der Temperaturfelder für die Detailmodellierung und für die Wärmequellenverteilung für drei verschiedene Zeitpunkte 2522 s, 3746 s und 5200 s dargestellt. Der Vergleich zeigt, dass sich die Temperaturprofile bei der Simulation mit der Detailmodellierung und mit der Wärmequellenverteilung an der Oberfläche für die jeweils betrachteten Zeitpunkte durchaus deutlich unterscheiden. Dies ist darauf zurückzuführen, dass sich bei der Detailmodellierung die Wärmequelle zu jedem herausgegriffenen Zeitpunkt an einer diskreten Stelle befindet, ab welcher eine erhöhte Temperatur zu erkennen ist. Zum Zeitpunkt 5200 s befindet sich die Wärmequelle etwa in Bearbeitungsbereich 2. Davon abgesehen wird deutlich, dass der zeitliche Anstieg des Temperaturniveaus über alle Positionen sowohl von der Detailmodellierung wie auch von der Wärmequellenverteilung gut abgebildet wurde. Dies zeigt, dass mit beiden Modellierungsarten im Mittel die gleiche Wärmeleistung pro FE-Knoten eingebracht wird.

Im rechten, oberen Diagramm ist das Temperaturprofil für die Detailmodellierung in tieferen Schichten des Balkens nach 5200 s dargestellt. Es ist deutlich zu erkennen, dass der Einfluss der momentanen Position der Wärmequelle mit zunehmender Tiefe stark reduziert wird. Im darunter angeordneten Diagramm sind die Temperaturfelder für beide Modellierungsmethoden in den Tiefen 10 mm und 60 mm aufgetragen. Während sich nahe der Oberfläche noch teils deutliche Temperaturunterschiede (vor allem im Positionsbereich

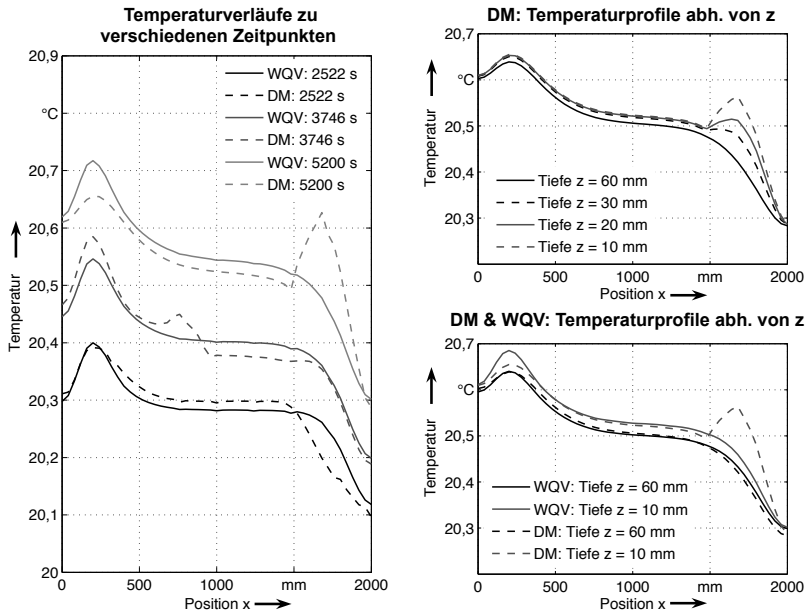


Abb. 5.27: Ergebnisse der Simulation einer zusammengesetzten Bewegung über der Zeit; Vergleich der Temperaturfelder für die Knoten $y = 0 \text{ mm}$, $z = 0 \text{ mm}$ für verschiedene Zeiten (links), in verschiedenen Abständen z zur Oberfläche nach 5200 s für die Detailmodellierung (rechts oben) und der Vergleich von Wärmequellenverteilung und Detailmodellierung bei verschiedenen Abständen z zur Oberfläche nach 5200 s (rechts unten)

um 1600 mm) zeigen, sind diese in größerer Tiefe sehr stark reduziert. Daraus lässt sich ableiten, dass sich die Struktur in Verbindung mit den Wärmeübertragungsmechanismen im Vergleich zur Wärmequellenbewegung träge verhält. Lokale Ungenauigkeiten des Temperaturfelds in der Führung übertragen sich daher nur in abgeschwächter Form auf das Temperaturfeld anderer Komponenten, wodurch der Modellierungsfehler der Wärmequellenverteilung in der Gesamtmaschinensimulation an Bedeutung verliert.

Einfluss der Bearbeitungsbereiche

Auf Basis des zusammengesetzten Bewegungsmusters wird im Folgenden die Auswirkung der Breite eines Bearbeitungsbereichs untersucht. Hierzu wurde das bestehende Profil insofern variiert, als dass auf die Pendelbewegung zwischen den beiden Bearbeitungsbereichen verzichtet wurde und der Bearbeitungsbereich 2 die Breiten von 100 mm , 200 mm und 400 mm einnahm (siehe Abbildung 5.28). Die zeitlichen Randbedingungen änderten sich dabei nicht, so dass die Anzahl an Bewegungszyklen innerhalb der 5200 s gleich blieb.

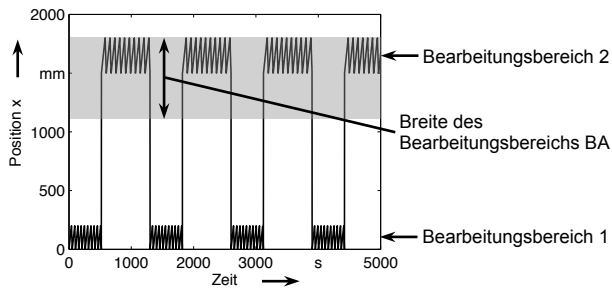


Abb. 5.28: Bewegungsmuster für die Untersuchung des Einflusses der Breite des Bearbeitungsbereichs

Abbildung 5.29 (links) vergleicht die sich einstellenden Temperaturprofile an der Oberfläche für beide Modellierungsarten. Je kleiner die Breite des Bearbeitungsbereichs ist, desto größer ist der maximale Temperaturunterschied an der momentanen Position der Wärmequelle. Dies ist in der geringeren Strecke begründet, die die Wärmequelle bei der Breite 100 mm in einem bestimmten Zeitschritt zurücklegen musste, als bei der Breite 400 mm . Die Wärmequelle wirkte demnach länger auf einzelne Knoten ein, was zu einem größeren Fehler bezüglich der Wärmequellenverteilung gegenüber der Detailmodellierung führte.

Ein ähnliches Bild ergibt sich bei der Betrachtung der zeitlichen Temperaturentwicklung eines Knotens an der Oberfläche (siehe Abbildung 5.29, rechts). Während die Wärmequellenverteilung den mittleren Temperaturanstieg sehr gut beschreibt, wird der kurzfristige Temperaturfehler mit steigender Breite des Bearbeitungsbereichs immer kleiner.

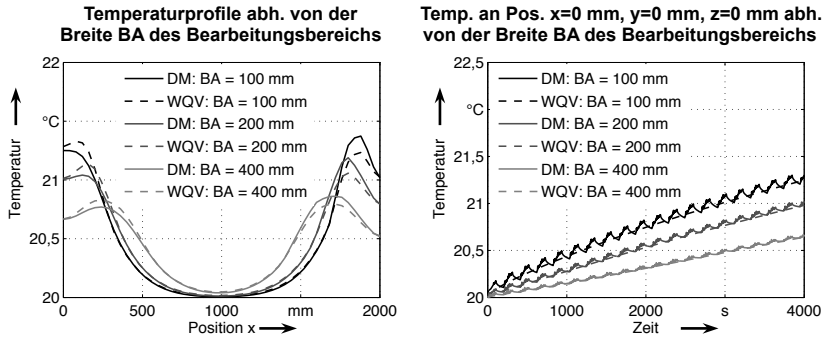


Abb. 5.29: Vergleich der Temperaturfelder für die Knoten $y = 0 \text{ mm}, z = 0 \text{ mm}$ für verschiedene Breiten des Bearbeitungsbereichs BA nach 5200 s (links) und zeitlicher Verlauf der Temperatur eines Knotens an Position $x = 0 \text{ mm}, y = 0 \text{ mm}, z = 0 \text{ mm}$ (rechts)

Einfluss der Zykluszeit

Analog zur Breite des Bearbeitungsbereichs war der Einfluss der Zykluszeit auf die Abbildungsgüte zu untersuchen. Abbildung 5.30 stellt das Bewegungsmuster dar, das in diesem Rahmen wie folgt variiert wurde: Innerhalb der Simulationszeit von 5200 s wurden alternativ 10, 20 oder 40 vollständige Bewegungszyklen (Bearbeitung in beiden Bereichen) simuliert. Da die relativen Zeitanteile jeder Position an der Wärmequelle dadurch unberührt bleiben, ändert sich die Wärmequellenverteilung dabei nicht.

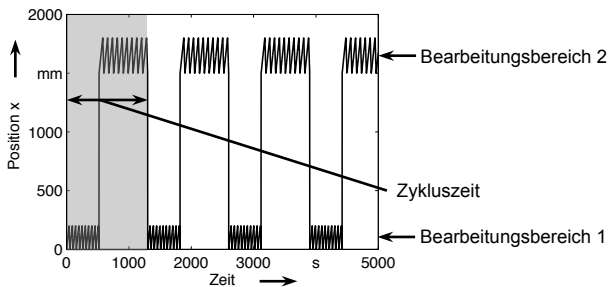


Abb. 5.30: Bewegungsmuster für die Untersuchung des Einflusses der Zykluszeit

Die Gegenüberstellung der Wärmequellenverteilung mit den Detailmodellierungen für unterschiedliche Zyklenzahlen ist in Abbildung 5.31 (links) dargestellt. Erwartungsgemäß sinkt der Abbildungsfehler der Wärmequellenverteilung mit der Anzahl an Bewegungszyklen. Dies ist darin begründet, dass die Wärmequelle sich bei einer sehr hohen Anzahl an Zyklen gegenüber dem thermisch trägen Balken so schnell bewegt, dass die lokal einwirkende Leistung der Wärmequelle gegenüber der insgesamt eingebrachten Wärmeleistung vernachlässigbar wird. Dies entspricht der Vereinfachung, die der Wärmequellenverteilung zugrunde liegt. Der zeitliche Verlauf der Temperatur an einem Oberflächenknoten (siehe Abbildung 5.31, rechts) gibt dementsprechend wieder, dass die Temperaturunterschiede mit steigender Zykluszahl geringer werden.

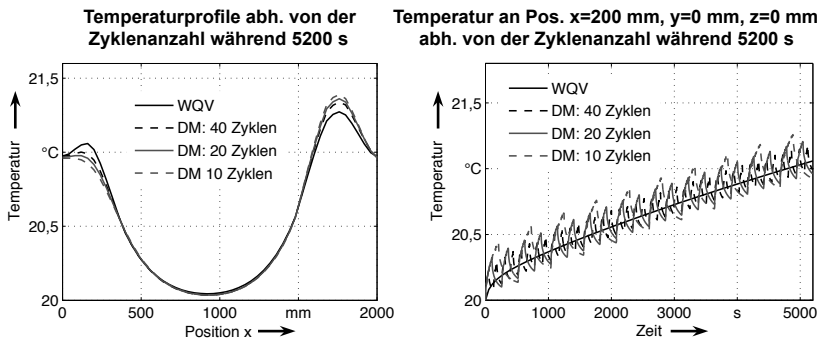


Abb. 5.31: Vergleich der Temperaturfelder für die Knoten $y = 0 \text{ mm}$, $z = 0 \text{ mm}$ für verschiedene Anzahlen von Zyklen während der Simulationszeit von 5200 s über der Position x nach 5200 s (links) und zeitlicher Verlauf der Temperatur eines Oberflächenknotens an Position $x = 200 \text{ mm}$, $y = 0 \text{ mm}$, $z = 0 \text{ mm}$ (rechts)

5.9.4 Fazit

Im Rahmen dieses Abschnitts wurden die Werkzeuge entwickelt, um bewegte Wärmequellen möglichst recheneffizient im Gesamtmaschinenmodell darstellen zu können. Zunächst wurden Berechnungsvorschriften erarbeitet, die aus dem Bewegungsmuster der Wärmequelle orts- und zeitabhängige Matrizen erstellen, die die Bewegung entweder detailliert oder als Verteilung abbilden. Das Ersatzmodell ermöglicht mit geringen Rechenzeiten die Untersuchung der Abbildungsqualität von Wärmequellenverteilungen für spezifische Bewegungsmuster. Anhand der berechneten Unterschiede kann der Berechnungsingenieur für kon-

krete Bewegungszyklen entscheiden, auf welche Art und Weise die bewegte Wärmequelle modelliert werden sollte.

Anhand des Ersatzmodells konnten darüber hinaus die grundlegenden Einflüsse bewegter Wärmequellen auf die Abbildungsqualität einer Wärmequellenverteilung untersucht werden. Dabei ließen sich die folgenden Schlussfolgerungen ableiten:

- Die Einbeziehung der freien Konvektion wirkt sich im Rahmen der in dieser Arbeit betrachteten Bewegungsmuster nicht entscheidend auf die Abbildungsqualität der Wärmequellenverteilung aus. Für stark abweichende Bedingungen ist dies jedoch im Einzelfall zu prüfen.
- Die Leistung der Wärmequelle kann für die Betrachtung des relativen Abbildungsfehlers der Wärmequellenverteilung in Bezug auf die Detailmodellierung vernachlässigt werden. Für den absoluten Fehler muss diese aber durchaus berücksichtigt werden.
- Die Simulation eines zyklischen Bewegungsmusters mit mehreren Bearbeitungsbereichen ergab, dass der Abbildungsfehler, der durch die momentane Position der Wärmequelle entstand, nach 5200 s in 60 mm Entfernung von der Oberfläche bereits vernachlässigbar klein wurde.
- Die Variation der Breite eines Bearbeitungsbereichs sowie der Anzahl von Bewegungszyklen in einem Zeitfenster zeigte, dass die Abbildungsqualität der Wärmequellenverteilung umso schlechter ausfiel, je länger die Wirkzeit der Wärmequelle an einer Position war.

Zusammenfassend lässt sich aus den dargestellten Untersuchungen ableiten, dass eine Wärmequellenverteilung dann sinnvoll einzusetzen ist, wenn sich das Bewegungsmuster innerhalb kurzer Zeit wiederholt, also die Wiederholung des Musters schnell im Vergleich zu den thermischen Antwortzeiten des Systems ist. In Abbildung 5.32 sind exemplarisch zwei Bewegungsmuster dargestellt, die zur gleichen Wärmequellenverteilung führen (die in Abbildung 5.26 (rechts) dargestellt ist). Werden die beiden Bewegungsmuster miteinander verglichen, so wird klar, dass die WQV für das sich wiederholende Muster eine bessere Abbildungsqualität hat. Obwohl sich die Wärmequelle beim rechten Bewegungsmuster bis zu einer Zeit von ca. 1800 s nie bei Positionen über 1500 mm befindet, findet über die Wärmequellenverteilung von Anfang an ein Wärmeeintrag an dieser Position statt. Sind die Aufenthalte der Wärmequelle in einem Positionsbereich gleichmäßiger über den gesamten Betrachtungszeitraum verteilt (wie beim linken Muster), so kann dieser Fehler reduziert werden.

In Verbindung mit dem entwickelten Transformationsvorgehen und dem Modell für die Berechnung der Wärmequellen steht für die Entwicklung von Werkzeugmaschinen somit eine durchgängige Modellierungssystematik zur Verfügung, die es erlaubt, thermoelastische Berechnungen auf Basis strukturmechanischer

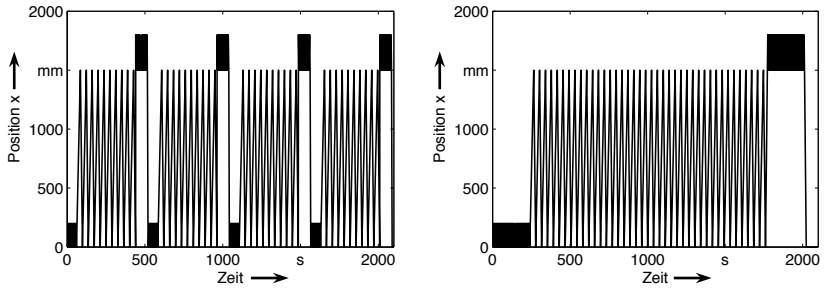


Abb. 5.32: Zwei unterschiedliche Bewegungsmuster, die zur gleichen Wärmequellenverteilung führen

Maschinenmodelle durchzuführen. Im Rahmen des folgenden Kapitels soll die Anwendung dieser Modellierungssystematik an einem Universaldrehzentrum demonstriert werden.

6 Anwendung der Modellierungssystematik

6.1 Beschreibung des Untersuchungsgegenstands: Universaldrehzentrum

Die vorgestellte Modellierungssystematik wurde im Rahmen der vorliegenden Arbeit am Beispiel eines Universaldrehzentrums¹ angewendet, dessen Modell in Abbildung 6.1 dargestellt ist. Der Aufbau der Maschine basiert auf einem Maschinengestell aus einer Stahl-Schweiß-Konstruktion. Das Drehzentrum verfügt darüber hinaus über eine Asynchron-Motorspindel mit Stangendurchführung und drei Vorschubachsen, die durch Synchronmotoren angetrieben werden. Die translatorischen Bewegungen werden über Kugelgewindetriebe gewährleistet, die Schlittenbewegungen sind durch hydrodynamische Führungen umgesetzt. Die *Achse 1* und die *Achse 2* sind dabei für die Vorschubbewegungen des Außenrundrehprozesses und des Plandrehprozesses verantwortlich. Das Drehzentrum ist mit einem Scheibenrevolver inklusive Antriebsmotor für angetriebene Werkzeuge ausgestattet, die eine Kombination von Dreh-, Bohr und Fräsbearbeitung ermöglichen. Die Werkzeugmaschine ist als Schrägbettmaschine ausgeführt, wobei die *Achse 2* in einem Winkel von 45° zur Horizontalen angeordnet ist. Die *Achse 3* ist darauf aufsetzend um weitere 30° gedreht. Eine Bewegung in Y-Richtung wird durch eine kombinierte Bewegung von *Achse 2* und *Achse 3* realisiert.

Die Umsetzungen der einzelnen Bausteine der Modellierungssystematik am Beispiel des Universaldrehzentrums werden im Folgenden beschrieben. Zunächst ist dabei das mechanische Maschinenmodell über das vorgestellte Transformationsvorgehen in ein thermoelastisches Modell inklusive der Umgebungsrandbedingungen zu überführen. Anschließend erfolgt der Aufbau des Wärmequellenmodells. Dieses muss über verschiedene Messgrößen abgeglichen werden. Die Applikation der als Wärmestromrandbedingung modellierten Wärmequellen im Gesamtmaschinenmodell und die Gegenüberstellung von Messungen der Maschinentemperaturverläufe und der Maschinenverlagerung ist hierfür die prinzipiell zu bevorzugende Variante, da sie den direkten Zusammenhang zwischen den Eingangsgrößen (Wärmequellen) und den für die spätere Verwendung

¹ Spinner TC600

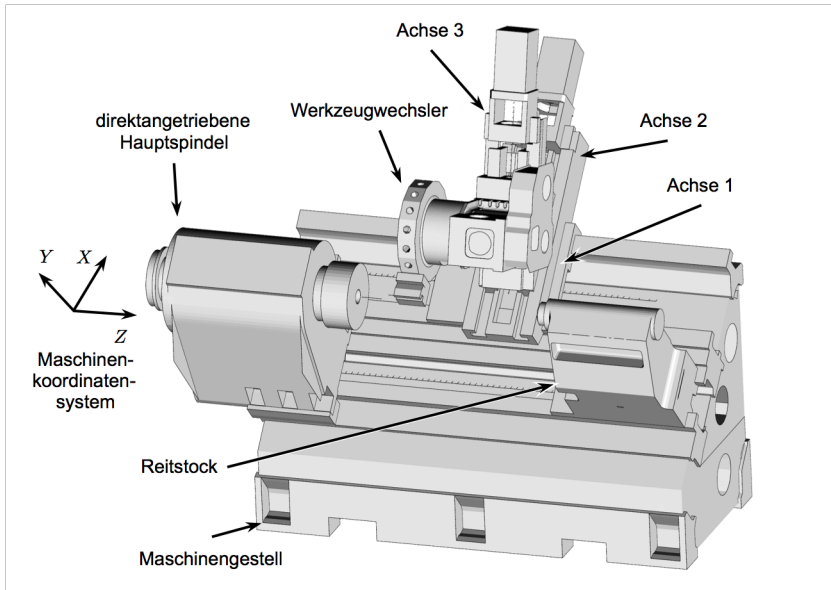


Abb. 6.1: Modell des untersuchten Universaldrehzentrums mit einer direkt angetriebenen Hauptspindel und drei Vorschubachsen

notwendigen Größen (Verlagerungen des Werkzeugs) darstellt. Aus mehreren Gründen ist ein solcher Vergleich jedoch nicht sinnvoll umzusetzen:

- Um den Einfluss der Vorschubachsen und der Hauptspindel einzeln und für verschiedene Parameter überprüfen zu können, ist eine Vielzahl von Versuchsvariationen nötig. Voruntersuchungen haben ergeben, dass eine Erwärmungs- und Verlagerungsmessung an der Gesamtmaschine Versuchsdauern von bis zu 12 Stunden bedingt (ZAEH & MAIER 2010b). Hinzu kommen die notwendigen Abkühlungsphasen auf den Ausgangszustand, die noch mehr Zeit in Anspruch nehmen.
- Eine Einbeziehung des Zerspanungsprozesses ist für die Gesamtmaschinenmessung praktisch nicht durchführbar, da hierzu über die gesamte Versuchsdauer hinweg Zerspanung stattfinden müsste, was insbesondere in Verbindung mit dem vorherigen Aspekt zu einer nicht zu rechtfertigenden Aufwendung an Werkzeugen und Werkstücken führen würde.
- Die Einflüsse von äußeren Randbedingungen auf die Maschine sind über die große Anzahl und die lange Dauer der Versuche nur mit sehr großem Aufwand auszuschließen. Zudem ist es nicht möglich, die Abweichung

zwischen Messung und Simulation eindeutig der Modellierung der Wärmequellen oder der Modellierung der Umgebungsrandbedingungen zuzuordnen.

Aus diesen Gründen wird ein alternatives Validierungsvorgehen entwickelt und seine Anwendung beschrieben. Das Wärmequellenmodell soll über einfacher und schneller zu erfassende Größen abgesichert werden. Dies sind erstens die Zerspankräfte und zweitens die Wirkleistungen der Antriebe². Die korrekte Abbildung der Motorleistungen mit und ohne Belastung aus dem Zerspanungsprozess liefert gute Rückschlüsse zur Modellierungsqualität der einzelnen Verlustleistungen, da diese für die resultierende Last am Motor verantwortlich sind. Für einen Belastungsfall soll anschließend das Gesamtmaschinenmodell einer Temperatur- und Verlagerungsmessung gegenübergestellt werden. Das Bearbeitungsprogramm erfolgte dabei aus den oben genannten Gründen im Luftschnitt, also ohne tatsächliche Zerspannung. Da aus den vorgelagerten Leistungsmessungen die Abbildungsqualität des Wärmequellenmodells abgeschätzt werden kann, gibt dieser Vergleich die Möglichkeit, auch die korrekte Umsetzung der Umgebungsrandbedingungen zu beurteilen, und ist damit geeignet, die gesamte Modellierungssystematik zu validieren.

6.2 Transformationsvorgehen vom strukturmechanischen in den thermischen Bereich

Für das dargestellte Universaldrehzentrum lag bereits ein mit Messungen abgeglichenes, strukturmechanisches FE-Modell vor (siehe SCHWARZ (2008)). Der Aufbau dieses in Abbildung 6.2 dargestellten Modells orientiert sich an der Beschreibung gemäß Abschnitt 4.2 und liegt im sogenannten Bulk-Data-Format (bdf) vor.

Mit Hilfe der in Abschnitt 4.6 vorgestellten Schnittstelle fand eine Umwandlung des Modells statt. Dabei wurde das bestehende Modell eingelesen, die Wärmeleitung in der Struktur hinterlegt, die Außenflächen wurden erkannt und für die erkannten Flächen wurden die Wärmeübergangskoeffizienten berechnet. Darüber hinaus erfolgte die Definition eines einheitlichen Emissionskoeffizienten für die Außenflächen und die anschließende Ausleitung der mechanischen und thermischen Teilmodelle. Da in diesem Modell alle Kontakte über MPC-Verbindungen modelliert wurden, war keine Kontakterkennung nach Schritt 4

² Eine Modellierung der Zerspanwärme erfolgte im Rahmen dieser Arbeit nicht, da die Aufteilungsverhältnisse gemäß Abschnitt 5.5.2 ohnehin für jeden Anwendungsfall versuchstechnisch zu bestimmen sind und ein messtechnischer Abgleich im Rahmen der Gesamtmaschinensimulation aus den oben genannten Gründen nicht sinnvoll durchzuführen ist.

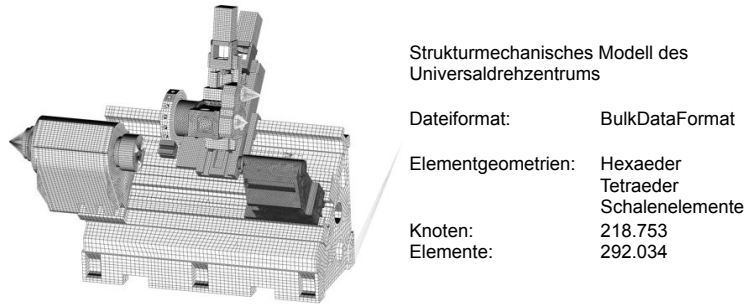


Abb. 6.2: Strukturmechanisches Modell des Universaldrehzentrums

(siehe Abschnitt 4.5.1) erforderlich. Es ergaben sich die in Tabelle 6.1 dargestellten Berechnungszeiten für die Transformation des Modells. Dabei kam ein Standard-64-bit-Rechner mit einer CPU-Taktfrequenz von 2,4 GHz und 4 GByte Arbeitsspeicher zum Einsatz. Mit dieser Konfiguration lässt sich bereits eine Transformationszeit von unter 20 *min* erreichen. Der Großteil der Zeit entfällt dabei auf die Ein- und Ausgabevorgänge. Der Benutzer ist dabei lediglich wenige Minuten mit der Eingabe der Parameter für die Außenflächenerkennung und der thermoelastischen Werkstoffdaten beschäftigt.

Tabelle 6.1: Rechenzeiten für die Transformation des mechanischen Modells

Bearbeitungsschritt	Zeit in <i>s</i>
Einlesevorgang	517
Erkennung der Außenflächen	379
Berechnung der Wärmeübergangskoeffizienten	4
Export des mechanischen Modells	138
Export des thermischen Modells	122
Gesamtzeit	1160

Die Außenflächenerkennung wurde dabei mit den folgenden Parametern durchgeführt:

- Maximale Normalenvektorabweichung zur Erfassung von Orientierungsebenen ϵ_{max} : 2°

- Maximaler Abstand zweier Flächen einer Orientierungsebene in Normalenrichtung $\delta_{mn,max}$: 0,1 mm
- Mindestanzahl N_{min} von Elementflächen, damit eine Orientierungsebene berücksichtigt wird: 10
- Minimale Abweichung von Verbindungsvektoren in einer Orientierungsebene zur Eliminierung von streifenförmigen Flächen $\epsilon_{Streifen}$: 6°

Damit konnten an der betrachteten Maschine etwa 900 einzelne Außenflächen erkannt und mit Wärmeübergangskoeffizienten versehen werden. Dabei ist zu beachten, dass die gewählte Mindestelementzahl N_{min} mit 10 sehr gering gewählt war, so dass auch viele kleine Flächen erkannt wurden. Hieraus wird der zeitliche Gewinn dieser Vorgehensweise direkt deutlich. Die manuelle Identifizierung dieser Flächen, das Ermitteln der charakteristischen Größen der jeweiligen Fläche (Größe, Winkel zur Gravitationsrichtung) sowie die Berechnung der Umgebungstemperatur-abhängigen Wärmeübergangskoeffizienten wäre mit hohem Aufwand verbunden, während die im Rahmen dieser Arbeit entwickelte und umgesetzte Vorgehensweise dies in unter 20 min leisten kann.

Abbildung 6.3 zeigt exemplarisch eine erkannte Fläche (dunkel hervorgehoben), die sich auf dem Schlitten der *Achse 1* befindet. In der Modelldatenstruktur (siehe Abbildung 4.15) lassen sich die Größen für die erkannte Fläche auslesen. Diese wurde durch die Schnittstelle mit einem Winkel von 45° ermittelt. Die Vermessung der Fläche im FE-Modell bestätigte diesen Wert. Darüber hinaus wurde eine Anströmlänge von 445 mm berechnet. Der Vergleich mit dem FE- oder dem CAD-Modell zeigt, dass dieser Wert exakt mit der Länge l in der Abbildung übereinstimmt. Laut den in Abschnitt 4.3.1 dargestellten Gleichungen entspricht die Anströmlänge für eine geneigte Fläche der Länge der überströmten Fläche, also dieser Länge l . Die Erkennung der Fläche und die Berechnung der charakteristischen Größen war demnach erfolgreich.

Den Ausschluss von Elementflächen mit MPC-Anbindung zeigt das Beispiel des Schlittens von *Achse 3* in Abbildung 6.4. Mittels MPC sind an dieser Stelle mehrere Komponenten angebunden. Durch das Transformationsvorgehen werden die Teilflächen eliminiert, die nicht zum konvektiven Wärmeaustausch beitragen. Die verbleibende Fläche kann auf diese Weise dennoch beim Wärmeübergang berücksichtigt werden.

Auf eine zusätzliche Berücksichtigung von Umgebungsrandbedingungen aus erzwungener Konvektion wurde an dieser Stelle verzichtet, da der Effekt nur einzelne Flächen bewegter Komponenten betrifft und im hier betrachteten Anwendungsfall vernachlässigbar ist. Das in dieser Arbeit untersuchte NC-Programm (siehe Abschnitt 6.5) weist eine durchschnittliche Verfahrensgeschwindigkeit von ca. $600 \frac{mm}{min} = 0,01 \frac{m}{s}$ auf. Daraus ergibt sich für eine zu betrachtende Fläche ein

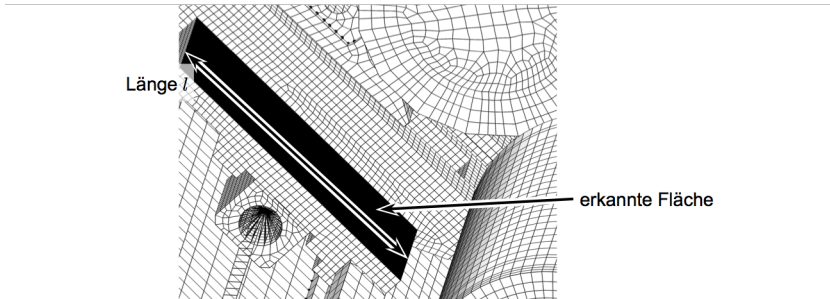


Abb. 6.3: Beispiel für das Ergebnis der Flächenerkennung an einer Schlittenfläche von Achse 1

Wärmeübergangskoeffizient³ $\alpha_{erzw} < 0,8 \frac{W}{m^2K}$. Selbst für einen sehr geringen Wärmeübergangskoeffizienten aus freier Konvektion von $\alpha_{frei} = 2 \frac{W}{m^2K}$ führt eine Vernachlässigung von α_{erzw} im Vergleich zur kombinierten Betrachtung mit Hilfe von Gleichung 4.16 zu einem Fehler von unter 2%.

Die Gültigkeit der auf diese Weise erkannten Flächen und berechneten Umgebungsrandbedingungen soll darüber hinaus in Abschnitt 6.6 durch den Vergleich von prognostizierten Temperaturen und thermoelastischen Verlagerungen mit messtechnischen Untersuchungen nachgewiesen werden.

6.3 Wärmequellenmodell

6.3.1 Aufbau des Wärmequellenmodells für das Universaldrehzentrum

Auf Basis des in Kapitel 5 entwickelten Vorgehens für die aufgabenbasierte Beschreibung von Wärmequellen als Wärmestromrandbedingungen wurde ein umfassendes Wärmequellenmodell für das hier betrachtete Universalzentrum aufgestellt. Die konkrete Umsetzung des in Abbildung 6.5 dargestellten Modells erfolgte in der Simulationsumgebung SIMULINK und umfasst drei Vorschubachsen, die Hauptspindel sowie das Prozessmodul. Die verwendeten Parameter, etwa für Lager, wurden vom Maschinenhersteller bzw. von den Komponentenlieferanten zur Verfügung gestellt und können für eine Maschine leicht aus

³ $l = 0,25 \text{ m}$, $u_{\infty} = 0,01 \frac{\text{m}}{\text{s}}$, $\lambda = 26,2418 \cdot 10^{-3} \frac{\text{W}}{\text{mK}}$, $\nu = 158,007 \cdot 10^{-7} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$, $Pr = 0,70755$

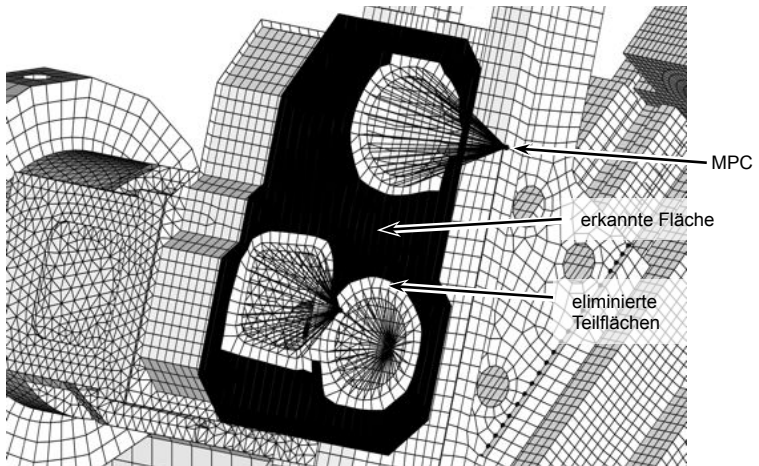


Abb. 6.4: Beispiel für das Eliminieren von Teilflächen

den verwendeten Komponenten abgeleitet werden. Insgesamt stellt das Wärmequellenmodell 35 verschiedene Wärmeeinträge für die FE-Simulation zur Verfügung.

6.3.2 Versuchsaufbau für die Messung von Zerspankräften und Motorleistungen

Zerspankraftmessung

Für die Messung der Zerspankräfte kam ein Quarzkristall-Dynamometer⁴ zum Einsatz, das es ermöglicht, gleichzeitig drei orthogonale Kraftkomponenten aufzuzeichnen. Das Dynamometer verfügt dabei über folgende Eigenschaften:

- Messbereich in x- und y-Richtung: -3 bis 3 kN
- Messbereich in z-Richtung: -6 bis 6 kN
- Ansprechschwelle: < 0,01 N
- Betriebstemperaturbereich: 0 bis 70 $^{\circ}C$

⁴ KISTLER INSTRUMENTE AG (Typ 9121)

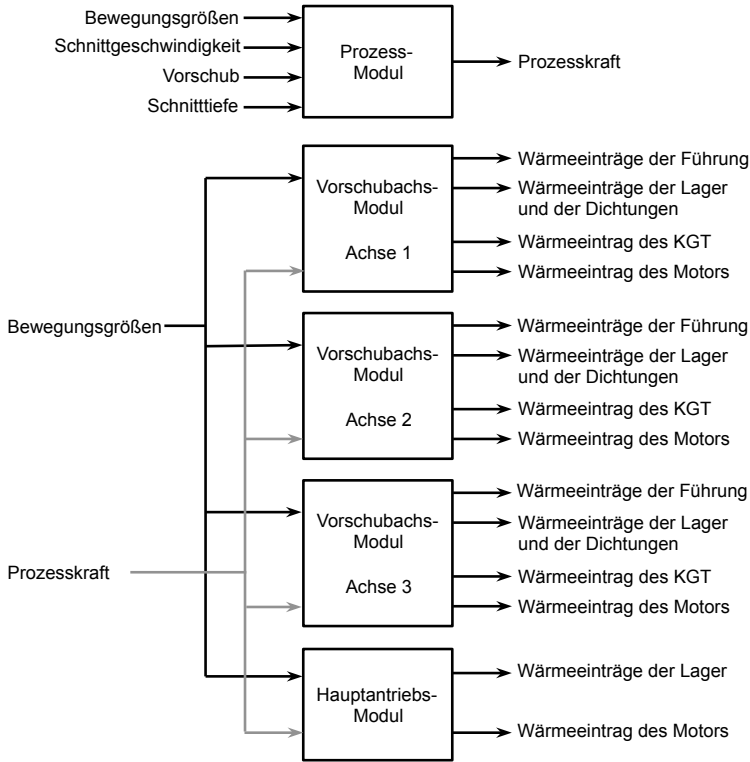


Abb. 6.5: Umsetzung des Wärmequellenmodells für das Universaldrehzentrum

Für die Messung wurde der in Abbildung 6.6 dargestellte Versuchsaufbau gewählt. Das Dynamometer befand sich über einen Adapter im Werkzeugrevolver. Der für die Zerspanversuche verwendete Drehmeißel war im Dynamometer eingespannt, womit die Möglichkeit bestand, gleichzeitig die Zerspankraft mit allen Komponenten zu ermitteln.

Abbildung 6.7 zeigt exemplarische, geglättete Verläufe der Schnittkraft und der Vorschubkraft beim Außenrunddrehen (links) und beim Plandrehen (rechts). Beim Außenrunddrehen ist zu erkennen, dass nach dem Einschneidevorgang ein näherungsweise konstanter Kraftverlauf bestehen bleibt. Der Kraftwert für diesen Parametersatz kann demnach als Durchschnittswert unter Ausklammerung der Einschneidphase herangezogen werden. Für das Plandrehen ist dieser Bereich deutlich enger zu wählen, da die Kräfte zum Ende des Schnittverlaufs

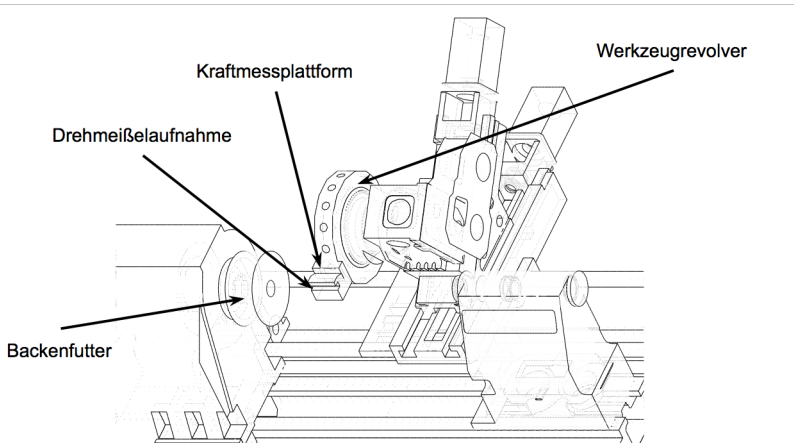


Abb. 6.6: Aufbau zur Bestimmung der Zerspankkräfte beim Außenrunddrehen und beim Plandrehen

deutlich ansteigen. Dies ist darauf zurückzuführen, dass die Einhaltung einer konstanten Schnittgeschwindigkeit bei kleinen Durchmessern hohe Drehzahlen der Hauptspindel erfordert. Durch das eingesetzte Backenfutter war jedoch eine maximale Drehzahlgrenze von $2000 \frac{1}{min}$ vorgegeben, so dass diese Bedingung im rechten Diagramm ab ca. $2,3 s$ nicht mehr eingehalten werden konnte. Dadurch steigen die Kräfte an. Für die Auswertung wurde demnach nur der konstante Bereich verwertet.

Leistungsmessung

Die Messung der Wirkleistung der Vorschubantriebe und der Hauptspindel war mit einem größeren messtechnischen Aufwand verbunden. Die Leistung aus der Hauptzuleitung wird zunächst über einen Gleichrichter in einen Zwischenkreis gespeist. Über Wechselrichter können aus diesem Gleichstrom-Zwischenkreis anschließend die drehzahlvariablen Motoren versorgt werden. Üblicherweise werden Leistungsbedarfe an Werkzeugmaschinen an der Hauptzuleitung ermittelt, da hierfür einfache, auf die Netzfrequenz von 50 oder $60 Hz$ ausgerichtete Analysatoren zum Einsatz kommen können. Dies war an dieser Stelle nicht praktikabel, da die Leistungen der Vorschubantriebe so gering ausfallen, dass sie, von hohen Vorschubgeschwindigkeiten abgesehen, in der Gesamtmaschinenleistung nicht zu identifizieren sind. Darüber hinaus sind während der Zerspaltung die Hauptspindel und eine Vorschubachse gleichzeitig im Betrieb,

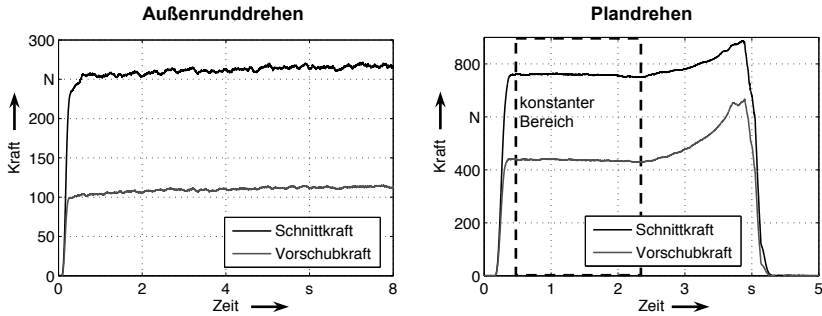


Abb. 6.7: Exemplarische Verläufe der Schnitt- und Vorschubkräfte beim Außenrunddrehen (links, $a_p = 0,5 \text{ mm}$, $f = 0,2 \text{ mm/U}$, $v_c = 150 \text{ m/min}$) und beim Plandrehen (rechts, $a_p = 1,5 \text{ mm}$, $f = 0,2 \text{ mm/U}$, $v_c = 150 \text{ m/min}$) mit der Kennzeichnung des Bereichs konstanter Kraft, der für die Bestimmung der Kraftwerte herangezogen wird (sonstige Parameter gemäß Tabelle 6.2)

so dass sich deren Leistungsaufnahmen nicht voneinander isolieren lassen. Der Messaufbau, der im Rahmen dieser Arbeit entwickelt wurde, setzte daher direkt am untersuchten Antrieb an. Zwischen dem für die jeweilige Achse zuständigen Wechselrichter und dem Antrieb wurden Spannung und Strom aller Phasen direkt abgegriffen. Aus diesen kann die Wirkleistung der drei Phasen berechnet werden. Da die Wechselspannung durch eine Pulsweitenmodulation mit hoher Frequenz erzeugt wird, war die Aufzeichnung mit hoher Abtastrate erforderlich. Der Versuchsaufbau kann Abbildung 6.8 entnommen werden.

Für die Bestimmung des Stroms wurden Strommesszangen des Typs TEKTRONIX A6303 inklusive eines Messverstärkers verwendet, der die Stromsignale in Spannungen überführte. Das System hat dabei eine Bandbreite von 15 MHz und eine Signalanstiegszeit von 23 ns . Die Spannung zwischen den drei Phasen und dem Nulleiter wurden mittels aktiven Differential-Tastköpfen TT-SI 9022 der Firma TESTEC abgegriffen. Diese können Gleichspannungen und Wechselspannungen bis hin zu einer Bandbreite von 25 MHz und bei einem Teilverhältnis von $\frac{1}{200}$ Werte zwischen $\pm 1400 \text{ V}$ aufzeichnen. Die über den Messverstärker in Spannungen umgewandelten Stromsignale und die Spannungssignale aus den Differential-Tastköpfen wurden mit 100 kHz von einem Digitaloszilloskop DL 708 E der Firma YOKOGAWA aufgezeichnet und gespeichert. Abbildung 6.9 zeigt die exemplarischen Verläufe für die Spannung (links) und den Strom (rechts), die mit diesem Versuchsaufbau gewonnen werden konnten.

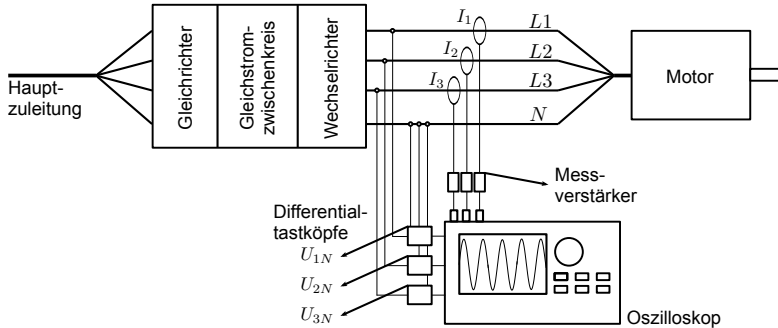


Abb. 6.8: Aufbau zur Bestimmung der Wirkleistung an einzelnen Antrieben

Dabei kann die Spannung detailliert wiedergegeben werden, wobei der gepulste Charakter des Signals deutlich wird. Im Gegensatz dazu bildet sich der Strom als Sinus-Schwingung aus, für die ebenfalls eine gute Abbildungsqualität vorliegt. Das Vorgehen ist daher geeignet, die Leistungen an den Antrieben zu erfassen und Unterschiede zwischen einzelnen Belastungen (Verfahrensgeschwindigkeiten, Verfahren mit oder gegen die Gravitationskraft oder unterschiedliche Zerspanparameter) zu analysieren. Allerdings kann ein auswertbares Stromsignal nur bei einer tatsächlichen Bewegung des Motors erfasst werden, so dass die Leistungsmessungen an einem Antrieb nur untereinander verglichen werden konnten. Die Stillstandsleistung konnte mit diesem Aufbau nicht erfasst werden. Daher wurden die Messungen für jeden Motor auf einen Referenzwert bezogen. Hierfür wurde der betragsmäßig geringste Leistungswert, der bei einem Versuch an diesem Motor gemessen wurde, herangezogen. Dieser Wert wird im Folgenden als Leistungsreferenz bezeichnet. Darauf basierend konnten die Unterschiede der Motorleistung zwischen verschiedenen Parametern über die sogenannte Leistungsdifferenz ausgedrückt werden.

Aufgrund der fehlenden Stillstandsleistung waren diese Werte jedoch nicht zum Abgleich mit absoluten Werten geeignet. Daher erfolgte die Durchführung von weiteren Messungen, um den absoluten Vergleich zu ermöglichen. Hierfür wurde auf einen weiteren Aufbau zur Aufzeichnung von antriebspezifischen Wirkleistungen zurückgegriffen. Durch die interne Aufzeichnungsfunktion (im Folgenden Log-Funktion genannt) der Maschinensteuerung lassen sich diese Größen direkt in der Maschine erfassen. Dabei greift die Steuerung auf die Berechnung des momentenbildenden Stroms des Antriebs zurück. Die hieraus

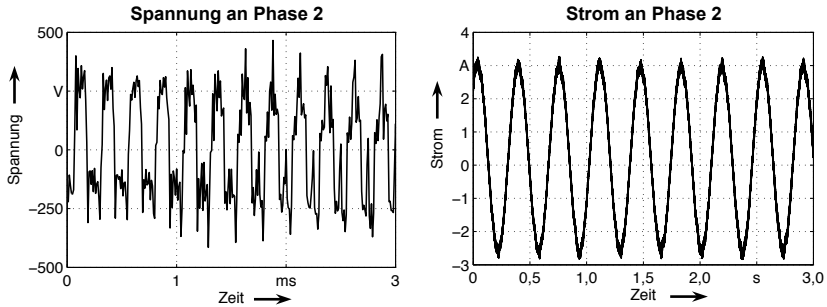


Abb. 6.9: Exemplarische Ergebnisse für eine Leerfahrt eines Außenrunddrehversuchs mit $f = 0,3 \text{ mm}/U$, $v_c = 150 \text{ m}/\text{min}$, Werkstückdurchmesser 45 mm bei der Messung von Spannung (links) und Strom (rechts) nach dem Wechselrichter an einer Phase der *Achse 1* der Versuchsmaschine entsprechend dem Versuchsaufbau aus Abbildung 6.8

errechneten Leistungswerte sind allerdings mit Unsicherheiten versehen, da in der Steuerung auch die für den jeweiligen Motor zugeordneten Parameter eingetragen sein müssen. Um die Leistungsberechnung der Steuerung abzusichern, wurde darüber hinaus mit Hilfe eines FLUKE-435-Netzanalysators die Hauptzuleitung vermessen und ein Abgleich der Messungen bei ausreichend hohen Verfahrgeschwindigkeiten durchgeführt, um sicherzustellen, dass die aus der Steuerung entnommenen Leistungsdaten plausibel sind. Der Versuchsaufbau kann Abbildung 6.10 entnommen werden, wobei die Messung mit dem Netzanalysator an der Hauptzuleitung erfolgte. Da die Versuchsmaschine nicht mit dieser Steuerungsfunktion ausgestattet war, wurden diese Versuche an einer annähernd baugleichen Maschine direkt beim Hersteller durchgeführt.

Somit stand ein mehrteiliges Vorgehen für die Erfassung der Leistungen an den einzelnen Antrieben zur Verfügung. Mit der direkten Messung an den Antrieben wurden die Leistungsunterschiede zwischen einzelnen Parametern erfasst, während die Messungen mit der Log-Funktion zum Abgleich der Absolutleistungen dienten.

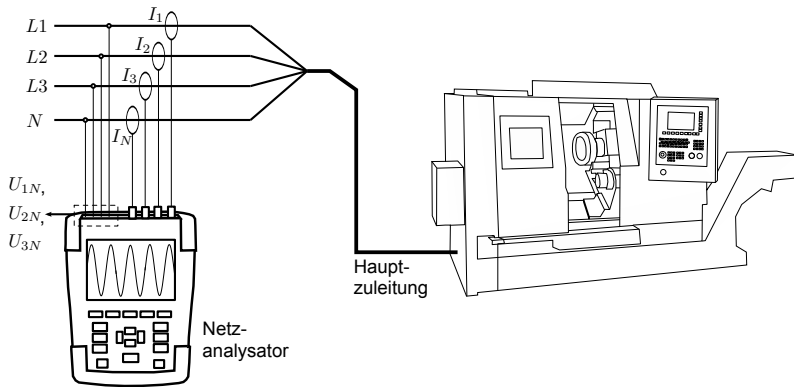


Abb. 6.10: Aufbau zur Bestimmung der Gesamtleistung an der Maschine, in Auszügen in Anlehnung an FLUKE (2013) und SPINNER (2013)

6.3.3 Gegenüberstellung von Simulation und Messung

Prozessmodul

Für den Abgleich des Prozessmoduls wurde mit dem im vorherigen Abschnitt vorgestellten Versuchsaufbau eine Reihe von Zerspankraftmessungen durchgeführt. Tabelle 6.2 gibt eine Übersicht der in den Zerspankraftmessungen verwendeten Prozessparameter und der Werkzeug- sowie der Werkstückeigenschaften. Während jeder Messung wurde mit einer konstanten Schnittgeschwindigkeit gearbeitet, weshalb beim Plandrehen eine kontinuierliche Anpassung der Drehzahl der Hauptspindel an den jeweiligen Bearbeitungsdurchmesser erfolgte⁵. Parallel dazu wurden mit Hilfe des, auf den Gleichungen von KIENZLE & VICTOR (1957) basierenden, Prozessmoduls und der in Tabelle 6.2 dargestellten Abschätzungen für Schnittkoeffizienten Simulationen durchgeführt. Da es sich bei der Zerspankraftbeschreibung von KIENZLE & VICTOR um eine etablierte Beschreibung handelt, erfolgte lediglich eine Überprüfung mit einigen Stützwerten, um zu demonstrieren, dass eine plausible Prognose der Zerspankräfte für die darauf folgende Leistungsbetrachtung der Antriebe möglich ist.

Anhand der Schnitt- und Vorschubkräfte sind die Ergebnisse des Vergleichs aus Simulation und Messung in Abbildung 6.11 dargestellt. Dabei wurde sowohl

⁵ NC-Befehl: G96

Tabelle 6.2: Übersicht über die Parameter für die Erfassung der Zerspankräfte (HOFFMANN GROUP 2010)

Parameter	Wert
Werkzeugtyp	HM-Wendeschnidplatten, SECO DCMT
Spanwinkel γ	15°
Werkzeugeinstellwinkel κ	Außenrunddrehen: 135°, Plandrehen: 95°
Werkstückdurchmesser	45 mm
Schnittgeschwindigkeit v_c	120 bis 180 $\frac{m}{min}$
Schnitttiefe a_p	0,5 bis 1,5 mm
Vorschub f	0,1 bis 0,3 $\frac{mm}{U}$
Werkstückmaterial	C45E (Werkstoffnummer 1.1191)
Hauptwert der spezifischen Schnittkraft $k_{c1.1}$	2220 $\frac{N}{mm^2}$
Anstiegswert der spezifischen Schnittkraft $1 - m_c$	0,86
Hauptwert der spezifischen Vorschubkraft $k_{f1.1}$	343 $\frac{N}{mm^2}$
Anstiegswert der spezifischen Vorschubkraft $1 - m_f$	0,32

für das Außenrund- wie auch für das Plandrehen jeweils ein einzelner Parameter (Schnitttiefe, Vorschub oder Schnittgeschwindigkeit) variiert, während die anderen Werte konstant blieben.

Die Abbildungen 6.11 a und b zeigen die Abhängigkeit der Schnitt- und Vorschubkräfte von der eingestellten Schnitttiefe für das Außenrund- und das Plandrehen. Dabei wird insbesondere die Schnittkraft gut prognostiziert. Für die Vorschubkraft liegen in beiden Fällen für steigende Schnitttiefen die absoluten Werte der Simulation unter den gemessenen Stützwerten. Dies deutet auf einen zu gering angenommenen Anstiegswert $1 - m_f$ oder Hauptwert $k_{f1.1}$ für die spezifische Vorschubkraft hin. Die Ergebnisse für verschiedene Vorschübe in den Abbildungen 6.11 c und d zeigen ein ähnliches Verhalten wie bei den vorherigen Beobachtungen. Es ist deutlich zu erkennen, dass die stärkere Steigung der Schnittkraft gegenüber der Vorschubkraft, die sich auch in der Messung ergibt, simuliert werden konnte. Die Abbildungen 6.11 e und f zeigen schließlich den Vergleich der Ergebnisse für eine Veränderung der Schnittgeschwindigkeit

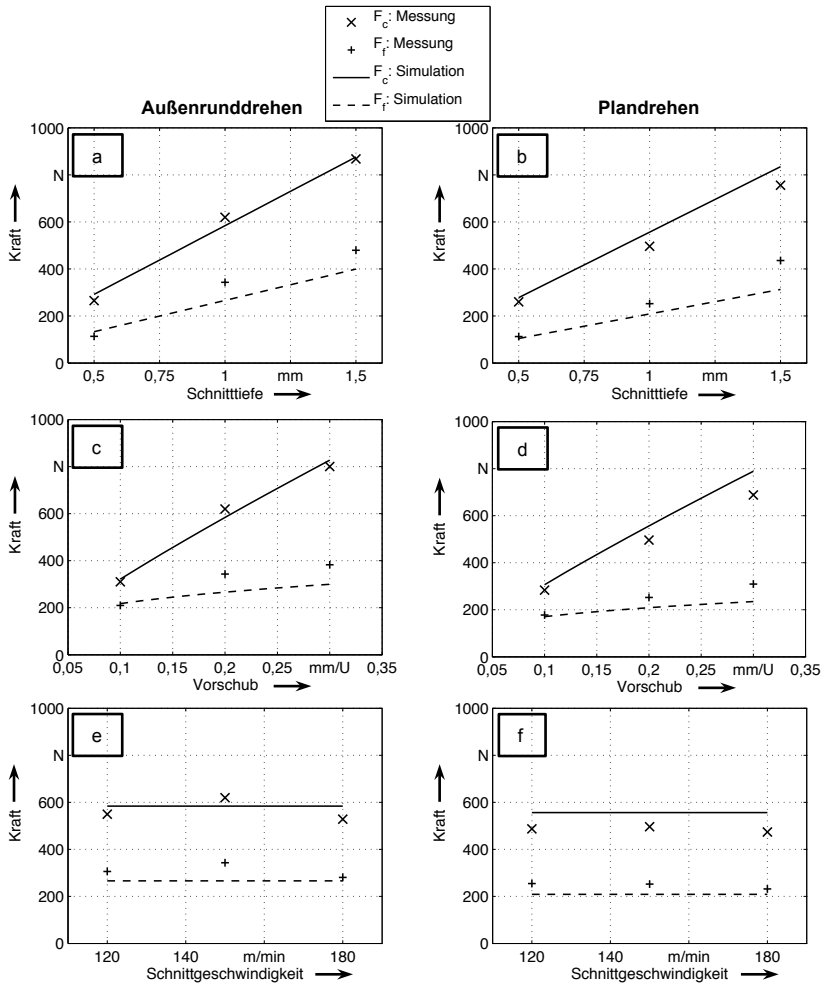


Abb. 6.11: Vergleich der gemessenen und der simulierten Schnitt- und Vorschubkräfte beim Außenrunddrehen (a) und beim Plandrehen (b) für verschiedene Schnitttiefen ($f = 0,2 \text{ mm/U}$, $v_c = 150 \text{ m/min}$); Vergleich der gemessenen und der simulierten Schnitt- und Vorschubkräfte beim Außenrunddrehen (c) und beim Plandrehen (d) für verschiedene Vorschübe ($a_p = 1 \text{ mm}$, $v_c = 150 \text{ m/min}$); Vergleich der gemessenen und der simulierten Schnitt- und Vorschubkräfte beim Außenrunddrehen (e) und beim Plandrehen (f) für verschiedene Schnittgeschwindigkeiten ($a_p = 1 \text{ mm}$, $f = 0,2 \text{ mm/U}$)

im Bereich von 120 bis 180 $\frac{m}{min}$. Nach PEROVIC (2000) resultiert die Vernachlässigung des Korrekturfaktors für die Schnittgeschwindigkeit im betrachteten Parameterfenster für die Zerspankräfte in weniger als 3% Abweichung. In HOFFMANN GROUP (2010) wird angegeben, dass für Hartmetall-Schneidstoffe der Einfluss der Schnittgeschwindigkeit auf die Zerspankräfte ab einer Schnittgeschwindigkeit von über 100 $\frac{m}{min}$ üblicherweise vernachlässigt werden kann. Diese Vereinfachung wurde im Rahmen dieser Arbeit für die Modellbildung herangezogen. Dadurch bilden die prognostizierten Schnitt- und Vorschubkräfte konstante Verläufe ab, die auch durch die gemessenen Stützpunkte wiedergegeben wurden. Der Vergleich der Ergebnisse für das Plandrehen zeigt, dass für alle Parametervariationen die Schnittkraft geringfügig zu hoch und die Vorschubkraft zu niedrig prognostiziert wird. Für das Außenrunddrehen wird die Schnittkraft annähernd exakt, die Vorschubkraft etwas niedrig wiedergegeben.

Die Abbildungsfehler des Prozessmoduls lassen sich darauf zurückführen, dass die Modellierung mittels KIENZLE & VICTOR (1957) durch Gleichungen mit empirischen Koeffizienten erfolgt. Diese müssen für den jeweiligen Anwendungsfall aus Werkzeug und Werkstoff z. B. durch Zerspanungsversuche ermittelt werden. Für den vorliegenden Werkstoff konnten Tabellenwerte herangezogen werden, die jedoch in der Anwendung durchaus mit Unsicherheiten (etwa durch die spezifische Schneidenform oder den Verschleiß) versehen sein können. Allerdings ist der Zweck des Prozessmoduls in dieser Arbeit nicht die Untersuchung des Zerspanungsprozesses oder des Verschleißes. Für die Prognose der Lasten auf die Antriebe und damit der Verluste und Wärmequellen in der Entwicklungsphase der Werkzeugmaschine ist das Prozessverhalten ausreichend genau wiedergegeben. Sollten genauere Werte benötigt werden, müssen entsprechende Zerspanungsversuche durchgeführt werden. Mit dem Abgleich des Prozessmoduls können die prognostizierten Leistungen und damit die Verluste in den Vorschubachs-Modulen messtechnischen Untersuchungen gegenüber gestellt werden.

Vorschubachs-Modul

Die Leistungsbedarfe der einzelnen Antriebe ergeben sich aus der Vorschubgeschwindigkeit, der Vorschubkraft und, je nach Achse, der Gewichtskraft sowie den Verlusten im Antriebsstrang. Die Prognose dieses Bedarfs sowie der Abgleich mit messtechnischen Untersuchungen kann daher die Gültigkeit der Verlust- und damit der Wärmequellenberechnung aufzeigen. Für die Detailuntersuchungen der einzelnen Antriebe kam hierfür der Messaufbau aus Abbildung 6.8, S. 155, zum Einsatz. Wie dort bereits beschrieben wurde, können aufgrund der fehlenden Nullreferenz lediglich die Leistungsunterschiede

für verschiedene Parameter miteinander verglichen werden. Die Reproduzierbarkeit der Messungen wurde zunächst durch eine dreifache Durchführung eines Versuchs mit einem Parameter sichergestellt. Anschließend wurden zu jedem Versuchsparameter zwei Messungen vorgenommen und die Ergebnisse gemittelt.

Im Fall der *Achse 1*, die für die Vorschubbewegung beim Außenrunddrehen zuständig ist, wurden Messungen und Simulationen für unterschiedliche Parameter durchgeführt, bei Leerfahrt und während der Zerspanung. Abbildung 6.12 zeigt die Gegenüberstellung der Ergebnisse von Simulation und Messung über dem Vorschub für die Leerfahrt (links) und die Zerspanung (rechts).

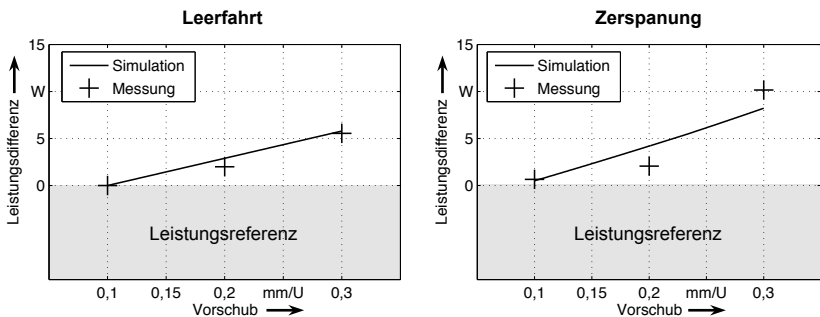


Abb. 6.12: Vergleich der Ergebnisse von Messung und Simulation für die Leistungsdifferenz verschiedener Vorschübe bei Leerfahrt (links) und bei Zerspanung (rechts) für die *Achse 1* ($a_p = 1 \text{ mm}$, $v_c = 150 \frac{\text{m}}{\text{min}}$)

Die Leistungsdifferenz beschreibt den Unterschied der Wirkleistung zwischen den einzelnen Parametern. Aufgrund der fehlenden Stillstandsleistung wurde als Leistungsreferenz die niedrigste gemessene Leistung verwendet: bei Leerfahrt mit einem Vorschub von $0,1 \frac{\text{m}}{\text{U}}$. Für die Leerfahrt ist eine gute Übereinstimmung von Simulation und Messung zu erkennen. Wird die Leistung des Vorschubantriebs während der Zerspanung betrachtet, so steigt die Leistungsdifferenz bei gleichen Zerspanparametern sowohl in der Simulation wie auch in der Messung an. Die Messwerte bestätigen dabei den steigenden Verlauf der Leistungsdifferenz über dem Vorschub, die absoluten Abweichungen sind allerdings höher als bei der Leerfahrt. Ähnlich der Variation über dem Vorschub sind die Abweichungen zwischen gemessenen und simulierten Leistungsdifferenzen bei der Zerspanung größer als bei der Leerfahrt. Die relativ großen Abweichungen bei der Zerspanung müssen vor dem Hintergrund der Darstellungsweise betrachtet werden. Da kein Referenzwert für die Stillstandsleistung gemessen werden

konnte, wurden hier nur die Leistungsunterschiede dargestellt. Diese sind für die einzelnen Zerspanparameter bei *Achse 1* gering, verglichen mit der absoluten gemessenen Leistung (im Gegensatz zu *Achse 2*, siehe unten). Letztere ist hier im Bereich um 20 W , so dass die Abweichungen der einzelnen Messpunkte gegenüber dem prognostizierten Verlauf im Bereich von 10% und weniger liegen. Entscheidend ist daher, auch die Vergleiche der Absolutleistungen zu berücksichtigen (siehe Abbildung 6.14).

Darüber hinaus wurden die Schnitttiefe und die Schnittgeschwindigkeit variiert. Die Ergebnisse dieser Variation können Abbildung 6.13 entnommen werden. Ähnlich der Variation über dem Vorschub sind die Abweichungen zwischen gemessenen und simulierten Leistungsdifferenzen bei der Zerspanung größer als bei der Leerfahrt. Allerdings ist auch bei dieser Variation ersichtlich, dass sich die simulierten Werte im richtigen Wertebereich befinden.

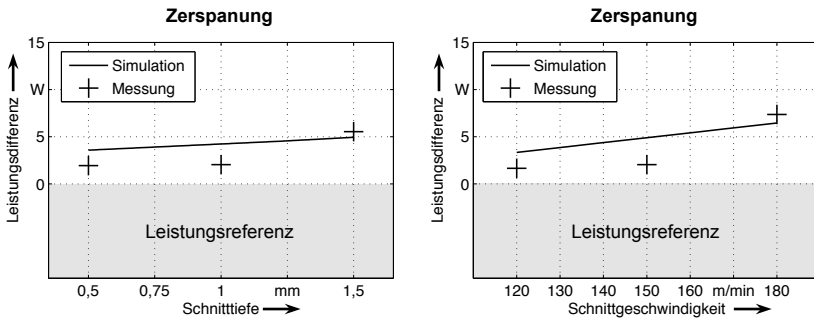


Abb. 6.13: Vergleich der Ergebnisse von Messung und Simulation für die Leistungsdifferenz verschiedener Schnitttiefen (links, $f = 0,2\text{ mm/U}$, $v_c = 150\text{ m/min}$) und Schnittgeschwindigkeiten (rechts, $a_p = 1\text{ mm}$, $f = 0,2\text{ mm/U}$) für die *Achse 1*

Für den Abgleich der Absolutwerte wurden darüber hinaus Messungen mit der Log-Funktion der Maschinensteuerung durchgeführt. Diese ermöglicht direkt die Aufzeichnung der Wirkleistung für jeden Antrieb. Zudem erfolgte ein Abgleich mit der Maschinengesamtleistung. Für hohe Verfahrensgeschwindigkeiten lässt sich die Leistung des Antriebs in der Gesamtleistung der Maschine identifizieren. Deshalb wurden Verfahrensbewegungen in Leerfahrt mit den Vorschubgeschwindigkeiten von 1000 m/min und 5000 m/min durchgeführt, um einen Vergleich der Log-Funktion und der Messung mit dem Fluke-Netzanalysator an der Gesamtzuleitung, im Folgenden Fluke genannt, zu ermöglichen. Darüber hinaus wurde die Messung mit den Vorschubgeschwindigkeiten 100 m/min , 200 m/min und 300 m/min durchgeführt, die im Geschwindigkeitsbereich für die

Bearbeitung mit dieser Maschine liegen. Für die *Achse 1* ist in Abbildung 6.14 ein Vergleich der Absolutleistungswerte dargestellt.

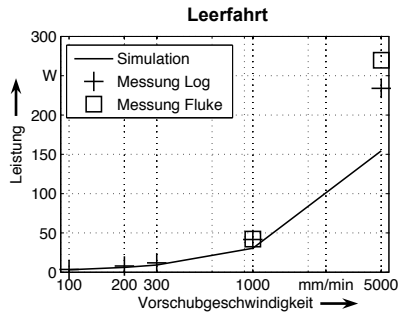


Abb. 6.14: Vergleich der Absolutleistung des Vorschubmotors der *Achse 1* bei verschiedenen Vorschubgeschwindigkeiten in Leerfahrt für die Simulation sowie die Messung mit der Log-Funktion und an der Hauptzuleitung (Fluke)

Im Diagramm ist zu erkennen, dass die an der Zuleitung gewonnenen Messwerte den Wertebereich der Log-Funktion bestätigen, für $1000 \frac{mm}{min}$ sind die Werte nahezu identisch. Die Messwerte aus der Maschinensteuerung können daher für den Vergleich mit den Simulationen herangezogen werden. Darüber hinaus wird deutlich, dass die Messwerte aus der Steuerung mit den Simulationsergebnissen übereinstimmen. Lediglich für sehr hohe Geschwindigkeiten ($5000 \frac{mm}{min}$) gibt die Simulation zu geringe Werte aus. Dies ist auf eine zu geringe Prognose von Verlusten in der *Achse 1* zurückzuführen. Die bei der Modellierung verwendeten Katalogwerte der Komponentenhersteller sind mit Unsicherheiten behaftet. Deshalb wurde zusätzlich eine Sensitivitätsanalyse durchgeführt, die zeigt, wie sich verschiedene Parameter auf das Ergebnis auswirken (siehe Abschnitt 6.3.4).

Zusätzlich zur *Achse 1* wurde im Folgenden die für die Vorschubbewegung beim Plandrehen zuständige *Achse 2* untersucht. Da letztere sich in einem Winkel von 45° gegenüber der Gravitationsrichtung bewegt, ist die Berücksichtigung der Schwerkraft in diesem Fall von entscheidender Bedeutung für die Prognosefähigkeit des Wärmequellenmodells. Da die Vorschubbewegung im Winkel von 45° schräg nach unten durchgeführt wird, war im Versuch eine rekuperierende Wirkung des Motors zu erwarten. Es wurde demnach Leistung in den Zwischenkreis zurückgeführt. Die veränderte Richtung des Wirkleistungsflusses macht sich durch ein negatives Vorzeichen bemerkbar, das sowohl von der Simulation prognostiziert als auch bei der messtechnischen Untersuchung

bestätigt wurde. Analog zur *Achse 1* wurde hier der betragsmäßig kleinste Wert als Leistungsreferenz verwendet: bei der Zerspanung mit einem Vorschub von $0,1 \frac{mm}{U}$. Die Gegenüberstellung der Ergebnisse von Simulation und Messung für die *Achse 2* über dem Vorschub ist in Abbildung 6.15 zu finden.

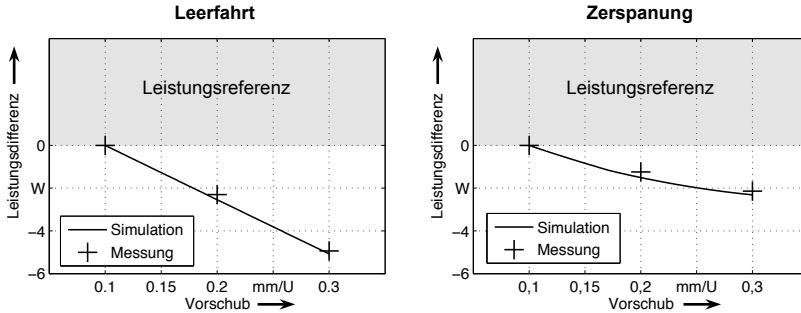


Abb. 6.15: Vergleich der Ergebnisse von Messung und Simulation für die Leistungsdifferenz verschiedener Vorschübe bei Leerfahrt (links) und bei Zerspanung (rechts) für die *Achse 2* ($a_p = 1 \text{ mm}$, $v_c = 150 \frac{m}{min}$)

Bei *Achse 1* führen alle Verlustleistungen im Antriebsstrang dazu, dass die vom Motor zu erbringende Leistung steigt. Da sich *Achse 2* bei einer Bewegung nach unten im Rekuperierungsbetrieb befindet, führen etwa die der Bewegung entgegenwirkenden Reibleistungen zu einer Verringerung der am Motor anfallenden Rekuperierungsleistung. Daher sind insgesamt geringere Leistungsdifferenzen zu erwarten, was durch die Ergebnisse auch bestätigt wird. Insgesamt stimmen Simulation und Messung für die *Achse 1* gut überein. Werden die Leistungsdifferenz für die Leerfahrt und für die Zerspanung über dem Vorschub untereinander verglichen, so ist zu erkennen, dass die Prozesskräfte analog den Reibkräften der Bewegung entgegenwirken und damit die rekuperierte Leistung des Antriebsmotors bei Zerspanung geringer ausfällt als bei Leerfahrt. Dieser Effekt wird mit steigenden Prozesskräften noch größer, wie auch für steigende Schnitttiefen in Abbildung 6.16 zu sehen ist.

Da die Prozesskräfte über dem betrachteten Schnittgeschwindigkeitsbereich näherungsweise konstant verlaufen (vgl. Abbildung 6.11), ist die Leistung hauptsächlich von der Vorschubgeschwindigkeit abhängig. Da diese beim Drehen über den Vorschub pro Umdrehung definiert wird, hängt sie indirekt auch von der Schnittgeschwindigkeit ab. Eine steigende Schnittgeschwindigkeit bedeutet eine steigende Vorschubgeschwindigkeit und damit eine höhere, rückgeführte Leistung. Dies bestätigt sich sowohl in der Simulation wie auch in der Messung.

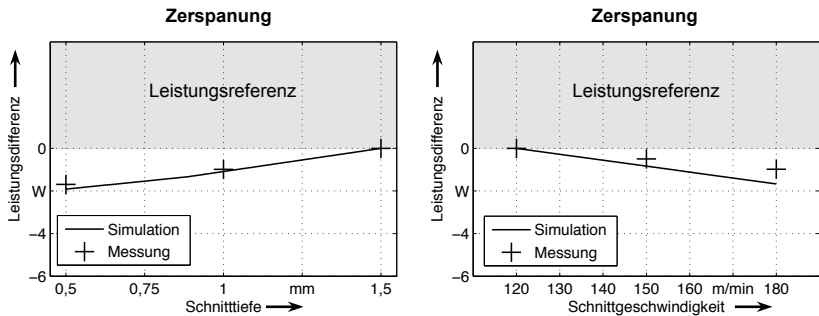


Abb. 6.16: Vergleich der Ergebnisse von Messung und Simulation für die Leistungsdifferenz verschiedener Schnitttiefen (links, $f = 0,2 \text{ mm}/U$, $v_c = 150 \frac{\text{m}}{\text{min}}$) und Schnittgeschwindigkeiten (rechts, $a_p = 1 \text{ mm}$, $f = 0,2 \text{ mm}/U$) für die *Achse 2*

Ähnlich gelagert ist es im Fall des Vorschubs, jedoch sind dabei zwei entgegengesetzte Phänomene zu beobachten. Einerseits führt eine Erhöhung des Vorschubs zu erhöhten Prozesskräften, die, wie oben beschrieben, der Bewegung entgegenwirken und die rekuperierte Leistung am Motor verringern. Andererseits ist damit auch eine höhere Vorschubgeschwindigkeit verbunden, womit wiederum eine höhere Leistungsrekuperierung resultiert. Für die im Rahmen dieser Arbeit betrachtete Anwendung ergibt sich aus dieser Kombination eine degressiv ansteigende Leistungsdifferenz über dem Vorschub, die auch in der Simulation gut prognostiziert wird (vgl. Abbildung 6.15). Besonders am letzten Beispiel lässt sich erkennen, dass das Wärmequellenmodell zuverlässig die Leistungsdifferenz prognostizieren kann. Eine manuelle Abschätzung wäre in diesem Fall dagegen kaum möglich, da hier zwei entgegengesetzte Phänomene berücksichtigt werden müssten: die Erhöhung der rekuperierten Leistung durch eine höhere Geschwindigkeit und die Verringerung der rekuperierten Leistung durch höhere Prozesskräfte. Durch die deutlich geringeren Absolutwerte bei der Messung von *Achse 2* sind die Werte erwartungsgemäß auch bei der Darstellung der Leistungsdifferenz deutlich näher am prognostizierten Verlauf als bei *Achse 1*. Auch für die *Achse 2* wurde eine Gegenüberstellung mit den gemessenen Absolutleistungen durchgeführt. Die Ergebnisse können Abbildung 6.17 entnommen werden. Dabei wurde zwischen der Auf- und der Abwärtsbewegung der Achse unterschieden. Es wird deutlich, dass sich dabei nicht nur das Vorzeichen der Leistung unterscheidet, sondern auch der Bereich der aufgebrachtene Leistungen sehr verschieden ist. Da die *Achse 2* bei Aufwärtsbewegung gegen die Gewichtskraft arbeiten muss, sind die Leistungen sogar noch höher als bei vergleichbaren Geschwindigkeiten der *Achse 1*.

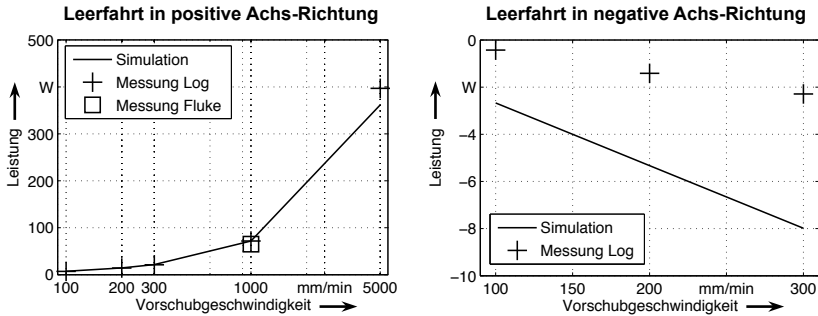


Abb. 6.17: Vergleich der Absolutleistung des Vorschubmotors der *Achse 2* bei verschiedenen Vorschubgeschwindigkeiten für die Simulation, die Messung mit der Log-Funktion der Steuerung und die Messung an der Hauptzuleitung (Fluke)

Aufgrund der deutlich geringeren Länge, die bei dieser Achse für Verfahrbewegungen zur Verfügung steht, konnte bei 5000 $\frac{mm}{min}$ kein ausreichend langer, stationärer Zustand für die Messung mit dem FLUKE-Netzanalysator erreicht werden, da dieser lediglich Datenwerte mit einer zeitlichen Auflösung von 1 s ausgibt. Im Bereich der Abwärtsbewegung lassen sich darüber hinaus aufgrund der deutlich geringeren Leistungen keine verlässlichen Leistungsunterschiede im Gesamtmaschinenverbrauch erfassen. Für die Bewegung entgegen der Gravitationsrichtung konnten die Log-Werte der Steuerung mit der Gesamtleistungsdifferenz bei 1000 $\frac{mm}{min}$ verglichen werden, wobei diese gut übereinstimmen. Das Wärmequellenmodell kann die Leistung für die Aufwärtsbewegung bis zu hohen Geschwindigkeiten zuverlässig prognostizieren. Für die Abwärtsbewegung sind die Abweichungen etwas größer. Hier prognostiziert das Wärmequellenmodell tendenziell zu geringe Werte, allerdings sind die Abweichungen von geringer absoluter Größe. Für höhere Geschwindigkeiten konnte bei der Abwärtsbewegung auch bei den Steuerungs-Messwerten kein stationärer Bereich mehr identifiziert werden. Insgesamt stimmen Prognose und Messwerte für die Vorschubantriebe jedoch in hohem Maße überein, sowohl beim Vergleich der Leistungsdifferenzen zwischen einzelnen Parametern als auch beim Vergleich der Absolutwerte. Es kann davon ausgegangen werden, dass das Wärmequellenmodell für die Maschinenentwicklung geeignete Verlustleistungswerte prognostiziert.

Hauptantriebs-Modul

Analog zur Erfassung der Leistung an den Vorschubachs-Modulen wurde die Leistungssimulation und -messung für das Hauptantriebs-Modul durchgeführt. Die Messung direkt am Antrieb erfolgte im Leerlauf für verschiedene Drehzahlen. Der niedrigste Wert (in diesem Fall für eine Drehzahl von $250 \frac{1}{min}$) wurde als Referenz für die Leistungsdifferenz herangezogen. Abbildung 6.18 gibt die Gegenüberstellung der Ergebnisse von Simulation und Messung wieder.

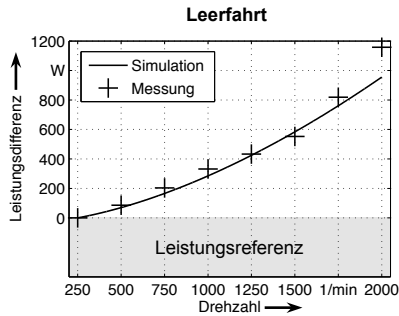


Abb. 6.18: Vergleich der Ergebnisse von Messung und Simulation für die Leistungsdifferenz verschiedener Drehzahlen im Leerlauf für die Hauptspindel

Wie der Vergleich zeigt, prognostiziert die Simulation den progressiven Anstieg der Leistungsdifferenz über der Drehzahl gut. Bis zu einer Drehzahl von $1750 \frac{1}{min}$ stimmen die Messwerte und die simulierte Leistungskurve überein. Lediglich der Messwert für $2000 \frac{1}{min}$ weicht vom prognostizierten Wert nach oben ab. Über die Leerlaufuntersuchungen hinaus wurde eine Gegenüberstellung für verschiedene Schnitttiefen und Vorschübe für das Außenrunddrehen durchgeführt, deren Ergebnisse in Abbildung 6.19 zu sehen sind.

Da die Prozessleistung beim Drehen zum großen Teil auf die von der Hauptspindel zu erbringende Schnittleistung entfällt, ist ein deutlich größerer Unterschied zwischen Leerlauf und Zerspanungsmessung zu erwarten als im Falle des Vorschubantriebs. Für die bei diesem Versuch verwendete Schnittgeschwindigkeit von $150 \frac{m}{min}$ und einen Werkstückdurchmesser von 45 mm ergibt sich eine Drehzahl von ca. $1060 \frac{1}{min}$, was einer Leistungsdifferenz von ca. 317 W im Leerlauf entspricht. Mit Zerspanung sind durchgehend Werte von über 1000 W zu erwarten. Auf eine Gegenüberstellung der Ergebnisse bei einer Variation der Schnittgeschwindigkeit wird an dieser Stelle verzichtet, da sich die Leistungen aufgrund der gleichbleibenden Schnittkraft (siehe Abbildung 6.11) lediglich

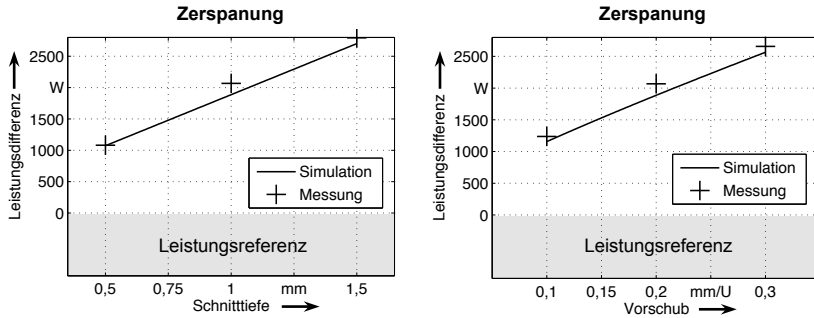


Abb. 6.19: Vergleich der Ergebnisse von Messung und Simulation für die Leistungsdifferenz verschiedener Schnitttiefen (links, $f = 0,2 \text{ mm}/U$, $v_c = 150 \frac{\text{m}}{\text{min}}$) und Vorschübe (rechts, $a_p = 1 \text{ mm}$, $v_c = 150 \frac{\text{m}}{\text{min}}$) für die Hauptspindel

durch die veränderte Drehzahl unterscheiden. Dieser Zusammenhang konnte bereits in Abbildung 6.18 gezeigt werden. Insgesamt wird die Leistungsdifferenz an der Hauptspindel adäquat vom Wärmequellenmodell prognostiziert.

Auch für die Hauptspindel wurde zusätzlich eine Gegenüberstellung der Absolutleistungen durchgeführt. Da die betrachtete Maschine nicht über eine interne Log-Funktion verfügte, wurde diese Messung an einer nahezu baugleichen Maschine direkt beim Hersteller durchgeführt. Allerdings war diese mit einem modifizierten Hauptantrieb ausgestattet. Dadurch hat der Vergleich der Absolutwerte für den Hauptantrieb nur eine reduzierte Aussagekraft. Dennoch lässt sich daraus ein Anhaltswert für die Stillstandsleistung gewinnen. Abbildung 6.20 zeigt den Vergleich für verschiedene Leerlaufdrehzahlen.

Bei der Messung an der Zuleitung ist zu beachten, dass hierbei lediglich der Unterschied zwischen dem Gesamtleistungsbedarf der Maschine bei Stillstand und bei den gewählten Drehzahlen ermittelt werden kann. Dadurch kann der Einfluss von zusätzlichen Verbrauchern (etwa der Kühlversorgung der Spindel), die mit der Spindel gestartet werden, nicht ausgeschlossen werden. Dies erklärt die Abweichung von gemessenen und simulierten Leistungsbedarfen. Diese stimmen, von dem unterschiedlichen Startniveau abgesehen, in ihrem Verlauf gut überein. Der Vergleich mit den Messungen der Log-Funktion zeigt, dass die Ergebnisse des Wärmequellenmodells bis $1500 \frac{1}{\text{min}}$ mit den Werten aus der

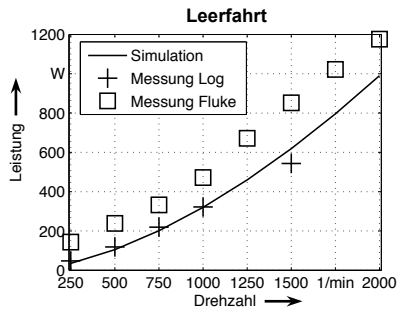


Abb. 6.20: Vergleich der Absolutleistung des Hauptspindelmotors bei verschiedenen Drehzahlen im Leerlauf für die Simulation sowie die Messung mit der Log-Funktion der Steuerung und an der Hauptzuleitung (Fluke)

Steuerung übereinstimmen⁶. Darüber hinaus waren die aufgezeichneten Werte in der Maschinensteuerung von einem starken Rauschen überlagert, so dass keine verlässlichen Werte gewonnen werden konnten. Die Verläufe der Gesamtleistungsmessungen und der Relativmessungen in Abbildung 6.18 weisen jedoch darauf hin, dass der simulierte Verlauf auch für höhere Drehzahlen valide bleibt. Die Leistungsdifferenz zwischen einzelnen Parametern wird vom Wärmequellenmodell gut wiedergegeben. Da die Stillstandsleistung in der Messung und in der Simulation gering gegenüber den im Betrieb aufgezeichneten Leistungen ausfällt, kann trotz nur bedingt vergleichbarer Spindel davon ausgegangen werden, dass auch die prognostizierten Absolutwerte für die Verwendung in der thermoelastischen Simulation geeignet sind.

6.3.4 Sensitivitäten

Die Gegenüberstellungen von Messung und Simulation zeigen, dass das im Rahmen dieser Arbeit entwickelte Wärmequellenmodell die im Vorschub- und Hauptantrieb wirkenden Leistungen, und damit auch die entstehenden Verlustleistungen, abbilden kann. Da das Wärmequellenmodell jedoch stark auf zugrunde liegenden Parametern für die einzelnen Antriebs Elemente aufbaut, soll im Folgenden für ausgewählte Parameter demonstriert werden, wie sie

⁶ Der fehlende Wert der Messung mit der Log-Funktion bei einer Drehzahl von 1250 $\frac{1}{min}$ war auf einen Datenausreißer zurückzuführen, der durch den Abgleich mit der Messung an der Gesamtleitung als nicht valide ausgeschlossen werden musste.

das Ergebnis der Simulation beeinflussen. Die Parameter wurden um den herangezogenen Katalogwert variiert. Abbildung 6.21 gibt die Ergebnisse einer Variation von Parametern der *Achse 2* wieder. Links ist der Einfluss des Proportionalitätsfaktors $\lambda_{2,D}$ eines Radialwellendichtrings zwischen 0,8 und 1,0 über verschiedenen Vorschüben dargestellt. Es ist zu erkennen, dass das Ergebnis von diesem Parameter kaum beeinflusst wird. Auf der rechten Seite ist das Ergebnis einer Variation des Wirkungsgrads $\eta_{2,KGT}$ zwischen 0,76 und 0,96 zu sehen, die sich erwartungsgemäß sowohl in einem unterschiedlichen Niveau als auch in einer Änderung der Steigung der Verläufe äußern.

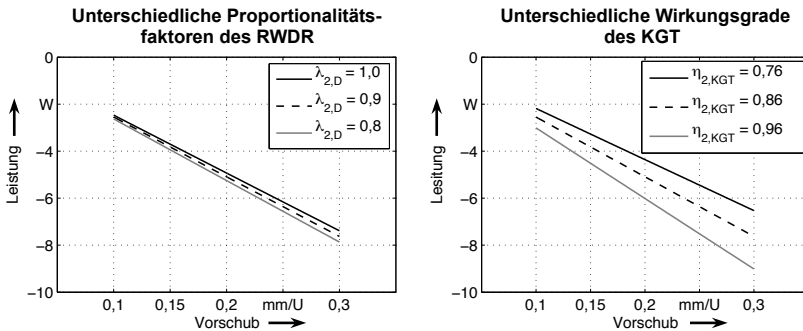


Abb. 6.21: Einfluss des Proportionalitätsfaktors $\lambda_{2,D}$ (links) und des Wirkungsgrads $\eta_{2,KGT}$ (rechts) auf die Ergebnisse der Leistungsberechnung der *Achse 2* für verschiedene Vorschübe

Der Einfluss des Reibungskoeffizienten der Führung ist in Abbildung 6.22 aufgezeigt. Der Reibungskoeffizient $\mu_{2,F}$ wurde von 0,10 bis 0,20 variiert.

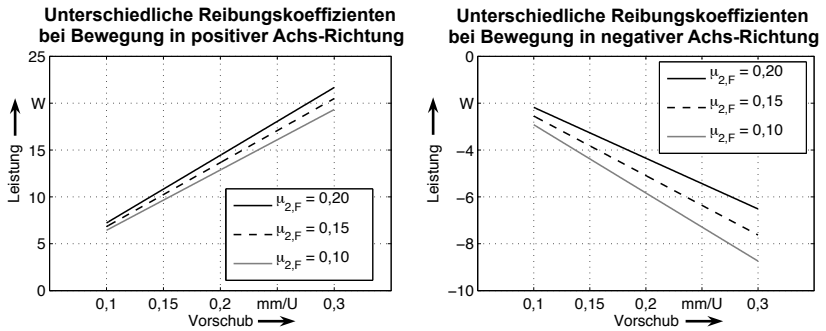


Abb. 6.22: Einfluss des Reibungskoeffizienten der Führung $\mu_{2,F}$ auf die Ergebnisse der Leistungsberechnung der *Achse 2* für verschiedene Vorschübe

Hierbei ist zu erkennen, dass sich der Reibungskoeffizient unterschiedlich bei Auf- und Abwärtsbewegung äußert. Dies ist darauf zurückzuführen, dass die Reibung bei der Aufwärtsbewegung überwunden werden muss, während sie bei der Abwärtsbewegung hilft, den Schlitten zu bremsen.

Die Variation des elektrischen Motorwirkungsgrads $\eta_{2,Motor}$ von 0,76 bis 0,96 kann Abbildung 6.23 entnommen werden. Bei steigendem Wirkungsgrad ergibt sich eine höhere Rekuperationsleistung des Antriebs, da weniger elektrische Energie in Wärme umgewandelt wird und daher beim Bremsen der Achse mehr Leistung in den Zwischenkreis rückgeführt wird.

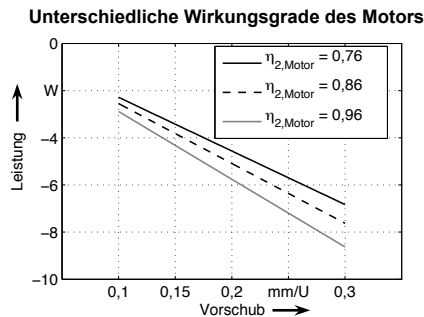


Abb. 6.23: Einfluss des Wirkungsgrads des Motors $\eta_{2,Motor}$ auf die Ergebnisse der Leistungsberechnung der *Achse 2*

Der Wirkungsgrad wurde darüber hinaus auch für den Hauptspindeltrieb variiert, und zwar zwischen 0,85 und 0,95 (dargestellt in Abbildung 6.24, links). Der Wirkungsgrad äußert seinen Einfluss erwartungsgemäß hauptsächlich bei hohen Drehzahlen. Während der Effekt bei einer Drehzahl von $250 \frac{1}{min}$ vernachlässigbar ist, beläuft sich der Unterschied zwischen den Extremwerten bei $2000 \frac{1}{min}$ auf relevante $110 W$. Neben dem Wirkungsgrad wurden unterschiedliche kinematische Viskositäten ν des Schmiermittels angenommen: $48 \frac{mm^2}{s}$, $38 \frac{mm^2}{s}$ und $31 \frac{mm^2}{s}$. Diese entsprechen beim verwendeten Schmierstoff der Viskosität bei den Temperaturen $20^\circ C$, $25^\circ C$ und $30^\circ C$, die alle im Betrieb auftreten können. Hierbei zeigt sich ein deutlicher Unterschied, gerade bei hohen Drehzahlen. Es ist daher denkbar, die Verluste im Hauptantrieb als temperaturabhängige Tabelle auszugeben, um diesen Effekt, also eine Rückwirkung des thermischen Modells auf das Wärmequellenmodell, zu berücksichtigen. Dies wäre mit dem dargestellten Wärmequellenmodell umzusetzen, wofür allerdings eine Kopplung des FE-Modells und des Wärmequellenmodells nötig wäre.

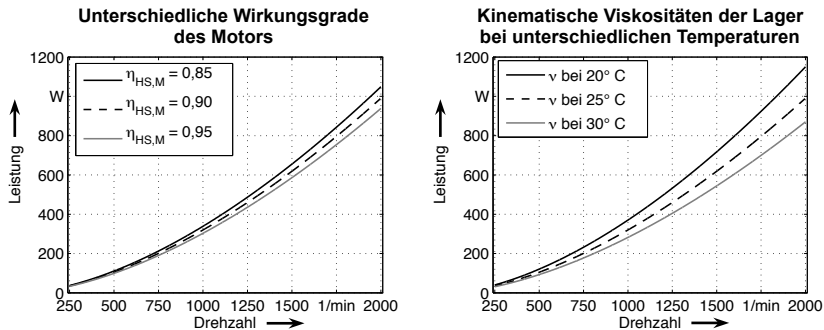
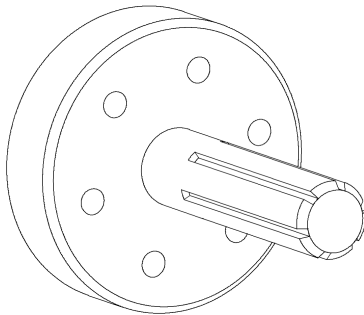


Abb. 6.24: Einfluss des Wirkungsgrads $\eta_{HS,M}$ (links) und der Viskosität ν (rechts) auf die Ergebnisse der Leistungsberechnung des Hauptantriebs

6.4 Versuchsaufbau für die Messung des thermoelastischen Maschinenverhaltens

Nachdem das Wärmequellenmodell gemäß dem vorherigen Abschnitt validiert werden konnte, musste anschließend die gesamte Modellierungssystematik anhand einer Temperatur- und Verlagerungsmessung auf ihre Gültigkeit hin überprüft werden. Das im Rahmen dieser Arbeit entwickelte Vorgehen ermöglicht die einfache Ableitung der Randbedingungen auch für komplexe

Bearbeitungsprogramme. Um die Anwendungsfähigkeit in dieser Hinsicht zu erproben, wurde in Kooperation mit dem Maschinenhersteller ein für diesen Maschinentyp übliches Anwendungsprogramm entwickelt. Abbildung 6.25 zeigt eine Antriebswelle, deren spanende Bearbeitung dem Programm zugrunde liegt. Das zugehörige NC-Programm ist dem Anhang, Abschnitt B.1, zu entnehmen. Die Messungen erfolgten dabei im Luftschnitt, da ein Betrieb der Maschine unter realer Zerspanung für die Langzeit-Erwärmungsversuche nicht praktikabel war. Darüber hinaus konnte durch die Leistungsmessungen bereits belegt werden, dass die zusätzlichen Lasten auf die Antriebe durch das Wärmequellenmodell gut beschrieben werden.



Exemplarisches Bauteil: Antriebswelle

Arbeitsschritte: - Drehbearbeitung
(Schruppen, Schlichten)
- Fräsbearbeitung der Nuten
- Bohrungen fertigen
(Zentrieren, Bohren,
Gewindebohren)

Bearbeitungszeit: 395 s
Spindellaufzeit: 285 s
Eilgangsbewegungen: 45
Anfangsdurchmesser: 65 mm
Schafddurchmesser: 20 mm

Abb. 6.25: Übersicht des exemplarischen Bauteils für die Validierungsversuche

Für den Temperaturabgleich wurden verschiedene Maschinenkomponenten mit Widerstandsthermometern⁷ versehen, die für den zu erwartenden Temperaturbereich eine hohe Präzision versprechen. Mehrere Widerstandsthermometer konnten dabei an einem Datenlogger⁸ angeschlossen und die Daten dadurch alle 30 s für mehr als zwölf Stunden gespeichert werden. Die Anbringung der Widerstandsthermometer erfolgte mit Wärmeleitpaste, um die Differenz zwischen Sensortemperatur und Oberflächentemperatur möglichst gering zu halten. Mit Hilfe dieses Versuchsaufbaus wurden zunächst Voruntersuchungen durchgeführt, um die Randbedingungen für die späteren Validierungsmessungen festzulegen. In einem ersten Schritt wurde der Einfluss der Umgebungsbedingungen auf die Maschinentemperatur untersucht. Abbildung 6.26 stellt die Temperaturmessungen an der ausgeschalteten Maschine über den Zeitraum einer Woche dar. Hierfür wurden die Widerstandsthermometer an verschiedenen Komponenten

⁷ Typ PT100 DIN B1/3

⁸ Wachendorff DCMT00RTD

der Maschine abgebracht: am Deckel der Umhausung, an der Außenfläche der Hauptspindel sowie am Maschinenbett.

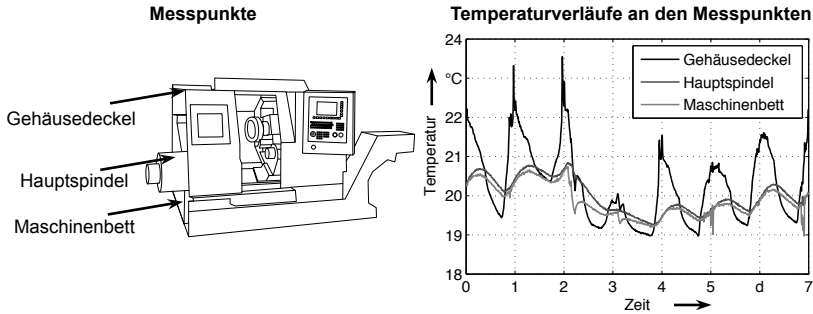


Abb. 6.26: Ergebnisse der Temperaturmessungen bei ausgeschalteter Maschine (aufgestellt in der Versuchshalle des *iwb*, Startzeit des Versuchs 13:15 Uhr) über den Zeitraum einer Woche (Maschine in Anlehnung an SPINNER (2013))

Aus den Messkurven lassen sich mehrere Erkenntnisse ableiten. Zunächst ist für alle drei Messpunkte eine deutliche Tag-Nacht-Schwankung zu entnehmen. Diese bewegt sich für den Gehäusedeckel in einem Bereich von bis zu 4 K , für die Messpunkte an den Strukturkomponenten von bis zu $0,5\text{ K}$. Neben den Tag-Nacht-Zyklen sind darüber hinaus Temperaturunterschiede über die gesamte Woche zu erkennen, die im Bereich von etwa 1 K liegen. Es wird ersichtlich, dass der Gehäusedeckel erwartungsgemäß deutlich stärker und schneller auf die Änderung der Umgebungsbedingungen reagierte als die Strukturkomponenten, da er erstens in exponierter Lage war und zweitens durch seine Blechstruktur eine minimale Wärmekapazität bei maximaler Oberfläche aufwies. An den Tagen zwei und drei sind darüber hinaus besonders große Ausschläge der Temperatur nach oben zu erkennen. Diese sind auf direkte Sonneneinstrahlung zurückzuführen, die am Aufstellort der Maschine für einen kurzen Zeitraum pro Tag auftrat. Die thermisch bedingte Wirkpunktverlagerung wird jedoch maßgeblich von der Erwärmung der Strukturbauteile bestimmt, die im Rahmen der Voruntersuchungen nur geringe Temperaturschwankungen aufwiesen. Um den Effekt der Sonneneinstrahlung noch weiter zu reduzieren, wurde die Maschine mit einer zusätzlichen Umhausung erweitert, die in großem Abstand mit reflektierenden Flächen die direkte Sonneneinstrahlung verhinderte. Um hierdurch kein verfälschendes Mikroklima unter der Umhausung zu generieren, wurden diese Flächen fächerförmig überlappend angeordnet, so dass die erwärmte Luft ohne Hindernis nach oben entweichen konnte. Um den Einfluss

der maschineneigenen Umhausung auf die Versuchsergebnisse zu reduzieren, wurde diese soweit möglich demontiert.

Neben der Untersuchung der Umgebungsrandbedingungen war es darüber hinaus von entscheidender Bedeutung, die Rahmenbedingungen für wiederholbare Versuche abzuklären. Hierfür musste sichergestellt werden, dass sich die Maschine zu Beginn jedes Versuchs in einem vergleichbaren Ausgangszustand befand. Um eine umfassende Betrachtung der Maschinenerwärmung zu beobachten, wurden die späteren Versuche über eine Zeit von 12 h durchgeführt. Da durch die lange Versuchsdauer davon auszugehen war, dass die Maschine nach Versuchsende eine nicht zu vernachlässigende Zeit zum Abkühlen auf Startniveau benötigt, wurde die minimal nötige Abkühlzeit nach einem solchen Versuch bestimmt. Abbildung 6.27 (links) dokumentiert die Abkühlkurve der Maschine nach einem Versuchslauf von 12 h. Dabei wird deutlich, dass eine Abkühlzeit von mindestens 36 h zwischen den Versuchen eingehalten werden musste.

Vor diesem Hintergrund erfolgte die Durchführung zweier Erwärmungsversuche, wobei die zuvor ermittelte Abkühlzeit eingehalten wurde. Die Ergebnisse sind in Abbildung 6.27 (rechts) dargestellt. Die gute Übereinstimmung der beiden Kurven zeigt, dass die Versuche gut reproduzierbar waren, so dass auch Messungen an verschiedenen Tagen miteinander vergleichbar blieben. Über den Verlauf jedes Versuchs wurde im Umfeld der Maschine ein annähernd linearer Anstieg der Umgebungstemperatur um 1 K aufgezeichnet. Diese Änderung der Umgebungstemperatur ist auch den späteren Simulationen hinterlegt worden.

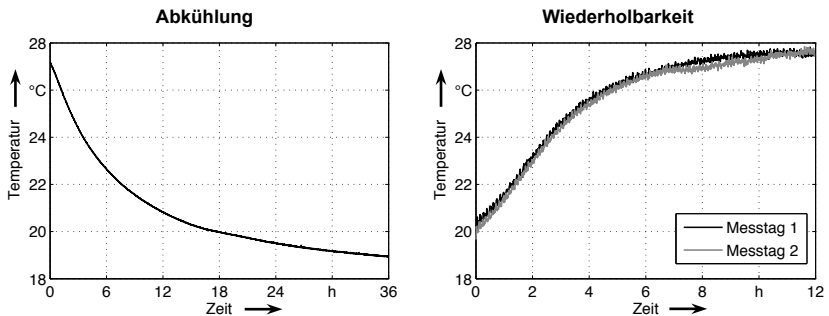


Abb. 6.27: Abkühlkurve der Maschine (links) und Wiederholbarkeitsversuch (rechts) für die Temperaturmessung an der Linearführung der Achse 1

Neben der Erfassung der Temperaturen an verschiedenen Komponenten der Maschine sollten auch die thermisch bedingten Verlagerungen erfasst werden.

Hierfür wurde ein Versuchsaufbau entworfen und die Messungen wurden durchgeführt. Der detaillierte Versuchsaufbau und die Ergebnisse können FRANKE ET AL. (2012) entnommen werden⁹. Im Folgenden soll lediglich eine kurze Beschreibung des Vorgehens erfolgen. Die thermisch bedingten Verlagerungen entwickeln sich über einen langen Zeitraum und sind für die betrachtete Maschine erwartungsgemäß in einem Bereich von wenigen Mikrometern bis hin zu mehreren hundertstel Millimetern, je nach Belastung, Ausgangszustand und Dauer des Versuchs. Zur Erfassung der Verlagerungen wurde auf eine Präzisionsmessuhr zurückgegriffen, die die Verlagerung im Mikrometerbereich bestimmt. Voruntersuchungen haben darüber hinaus ergeben, dass die Wiederholgenauigkeit für das Anfahren einer Position bei gleichbleibendem Bewegungszyklus (Anfahren der Position immer aus der gleichen Richtung) so hoch war, dass dadurch hervorgerufene Abweichungen im Vergleich zu den thermisch bedingten Verlagerungen im Rahmen der Untersuchungen vernachlässigbar waren. Für die Bestimmung der Relativverlagerungen wurde die Messuhr mit einer Halterung im Werkzeughalter mitgeführt. In der Spindel wurde ein geschliffener Präzisionsmessadapter eingespannt, gegen den die Messuhr in regelmäßigen Abständen angetastet wurde. Die Aufzeichnung der Werte wurde über Kameratechnik gewährleistet. Die Messung erfolgte nach einem Programmdurchlauf zu Beginn und anschließend nach jeweils drei Durchläufen.

Für die Messung der Absolutverlagerungen des Werkzeugs wurde ein präziser Messblock in den Werkzeughalter gespannt. Die Messuhr wurde auf einem ortsfesten Gestell angebracht, gegen das der Prüfblock in regelmäßigen Abständen gefahren wurde. Um Verfälschungen der Ergebnisse durch eine mögliche Verlagerung des Messgestänges zu vermeiden, wurde dieses ohne direkten Maschinenkontakt aufgestellt und darüber hinaus aus Invar ausgeführt. Dessen Wärmeausdehnungskoeffizient ist, verglichen mit den in der Maschine verwendeten Werkstoffen, vernachlässigbar gering. Der Messzyklus wurde dabei analog zur Relativverlagerungsmessung durchgeführt.

Da durch den Versuchsaufbau pro Versuch nur eine Verlagerungsrichtung gleichzeitig erfasst werden konnte, waren für die vollständige Erfassung der translatorischen Verlagerungen sechs Versuche nötig (Relativverlagerungen zwischen Werkzeug und Werkstück in X-, Y- und Z-Richtung und Absolutverlagerungen des TCP in X-, Y- und Z-Richtung). Dies wurde nur durch die oben beschriebene Wiederholbarkeit der Versuche möglich. Um die Ergebnisse weiter abzusichern, wurden pro Richtung mindestens drei Versuche durchgeführt und die Resultate gemittelt. Dabei wiesen die Versuche in allen Richtungen

⁹ Im Rahmen dieser Arbeit wurden zur Gewährleistung der Vergleichbarkeit mit den Simulationsergebnissen alle gemessenen und simulierten Verlagerungen auf das Maschinenkoordinatensystem bezogen. Durch den Messaufbau erhält die Verlagerung in X-Richtung ein anderes Vorzeichen als in FRANKE ET AL. (2012) dargestellt.

qualitativ und quantitativ eine gute Reproduzierbarkeit auf. Die Abweichungen zwischen den einzelnen Versuchen lagen bei wenigen Mikrometern. Dies entspricht Abweichungen von kleiner 10% bezogen auf den Maximalwert (siehe Abbildung 6.32). Der qualitative Verlauf, also die Verlagerungsrichtung sowie die Änderungen der Verlagerungsrichtung, war in jedem Versuch identisch.

6.5 Umgebungsrandbedingungen und Wärmequellen der thermoelastischen Simulation

Analog zu den Verlagerungsmessungen wurde eine thermoelastische Simulation durchgeführt. Hierfür waren zunächst die Simulationsrandbedingungen zu ermitteln. Anhand des in Abschnitt 6.2 umgewandelten und mit Umgebungsrandbedingungen versehenen Maschinenmodells erfolgte die Ausleitung eines thermischen und eines mechanischen Modells. Es wurde zunächst das Temperaturfeld berechnet und dieses anschließend als Last auf das mechanische Modell aufgegeben. Die Erzeugung der Wärmequellen (gemäß Definition in Abschnitt 1.3) für das in Abbildung 6.25 dargestellte Bauteil basierte auf dem im vorherigen Schritt validierten Wärmequellenmodell. Hierfür wurde zunächst ein vereinfachtes Bewegungsmuster auf Basis des NC-Programms abgeleitet. Abbildung 6.28 zeigt die Positions- und Geschwindigkeitsdaten von *Achse 1* und *Achse 2* über der Zeit für einen Bearbeitungszyklus.

Achse 3 wurde im Rahmen dieses Programms nicht verwendet, sondern auf Position gehalten. Es ist deutlich zu erkennen, dass der überwiegende Anteil an Vorschubbewegungen von der *Achse 1* durchgeführt wird, während *Achse 2* hauptsächlich Positionierbewegungen realisiert. Aus diesen Bewegungsmustern lassen sich die Verlustleistungen berechnen. Abbildung 6.29 zeigt exemplarisch die Verlustleistungsverläufe über der Zeit für ein Lager der *Achse 1* (links) sowie für den Elektromotor der Hauptspindel (rechts). Die hohen Verlustleistungen am Lager treten bei Eilgangbewegungen auf. Diese Bereiche hoher Werte sind jedoch nur mit einem geringen Zeitanteil versehen. Für die Hauptspindel ist deutlich zu erkennen, dass die Leistung und damit die Verlustleistung mit der Zeit ansteigt. Dies ist auf den kleiner werdenden Bearbeitungsdurchmesser und die, bei gleichbleibender Schnittgeschwindigkeit, steigende Drehzahl zurückzuführen. Gegen Ende der Drehbearbeitung ist das (durch das Backenfutter vorgegebene) Drehzahllimit von $2000 \frac{1}{min}$ erreicht, so dass die Verlustleistung nicht weiter ansteigt. Aus dem Diagramm lässt sich auch entnehmen, dass die Spindel nur für etwa zwei Drittel der Bearbeitungszeit am Prozess beteiligt ist. Danach finden Fräs- und Bohroperationen mit Hilfe von angetriebenen Werkzeugen statt.

Die Analyse der Verlustleistungsverläufe mit dem in Abschnitt 5.9 vorgestellten Vorgehen zur Untersuchung von Wärmequellenverteilungen ergab, dass die

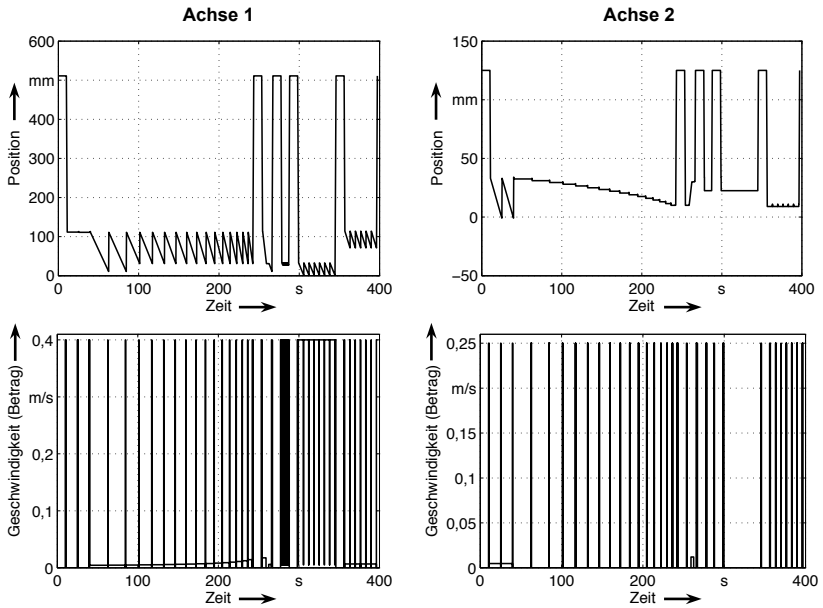


Abb. 6.28: Vereinfachtes Bewegungsmuster für das exemplarische Bauteil

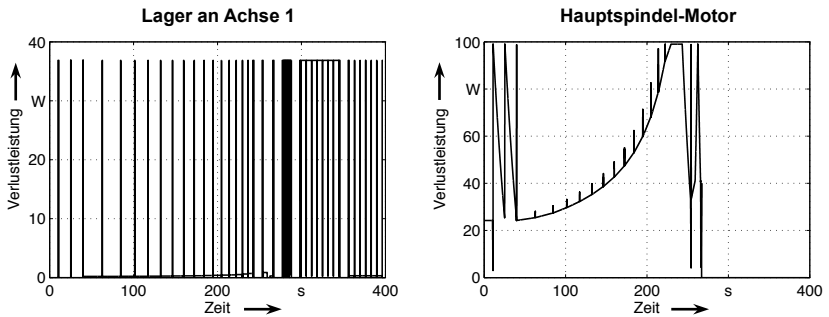


Abb. 6.29: Verlauf der Verlustleistungen über einen Programmzyklus für das Lager 1 der Achse 1 (links) und den Motor der Hauptspindel (rechts)

Zyklen des Bearbeitungsprozesses im Vergleich zur Gesamtversuchszeit sehr kurz sind. Dadurch müssen diese nicht detailliert abgebildet werden. Statt dessen wurden Mittelwerte der Verlustleistung für die einzelnen Wärmequellen berechnet. Dabei wurde auch berücksichtigt, dass im Versuch nach jedem Programmdurchlauf eine Pause von 30 s programmiert wurde, was den Tausch des fertigen Werkstücks gegen ein neues Halbzeug repräsentieren sollte. Aus dem Wärmequellenmodell wurden die in Tabelle 6.3 dargestellten Werte bestimmt.

Tabelle 6.3: Übersicht über die Verlustleistungen, die als Ergebnis des Wärmequellenmodells für die Simulation verwendet wurden

Wärmequelle	Verlustleistung in W
<i>Achse 1</i> , Lager 1	6,0
<i>Achse 1</i> , Lager 2	5,0
<i>Achse 1</i> , Dichtung Lager 1	11,7
<i>Achse 1</i> , Dichtung Lager 2	5,8
<i>Achse 1</i> , Führung	78,6
<i>Achse 1</i> , KGT	4,1
<i>Achse 1</i> , Motor	18,1
<i>Achse 2</i> , Lager 1	1,1
<i>Achse 2</i> , Lager 2	0,3
<i>Achse 2</i> , Dichtung Lager 1	2,0
<i>Achse 2</i> , Dichtung Lager 2	0,3
<i>Achse 2</i> , Führung	3,1
<i>Achse 2</i> , KGT	2,0
<i>Achse 2</i> , Motor	2,4
Hauptspindel, Lager 1	30,1
Hauptspindel, Lager 2	198,1
Hauptspindel, Öldurchführung	42,6
Hauptspindel, Motor	30,1

Für die *Achse 1* wurde darüber hinaus in Anlehnung an Abschnitt 5.9 eine räumliche Verteilung des Wärmeintrags gewählt. Die Auswertung des Bewegungsprofils ergab dabei, dass deutlich über 90% der Aufenthaltszeit auf den

Bereich von 0 bis 100 *mm* und den Bereich von 480 bis 520 *mm* entfallen. In Verbindung mit dem an der jeweiligen Position anfallenden Leistungseintrag wurden die Lasten für die Struktur abgeleitet. Für *Achse 2* wurde aufgrund der geringen Verfahrswege auf eine Verteilung verzichtet.

Darüber hinaus mussten weitere Größen berücksichtigt werden, die nicht im Wärmequellenmodell enthalten waren. Da die Motoren der *Achse 1* und der *Achse 2* fast ausschliesslich im Stillstand waren, wurde aus Herstellerangaben zusätzlich die Stillstandsleistung berücksichtigt, die sich aus dem Stillstandsstrom und dem Wicklungswiderstand abschätzen lässt. In diesem Fall wurden diese mit 10 *W* pro Phase angesetzt. Darüber hinaus erfolgte die Verwendung von angetriebenen Werkzeugen im Programm, die nicht im Wärmequellenmodell repräsentiert waren. Deren Leistungen konnten aus Datenblättern im Modell mit einer Gesamtverlustleistung von 50 *W* im Werkzeugrevolver abgeschätzt werden. Aus Tabelle 6.3 wird ersichtlich, dass die Verlustleistungen in der Hauptspindel die Erwärmung der Maschine dominieren. Um eine übermäßige Temperaturerhöhung in der Hauptspindel zu verhindern, existiert an der realen Maschine eine temperaturgeregelte Spindelkühlung. Diese wurde im Modell anhand einer einfachen Zweipunktregelung umgesetzt. Für die Umgebungstemperatur wurde entsprechend den Bedingungen während der Messungen ein linear ansteigender Wert von 20 – 21 °C vorgegeben.

6.6 Gegenüberstellung von Simulation und Messung

Mit den oben dargestellten Randbedingungen wurden die thermischen und die thermoelastischen Simulationen durchgeführt. Die mit dem Simulationsmodell ermittelten Ergebnisse sollen im Folgenden den Messergebnissen aus dem oben dargestellten Versuchsaufbau gegenübergestellt werden. Hierbei soll zunächst ein Vergleich der Temperaturen aus Messung und Simulation betrachtet werden. Abbildung 6.30 zeigt eine Übersicht der Messpunkte, die bei der experimentellen Analyse erfasst wurden.

Die Gegenüberstellung der Temperaturen aus Messung und Simulation an diesen Punkten ist in Abbildung 6.31 dargestellt. Es ergibt sich grundsätzlich eine gute Übereinstimmung zwischen den Werten. Die Simulationsergebnisse des Temperaturanstiegs an den Motorflanschen der *Achsen 2* und *3* stimmen anfangs mit den Messergebnissen überein. Mit fortschreitender Simulations- und Versuchsdauer prognostiziert die Simulation jedoch zu niedrige Temperaturen. Da die Leistungsmessungen das Wärmequellenmodell bestätigt haben, ist die Abweichung entweder auf eine zu niedrig abgeschätzte Stillstandsleistung zurückzuführen oder resultiert aus einer zu stark angenommenen Wärmeabgabe an die Umgebung. Das vorgestellte Transformationsvorgehen basiert auf Näherungsformeln für einfache Geometrien. Mit steigenden Rechenleistungen

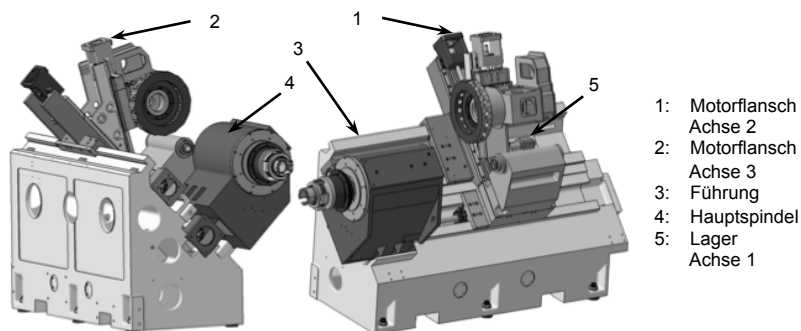
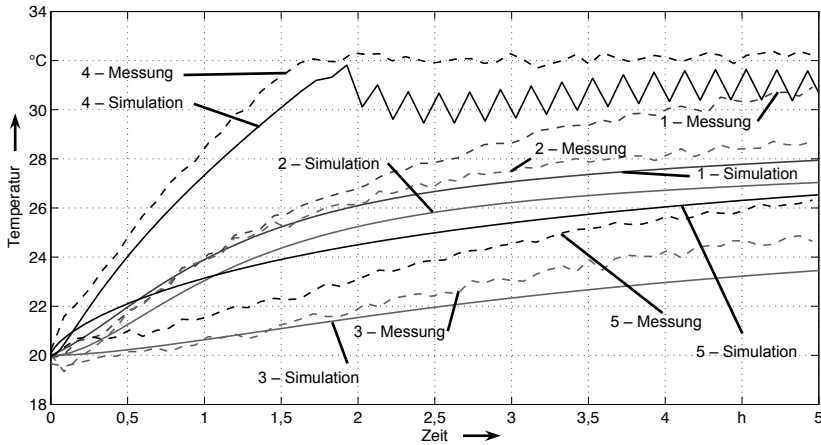


Abb. 6.30: Übersicht über die Temperaturmesspunkte an der Maschinenstruktur

können hier zukünftig CFD-Simulationen einen wertvollen Beitrag zur Genauigkeitssteigerung leisten. Bei der Temperatur an der Außenseite der Hauptspindel ist zu erkennen, dass der Anstieg der simulierten Temperaturwerte mit dem Anstieg der Messwerte übereinstimmt. Dies spricht dafür, dass die Verlustleistungen in der Spindel durch das Wärmequellenmodell adäquat prognostiziert werden können. Die modellierte Kühlung sorgt in diesem Fall dafür, dass die Temperatur wie an der realen Maschine nicht weiter ansteigt. Die deutlich zu erkennenden Temperaturschwankungen sind auf die Zweipunktregelung der Kühlung und die Zeitschritte der Simulation zurückzuführen.

Die prognostizierten Temperaturwerte an der Führung stimmen gut mit den gemessenen Temperaturen überein. Da an dieser Stelle der Maschine kein direkter Wärmeeintrag berücksichtigt wurde, zeigt dies, dass auch die Wärmeleitung in der Maschinenstruktur adäquat abgebildet wird. Auch für das hintere Lager der *Achse 1* ergeben sich ähnliche Werte in Simulation und Messung. Die Erwärmung im Versuch weist zunächst jedoch einen langsameren Anstieg auf. Dies kann darauf zurückgeführt werden, dass im Versuch an der Außenseite der Lagerstelle gemessen wurde, so dass das Lagergehäuse zunächst durchwärmt werden musste. Mit zunehmender Dauer nimmt die Differenz beider Temperaturkurven ab, so dass die Werte am Ende des Versuchs übereinstimmen.

Zusätzlich zum Abgleich des Temperaturfelds wurden die daraus resultierenden Verlagerungen betrachtet. Im Rahmen der messtechnischen Untersuchungen wurde zu diesem Zweck ein mittlerer Verlauf aus allen Versuchen berechnet. Aus Gründen der Vertraulichkeit wurden die erfassten Werte der Maschine sowie die Simulationsergebnisse auf den Maximalwert normiert, so dass ein



1: Motorflansch Achse 2, 2: Motorflansch Achse 3, 3: Führung, 4: Hauptspindel, 5: Lager Achse 1

Abb. 6.31: Vergleich der Temperaturen aus Messung und Simulation (Randbedingungen der Messungen gemäß dem Versuchsaufbau aus Abschnitt 6.4 und der Simulation gemäß dem Abschnitt 6.5)

Vergleich der Ergebnisse von Messung und Simulation möglich ist. In Voruntersuchungen hat sich gezeigt, dass das thermoelastische Maschinenverhalten bei der hier betrachteten Maschine besonders innerhalb der ersten fünf Stunden von Interesse ist, da sich das Verhalten durch das Einsetzen der Spindelkühlung auch hinsichtlich der Verlagerungsrichtung stark verändert. Diese Variation des Verhaltens muss das Simulationsmodell prognostizieren können. Im Folgenden wurden der Übersichtlichkeit halber die Ergebnisse eines Vergleichs über fünf Stunden dargestellt. Eine Gegenüberstellung über eine Dauer von zwölf Stunden kann Abschnitt B.2 des Anhangs entnommen werden. Die Ergebnisse gleichen im Wesentlichen den hier dargestellten, lediglich die Prognosequalität in Y-Richtung sinkt mit zunehmender Dauer, während sich die Ergebnisse in Z-Richtung aus Simulation und Messung einander annähern.

Abbildung 6.32 (links) zeigt die Absolutverlagerungen des TCP. Der Wert ist hier positiv bei Verlagerung in positiver Richtung des Maschinenkoordinatensystems (siehe Abbildung 6.1). Werden die simulierten und die gemessenen Verläufe verglichen, so ist eine gute Übereinstimmung zu erkennen. Die Simulation sagt für alle Achsrichtungen die richtige Verlagerungsrichtung und den richtigen qualitativen Verlauf bei geringen Abweichungen vorher.

Abbildung 6.32 (rechts) gibt eine ähnliche Betrachtung für die Relativverlagerung zwischen Werkzeug und Werkstück wieder. In diesem Fall ist die

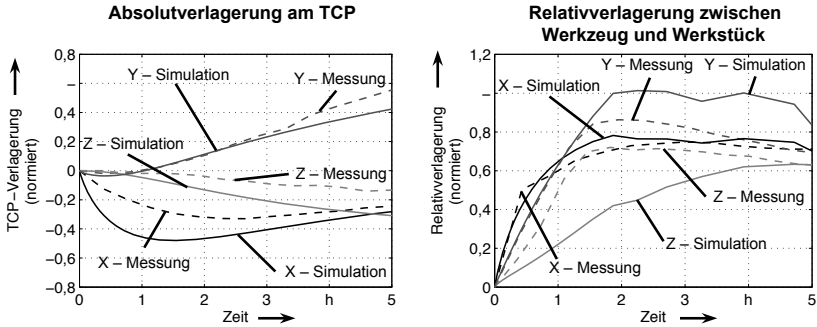


Abb. 6.32: Vergleich der auf den Maximalwert normierten Werte aus Messung und Simulation für die Absolutverlagerung des TCP (links) und Relativverlagerung zwischen Werkzeug und Werkstück (rechts) (Randbedingungen der Messungen gemäß dem Versuchsaufbau aus Abschnitt 6.4 und der Simulation gemäß dem Abschnitt 6.5)

Verlagerung positiv, wenn sich Werkstück und Werkzeug einander annähern. Werden die einzelnen Verläufe betrachtet, so gibt die Simulation auch hier die Richtung der Verlagerung korrekt vor. In der Z-Achse stimmt die Verlagerung gegen Ende des Verlaufs überein, jedoch ist der Anstieg zu Beginn zu gering. Da die Simulation die Absolutverlagerung des TCP für diese Richtung korrekt prognostiziert, ist daraus zu schließen, dass die Verlagerung der Hauptspindel anfangs zu gering ausfällt. Dies kann aus der sehr einfach implementierten Kühlmittelregelung im Modell resultieren. Dass die insgesamt eingebrachte Verlustleistung dennoch gut abgeschätzt ist, lässt sich daran erkennen, dass sowohl die simulierte Temperatur an der Spindelaußenseite als auch die simulierte Verlagerung nach einer gewissen Zeitspanne nah an der Messung liegen. Für die X- und die Y-Richtung werden dagegen die Verläufe qualitativ wie auch quantitativ gut prognostiziert. Während sich die Y-Werte der Simulation gegen Ende etwas zu hoch ergeben, sind die Kurven für die X-Richtung fast deckungsgleich.

Insgesamt prognostiziert das Simulationsmodell die Temperaturen und die thermoelastischen Verlagerungen gut. Darüber hinaus wurden für die Simulation in diesem Rahmen keine vereinfachten Verfahrensbewegungen einzelner Achsen, sondern ein komplexes, reales Bearbeitungsprogramm zugrunde gelegt. Damit kann die in dieser Arbeit entwickelte Modellierungssystematik inklusive des Transformationsvorgehens und der Wärmequellenmodellierung als valide angesehen werden. Der sich daraus ergebende Nutzen für die Anwendung in der Maschinenentwicklung soll im folgenden Abschnitt dargelegt werden.

6.7 Technische und wirtschaftliche Bewertung der Modellierungssystematik

Die Modellierungssystematik soll im Folgenden einer technischen und wirtschaftlichen Bewertung unterzogen werden. Zur Beurteilung des technischen Potenzials wird die Systematik zunächst den vorab formulierten Anforderungen gegenübergestellt.

Wenige, globale Eingangsgrößen

Für die Bestimmung des thermoelastischen Maschinenverhaltens ist üblicherweise ein hohes Maß an Verständnis für die thermodynamischen und die thermomechanischen Zusammenhänge in der und um die Maschine erforderlich. Um die thermoelastische Simulation in die Maschinenentwicklung integrieren zu können, wurde die Anforderung aufgestellt, dass in der Anwendung der Modellierungssystematik nur eine begrenzte Zahl an Eingangsgrößen vorgegeben werden muss. Darüber hinaus sollen diese dem Maschinenentwickler bekannt sein und kein Expertenwissen zur thermischen Simulation erfordern.

Die vorgestellte Modellierungssystematik greift dabei drei entscheidende Aspekte auf: die Transformation der Maschinenstruktur, die Umgebungsrandbedingungen und die internen Wärmequellen, wobei die beiden letzteren zusammen die thermischen Randbedingungen des Systems darstellen. Für die Transformation der Struktur kann dabei ein bereits existierendes, strukturmechanisches FEM-Modell herangezogen werden. Die Umwandlung dieses Modells in ein thermisches erfordert die Angabe thermischer Parameter (z. B. des Wärmeausdehnungskoeffizienten), die einfach zu ermitteln sind und für verschiedene Werkstoffe oder Komponenten in einer Datenbank für eine wiederholte Verwendung hinterlegt werden können. Für die Berechnung der Umgebungsrandbedingungen wurde ein Vorgehen entwickelt, das automatisch die für den Wärmeaustausch zur Verfügung stehenden Flächen identifiziert und die konvektionsbezogenen Flächeninformationen ermittelt. Von wenigen Ausnahmen abgesehen, sind an dieser Stelle vom Anwender der Modellierungssystematik lediglich der zeitliche Verlauf des Umgebungstemperaturfelds und die Oberflächenbeschaffenheiten der Komponenten (hinsichtlich des Emissionskoeffizienten) anzugeben. Die Ermittlung der internen Wärmequellen ((gemäß Definition in Abschnitt 1.3) basiert auf einem modularen Modell, das die folgenden Eingangsgrößen benötigt:

- Prozessgrößen (aus der Bearbeitungsaufgabe bekannt)
- Geometrische Informationen (aus dem Modell bekannt)
- Parameter der verwendeten Komponenten (z. B. Lager, Motoren; dem Hersteller ohnehin bekannt bzw. beim Komponentenlieferanten zu erfragen)

Mit diesen Eingangsgrößen können die Wärmequellen berechnet werden. Durch den modularen Aufbau können die einzelnen Komponentenmodelle darüber hinaus wiederverwendet werden, wodurch eine erneute Parametrierung entfällt. Insgesamt ist ersichtlich, dass der Anwender für den überwiegenden Teil seiner Simulationsvorhaben lediglich mit den notwendigsten Eingabegrößen konfrontiert ist, die darüber hinaus nur ein Grundwissen der thermomechanischen Zusammenhänge erfordern. Diese Anforderung wird demnach von der Modellierungssystematik erfüllt.

Geringer Modellierungsaufwand

Die Forderung nach einem geringen Modellierungsaufwand geht einher mit der vorherigen Anforderung, da eine Reduzierung dieses Aufwands die Integration der thermoelastischen Simulation in den bisherigen Entwicklungsprozess begünstigt. Die vorgestellte Modellierungssystematik kann umfangreiche, manuelle Modellierungsschritte reduzieren. Die Transformation der Struktur sowie die Berechnung der Umgebungrandbedingungen und der Wärmequellen erfordern deutlich weniger manuelle Eingriffe als ein konventionelles Vorgehen. Dadurch lässt sich neben dem Modellierungsaufwand auch die dafür nötige Zeit stark reduzieren. Dies wirkt sich positiv auf die Wirtschaftlichkeit der thermoelastischen Simulation aus. Eine Abschätzung des Nutzens wird weiter unten aufgeführt.

Verwendung bestehender Modelle

Die Verwendung der bestehenden statischen und dynamischen Maschinenmodelle wird durch den Einsatz der Transformationschnittstelle gewährleistet. Es ist auf diese Weise möglich, die Wärmeübertragung innerhalb der Maschinenstruktur und ausgehend von einem mechanischen Modell zu berechnen.

Rechenzeit-effiziente Modellierung der Randbedingungen

Der zeitliche Aufwand für thermoelastische Berechnungen mit einem Simulationsmodell entsteht erstens durch die Modellierung und zweitens durch die Berechnungszeit des Modells. Die Berechnungszeit orientiert sich an verschiedenen Parametern, unter anderem der eingesetzten Hard- und Software, der Anzahl der Freiheitsgrade und der Zeitschrittweite. Letztere wird bei einer transienten Simulation vor allem über die zeitlichen Verläufe der Wärmequellen bestimmt. Ändern sich diese in sehr kurzen Zeitintervallen, so müssen entsprechend kurze Zeitschritte gewählt werden. Dem stehen jedoch die großen Simulationszeiten entgegen, die für das thermoelastische Verhalten üblicherweise betrachtet werden müssen. Bei der Simulation von Werkzeugmaschinen tritt diese Problematik von kurzen Zeitschritten und langen Simulationszeiten vor allem bei bewegten Komponenten auf. Mit dem im Rahmen der Wärmequellenmodellierung vorgestellten Vorgehen können aus den zeitlichen und räumlichen Verläufen Wärmequellenverteilungen gewonnen werden, die unabhängig von

den Simulationszeitschritten verwendet werden können. Die hieraus entstehenden Fehler können mit der Systematik ebenfalls abgeschätzt werden. Damit ermöglicht das hier vorgestellte Vorgehen, die Rechenzeit auf ein notwendiges Maß zu begrenzen.

Aufgabenbasierte Modellierung der Wärmequellen

Einhergehend mit der Anforderung eines geringen Modellierungsaufwands steht die aufgabenbasierte Modellierung von Wärmequellen, welche im Modell als Wärmestromrandbedingung hinterlegt werden. Da in einer Werkzeugmaschine viele Wärmequellen berücksichtigt werden müssen, von denen ein Großteil abhängig vom Bearbeitungsprogramm sind, ist eine manuelle Abschätzung mit hohem Aufwand für jede einzelne Simulation verbunden. Beim Vergleich verschiedener Maschinenkonzepte müssen diese jeweils eigens berechnet werden, da die Wärmequellen vom Maschinenkonzept abhängig sein können. Die im Rahmen dieser Arbeit vorgestellte Wärmequellenmodellierung genügt dagegen der formulierten Anforderung, da diese die aufgabenabhängigen Wärmequellen direkt aus dem Bearbeitungsprogramm zu bestimmen erlaubt. Wenn Änderungen an der Aufgabe oder dem Maschinenkonzept hinsichtlich ihrer Auswirkung auf das thermoelastische Verhalten untersucht werden sollen, dann muss das Wärmequellenmodell lediglich mit dem veränderten Parameter erneut berechnet werden. Alle davon abhängigen Wärmequellen ändern sich damit entsprechend.

Modularer, systemunabhängiger Aufbau

Die Modellierungssystematik ist vollständig unabhängig von bestimmten Programmsystemen aufgebaut. Prinzipiell sind die Vorgehensschritte der Transformationsschnittstelle in jeder Umgebung umsetzbar. Die Unabhängigkeit vom verwendeten FE-System wird durch Im- und Export-Module gewährleistet. Solange das FE-Modell in einem auswertbaren Format vorliegt, können die Einleseroutinen angepasst werden, um die Modelldatenstruktur in der Transformationsschnittstelle zu befüllen. Auch das Wärmequellenmodell kann in beliebigen Programmsystemen umgesetzt werden, da es auf analytischen Zusammenhängen basiert. Lediglich die Ausgabe setzt in der hier dargestellten Form voraus, dass das verwendete FE-System mit tabellen- bzw. kennfeldgestützten Randbedingungen zurecht kommt.

Darüber hinaus ist das Wärmequellenmodell vollständig modular aufgebaut, womit verschiedenste Maschinenkonzepte umgesetzt werden können. Die Modularität ist dabei schon auf Achs-Ebene zu betrachten. Besitzt das Maschinenkonzept nicht drei serielle Vorschubachsen, sondern etwa zwei unabhängig voneinander auf der Grundstruktur bewegliche (z. B. bei einer Fräsmaschine in Kreuzbettbauweise, siehe Abbildung 6.33), so wird eine Kombination aus der zweifachen Nutzung des Moduls *Achse 1* und der einfachen Nutzung des

Modul *Achse 2* gewählt. Das Modul *Achse 3* entfällt in diesem Fall. Der Aufbau setzt sich in der darunterliegenden Komponenten-Ebene fort. Hier können die einzelnen Teilmodelle für jede Komponente einfach ausgetauscht werden, solange die Ausgangsgrößen weiter korrekt berechnet werden. Dies ermöglicht sowohl die Verwendung von Komponenten, die im Rahmen dieser Arbeit nicht berücksichtigt wurden, als auch die Einbindung neuer Berechnungsvorschriften, um der Weiterentwicklung von Beschreibungen verschiedener Effekte Rechnung tragen zu können.

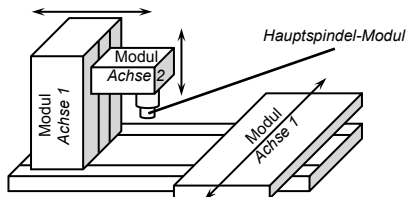


Abb. 6.33: Skizze eines alternativen Maschinenkonzepts in Kreuzbettbauweise, das durch eine Verwendung der Module *Achse 1* (zweimal) und *Achse 2* sowie des Hauptspindel-Moduls mit dem Wärmequellenmodell umsetzbar wäre

Fazit und wirtschaftliche Bewertung

Die vorgestellte Modellierungssystematik erfüllt also die grundlegenden technischen Anforderungen, die anfangs definiert wurden. Die Validität des Vorgehens konnte darüber hinaus anhand eines Anwendungsbeispiels gezeigt werden. Im Folgenden soll deshalb abgeschätzt werden, welcher Vorteil sich durch die Anwendung der Modellierungssystematik erzielen lässt. Der wirtschaftliche Vorteil, der sich durch den Einsatz virtueller Prototypen ergibt, konnte bereits im Rahmen vieler Arbeiten aufgezeigt werden und basiert unter anderem auf der Reduzierung realer Prototypen und den damit verbundenen Zeit- und Kosteneinsparungen. Auf dieser Grundlage äußert sich der wirtschaftliche Nutzen der vorgestellten Modellierungssystematik in der Einsparung des zusätzlichen Aufwands, der für die thermoelastische Simulation aufgebracht werden muss. Da es sich hierbei um virtuelle Prototypen handelt, wird dieser Aufwand maßgeblich durch die benötigte Zeit (zusammengesetzt aus Modellierungszeit und Berechnungszeit) bestimmt. Nachstehend wird anhand des oben vorgestellten Universaldrehzentrums abgeschätzt, welche Einsparungen sich durch die Modellierungssystematik erzielen lassen. Dabei gelten folgende Voraussetzungen:

- Ein mechanisches FE-Modell der Maschine ist vorhanden.
- Die im Maschinenkonzept geplanten Komponenten sind bekannt.

Es wird zunächst betrachtet, welche einmaligen Aufwandsunterschiede zwischen manuellem und systematikgestütztem Aufbau eines Maschinenmodells auftreten und anschließend, wie groß der Aufwand für zusätzliche Parametervariationen ausfällt. Die Zeiten wurden für die Anwendung der Modellierungssystematik direkt aus dem Anwendungsbeispiel übernommen. Für einen manuellen Modell-aufbau können die Zeiten nur aus der Erfahrung und der Kenntnis der hierfür notwendigen Schritte geschätzt werden. Diese manuellen Zeiten werden deshalb so geschätzt, dass sie einem Best-Case-Szenario für die manuelle Modellierung entsprechen. Die für die Modellierung notwendigen Schritte setzen sich dabei wie folgt zusammen:

- Transformation des mechanischen Modells in ein thermisches Modell
- Berechnung der Umgebungsrandbedingungen
- Berechnung der Wärmequellen

Für die Transformation des mechanischen Modells und die Berechnung der Umgebungsrandbedingungen wurde die in Kapitel 4 vorgestellte Implementierung der Schnittstelle verwendet. Gemäß Abschnitt 6.2 ergibt sich für die Umwandlung des Modells des Universaldrehzentrums ein reine Rechenzeit von $1160\text{ s} \approx 20\text{ min}$. Diese Zeit beinhaltet alle automatisierten Schritte vom Einlesevorgang des mechanischen Modells über die Erkennung der Außenflächen und die Berechnung der Wärmeübergangskoeffizienten bis hin zum Export des bearbeiteten Modells. Nicht enthalten sind dabei alle vom Nutzer zu erbringenden Tätigkeiten. Diese umfassen die Definition der Parameter der Werkstoffe und Verbindungen sowie die Vorgabe der Emissionskoeffizienten und der Umgebungsbedingungen. Für die Angabe der Materialparameter kann mit einer Zeit von weniger als 1 min pro Material gerechnet werden. Da diese immer wieder auftreten, könnte hier auch die Erstellung eines Katalogs sinnvoll sein. Für anzunehmende fünf verschiedene Werkstoffe ergeben sich also 5 min . Von der Schnittstelle wird ein vorzugebender Ersatzwärmeübergangswert für alle Verbindungen im Modell hinterlegt. Für die Änderung einzelner davon abweichender Verbindungen kann ein Dauer von 15 min angesetzt werden. Die Angabe eines globalen Emissionskoeffizienten stellt eine gute Grundlage für die Berücksichtigung der Wärmestrahlung dar, da die äußeren Flächen einer Werkzeugmaschine üblicherweise sehr ähnliche Oberflächeneigenschaften aufweisen. Sollten einzelne Flächen dennoch mit abweichenden Koeffizienten versehen werden müssen, so ist in diesem Fall lediglich die Veränderung eines Parameters erforderlich, da die Randbedingung und die Umgebungstemperatur bereits angelegt sind. Sind in einem solchen Fall hypothetische zehn Flächen zu verändern, dann kann von einer Änderungszeit $< 5\text{ min}$ ausgegangen werden.

Letzter Punkt der manuellen Tätigkeiten ist die Vorgabe der Umgebungsbedingungen. Hier erlaubt die Schnittstelle die Vorgabe von beliebig vielen Zeitschritten und die Zuweisung von Umgebungstemperaturwerten zu diesen Zeitschritten. Diese können zusätzlich höhenveränderlich vorgegeben werden. Zwischen den verschiedenen Zeitschritten werden die Werte linear interpoliert. Diese Umgebungsbedingung wird beim Export des Modells automatisch jeder Randbedingung hinterlegt. Je nach Anzahl der vorgegebenen Schritte ist auch in diesem Fall von einem Aufwand $< 5 \text{ min}$ auszugehen.

Dem gegenüber steht die manuelle Modellierung des thermischen Modells. Ausgehend vom mechanischen Modell ist hierbei zunächst die Wärmeleitung abzubilden. Dabei müssen ebenfalls thermische Parameter für Werkstoffe und Verbindungen hinterlegt werden sowie die Elemente auf thermisches Verhalten umgestellt werden. Hierfür sind abhängig vom eingesetzten Programmsystem etwa 45 min zu veranschlagen, da alle Verbindungen zunächst manuell mit einem Ersatzwärmeübergangskoeffizienten versehen werden müssen. Darüber hinaus müssen die Umgebungsrandbedingungen an den Flächen berechnet und appliziert werden. Dabei kann die große Anzahl von Detailflächen, die von der Transformationsschnittstelle automatisch erfasst werden, gar nicht mit vertretbarem Aufwand berücksichtigt werden. Für die Abschätzung des bei der manuellen Modellierung anfallenden Aufwands wird davon ausgegangen, dass die 100 wichtigsten Flächen bei der Modellierung berücksichtigt werden. Hierfür soll der Zeitaufwand pro Fläche bestimmt werden. Zunächst muss eine Strahlungsrandbedingung pro Fläche vorgegeben werden. Dies kann mit etwa 1 min abgeschätzt werden. Zusätzlich muss der Wärmeübergangskoeffizient bestimmt werden. Dabei kann davon ausgegangen werden, dass die Berechnungsvorschriften in einer ausführbaren Form implementiert sind. Hierfür müssen dennoch die charakteristischen Flächenparameter bestimmt werden. Dies umfasst den zu verwendenden Berechnungsfall, die Orientierung der Fläche sowie fallabhängig die Höhe, Breite, Länge und Neigung der Fläche. Der hierbei resultierende Wärmeübergangskoeffizient muss darüber hinaus für jede vorgegebene Umgebungstemperatur neu berechnet werden. Werden der Modellierung drei Temperaturschritte zugrunde gelegt, so müssen einmalig die Größen bestimmt werden und anschließend die drei Berechnungen durchgeführt werden. Anschließend müssen diese Werte in einer Randbedingung hinterlegt werden. Es kann dabei von etwa 5 min pro Fläche ausgegangen werden (jeweils 1 min für das Anlegen der Randbedingung, für die Bestimmung der charakteristischen Größen und für jeden der drei Berechnungsschritte). Insgesamt fallen für die Modellierung der Umgebungsrandbedingungen also 6 min pro Fläche an. Dies ergibt bei den angenommenen 100 Flächen eine Modellierungszeit von etwa zehn Arbeitsstunden. Diese ist in Tabelle 6.4 dem Ergebnis der Transformationsschnittstelle gegenübergestellt. Dabei wird ersichtlich, dass schon bei einem einmaligen Modelllaufbau und einem Satz von Umgebungsbedingungen der Einsatz der Transformationsschnittstelle eine Reduzierung des zeitlichen

Aufwands auf weit unter zehn Prozent bewirken kann.

Zur vollständigen Definition der thermischen Randbedingungen des Systems müssen nach der Modellierung der Wärmeleitung und der Umgebungsrandbedingungen die Wärmequellen für das Modell erarbeitet werden. Die inneren Wärmequellen sind für den Hauptantrieb und die Vorschubantriebe zu bestimmen. Diese sind abhängig von dem für die Analyse herangezogenen Bearbeitungsprogramm. Bei Verwendung der Modellierungssystematik müssen je nach Maschinenaufbau die einzelnen Modellbausteine aus dem Baukasten angeordnet werden. Hierfür sind etwa 30 *min* zu veranschlagen. Unabhängig von der Verwendung der Modellierungssystematik müssen anschließend die Maschinenkomponenten identifiziert und die für die Berechnung der Wärmequellen notwendigen Parameter recherchiert werden. Die hierfür benötigte Zeitspanne ist stark von der Datenverfügbarkeit abhängig. Da dies für beide Modellierungsformen gleich gilt, sollen an dieser Stelle hierfür 180 *min* angesetzt werden, was dem Fall entspricht, dass die notwendigen Daten vor Ort zugänglich sind. Der letzte Schritt ist die Berechnung der Wärmequellenwerte, die im Fall der Modellierungssystematik vom Wärmequellenmodell erledigt wird, so dass hier eine nahezu vernachlässigbare Zeit von etwa 1 *min* notwendig ist. Bei der manuellen Modellierung müssen alle Berechnungen manuell durchgeführt und die Wechselwirkungen der einzelnen Phänomene berücksichtigt werden. Die hierfür angenommene Zeit von 120 *min* ist daher eher optimistisch geschätzt. Insgesamt ergibt sich demnach beim einmaligen Aufbau eines thermischen Modells eine Einsparung der Modellierungszeit auf etwa 25%.

Der größte Zeitvorteil bei der Verwendung der Modellierungssystematik ergibt sich jedoch erst bei der Untersuchung von Varianten. Für jede Veränderung der Umgebungsrandbedingungen steht dabei eine Zeit von etwa 30 *min* (zusammengesetzt aus den Berechnungszeiten der Schnittstelle und der Modellierungszeit für die Umgebungsrandbedingungen) einer manuellen Modellierung gegenüber, in der mit Ausnahme der Bestimmung der charakteristischen Flächengrößen und des Anlegens der Randbedingung alle Schritte des erstmaligen Modellaufbaus wiederholt werden müssen. Geht man für eine Änderung von einem optimistischen Wert von 3 *min* pro Fläche aus, so ergibt sich für 100 Flächen bei Verwendung der Modellierungssystematik eine Einsparung auf 10% der Zeit bei jeder Variation der Umgebungsrandbedingungen. Für eine Veränderung des Maschinenmodells müssen bei der Wärmequellenberechnung lediglich die Bausteine neu angeordnet oder Parameter verändert werden. Bei der manuellen Modellierung fällt dagegen von der Recherche abgesehen die gesamte Berechnung erneut an. Dies ist auch bei der Vorgabe eines veränderten Lastzyklus der Fall. Hier reicht bei Verwendung des Wärmequellenmodells eine Neuberechnung, wodurch sich pro Lastzyklus etwa zwei Stunden einsparen lassen.

Insgesamt zeigt sich, dass die Modellierungssystematik die technischen Anforderungen in den wesentlichen Aspekten gut erfüllt und dabei einen erheblichen

Tabelle 6.4: Vergleich der Modellierungszeiten bei Verwendung der vorgeschlagenen Modellierungssystematik und bei manueller Modellierung für den einmaligen Aufbau

	Modellierungs- systematik	manuelle Modellierung
Berechnungszeiten der Schnittstelle	20 <i>min</i>	–
Modellierung der Wärmeleitung	20 <i>min</i>	45 <i>min</i>
Modellierung der Umgebungsrandbedingungen	10 <i>min</i>	600 <i>min</i>
Zwischensumme	50 <i>min</i>	645 <i>min</i>
Aufbau des Wärmequellenmodells	30 <i>min</i>	–
Recherche der Komponentenparameter	180 <i>min</i>	180 <i>min</i>
Berechnung der Wärmequellen	1 <i>min</i>	120 <i>min</i>
Zwischensumme	211 <i>min</i>	300 <i>min</i>
Gesamtsumme	266 <i>min</i>	945 <i>min</i>

wirtschaftlichen Vorteil bei der Modellierung erzeugen kann. Bereits beim ersten Modellaufbau lassen sich die Modellierungszeiten deutlich reduzieren. Dieser Effekt kommt verstärkt bei Variantenberechnungen zum Tragen. Hierdurch kann ein breiteres Analysespektrum in der Maschinenentwicklung abgedeckt werden als bei der manuellen Modellierung.

7 Zusammenfassung und Ausblick

7.1 Zusammenfassung

Das thermoelastische Verhalten ist ein maßgebender Begrenzungsfaktor für die erreichbare Arbeitsgenauigkeit beim Einsatz moderner Werkzeugmaschinen. Die Thematik der thermischen Verlagerungen gewinnt vor dem Hintergrund steigender Leistungen, der Reduzierung oder des Verzichts von Kühlschmierstoffen sowie steigender Anforderungen an die Bearbeitungsgenauigkeit an Bedeutung. Deshalb muss das thermoelastische Verhalten bereits in der Entwicklungsphase der Werkzeugmaschine Berücksichtigung finden. Für statische und dynamische Analysen wird die Entwicklung bereits häufig durch den Einsatz von Simulationsmethoden unterstützt. Dies ist für den thermoelastischen Fall nicht in demselben Maße verbreitet. Insbesondere die Vielzahl und die Komplexität der Einflussgrößen stellen hierbei eine große Herausforderung dar.

Das Ziel der vorliegenden Arbeit war daher, die thermoelastische Finite-Elemente-Simulation in den Entwicklungsprozess zu integrieren. Um dieses Ziel zu erreichen, sollte vor allem der Aufwand für die zusätzliche Simulation gering gehalten werden. Vor dem Hintergrund des bisherigen Stands der Wissenschaft und Technik wurde eine Modellierungssystematik entwickelt, die das thermische Verhalten auf Basis bereits bestehender strukturmechanischer Modelle beschreiben kann. Dabei bestanden die Anforderungen, nur globale, dem Entwickler bekannte Eingangsgrößen zu verwenden, eine Rechenzeit-schonende Modellierung der Randbedingungen zu ermöglichen, die Modellierung der Wärmequellen (gemäß Definition in Abschnitt 1.3) aus der Bearbeitungsaufgabe abzuleiten sowie durch Modularität eine hohe Anpassungsfähigkeit des Vorgehens zu gewährleisten. Die Modellierungssystematik wurde in drei Schritten umgesetzt: ein Transformationsvorgehen für strukturmechanische Modelle, eine Bearbeitungsaufgaben-bezogene Wärmequellenmodellierung sowie die Abbildung bewegter Wärmequellen.

Im Rahmen des Transformationsvorgehens wurde zunächst der Aufbau strukturmechanischer Modelle beschrieben. Darauf aufbauend wurden Empfehlungen für die Überführung mechanischer Strukturkomponenten und Verbindungselemente in thermische Modelle erarbeitet. Kernpunkt der Transformation war die Ermittlung der für die thermische Simulation notwendigen Randbedingungen, insbesondere in Bezug auf die Konvektion. Die Modellierung der freien Konvektion basiert auf empirischen Berechnungsvorschriften, die sich für die thermische

Maschinensimulation bereits bewährt haben. Für die automatische Ermittlung der Wärmeübergangskoeffizienten wurde ein Vorgehen aus acht Schritten entwickelt, das die Erkennung der an der Konvektion beteiligten Modellflächen ermöglicht, die für die Berechnung notwendigen Größen extrahiert und den Wärmeübergangskoeffizienten in Tabellenform für die Simulation zur Verfügung stellt. Das Transformationsvorgehen wurde in einer Programm-Schnittstelle umgesetzt und anhand einfacher geometrischer Flächen verifiziert.

Für die Wärmequellenmodellierung wurden zunächst die maßgeblichen, wärme-einbringenden Komponenten identifiziert und die grundlegende Verlustleistungsberechnung aufgebaut. Basierend auf diesen Grundlagen wurde ein modulares Wärmequellenmodell entwickelt, das die Ableitung der Wärmequellen aus der Bearbeitungsaufgabe und den Basisgrößen des Maschinenmodells erlaubt. Der Aufbau umfasst ein Hauptspindel-Modul und bis zu drei seriell aufeinander aufbauende Vorschubachsen-Module. Im Rahmen des Modells wurde auch der Einfluss des Zerpannungsprozesses als zusätzliche Last auf die mechanischen Übertragungselemente und die Antriebe berücksichtigt. In Verbindung mit dem Transformationsvorgehen wurden damit alle für die thermoelastische Simulation notwendigen Rahmenbedingungen entwickelt.

Bewegte Wärmequellen, wie sie etwa in der Führung zu finden sind, stellen für die effiziente Berechnung eine große Herausforderung dar. Die Verfahrenzyklen sind meist sehr kurz, während sich das thermoelastische Verhalten über viele Stunden entwickelt. In dieser Arbeit wurde deshalb ein Vorgehen vorgestellt, mit dem sich bewegte Wärmequellen in Wärmequellenverteilungen überführen lassen. Anhand eines einfachen Versuchsmodells wurde die Gültigkeit solcher Analysen für verschiedene Parameter des Bewegungszyklus untersucht.

Die Anwendung der in dieser Arbeit entwickelten Modellierungssystematik erfolgte an einem Universal-Drehzentrum, für das bereits ein messtechnisch abgeglichenes Strukturmodell bestand. Mit Hilfe der Transformationsschnittstelle konnten an diesem Modell in unter 20 *min* die Außenflächen erkannt und die Umgebungsrandbedingungen berechnet und appliziert werden. Für die Maschine wurde darüber hinaus das Wärmequellenmodell aufgebaut. Dieses konnte anhand von Leistungsmessungen an der realen Maschine validiert werden. Zum Abgleich der gesamten Modellierungssystematik wurde zusätzlich eine thermoelastische Simulation anhand eines realen, komplexen Bearbeitungsprogramms durchgeführt und mit Temperatur- und Verlagerungsmessungen verglichen. Dabei konnten die Temperaturen überwiegend durch die Simulation prognostiziert werden. Die simulierten Verlagerungen stimmten sowohl für die Absolutposition des TCP als auch für den relativen Abstand von Werkzeug und Werkstück gut mit den gemessenen Verläufen überein. Die entwickelte Modellierungssystematik kann damit als valide angesehen werden. Im Rahmen einer abschließenden Betrachtung wurde der technische und wirtschaftliche Vorteil

beim Einsatz dieser Systematik dargestellt, der vor allem auf der Reduzierung des Modellierungsaufwands basiert.

7.2 Ausblick

Mit dieser Arbeit wurde eine Systematik vorgestellt, die die Einbindung der thermoelastischen Modellierung in die Kette digitaler Werkzeuge in der Werkzeugmaschinenentwicklung erleichtern kann. Darüber hinaus besteht weiterhin Bedarf, die Rahmenbedingungen der Simulation genauer beschreiben zu können. Dabei geht es sowohl um detailliertere Modelle für bestimmte Wärmequellen (z. B. Motoren oder Kugelgewindetriebe) wie auch um bessere Beschreibungen der Umgebungsrandbedingungen. Die Berechnung der Wärmeübergangskoeffizienten setzt momentan auf empirische Formeln, die anhand einfacher geometrischer Flächen ermittelt wurden. Das geometrische Gebilde einer Werkzeugmaschine ist jedoch deutlich komplexer. Zukünftig verspricht die CFD-Simulation hier Abhilfe, wenn die Rechenleistungen weiter steigen und weniger Expertenwissen für genaue Ergebnisse nötig ist.

Der Zerspanungsprozess, der eine der Hauptwärmequellen in der Maschine darstellt, wurde in dieser Arbeit prinzipiell berücksichtigt. Dabei ist jedoch die Aufteilung der Zerspanwärme auf die einzelnen am Prozess beteiligten Komponenten anzugeben. Diese muss momentan in aufwendigen Versuchen bestimmt werden. Ein weiterer Aspekt, der zukünftig einbezogen werden kann, ist das Kühlschmiermittel. Für dieses und für die Wärmeeinbringung aus Spänen ist es erforderlich, die Bewegungen von Kühlschmiermittel und Spänen im Bearbeitungsraum zu prognostizieren, da dies die Wärmeeinbringung und den Wirkort an der Maschinenstruktur bestimmt.

Literaturverzeichnis

ALAND ET AL. 2012

Aland, S.; Naumann, A.; Voigt, A.; Wensch, J.: Moderne Techniken zur schnellen und hochauflösenden Simulation. 2. Kolloquium zum SFB/TR-96. Chemnitz, 24.10–25.10.2012.

ALTINTAS ET AL. 2005

Altintas, Y.; Brecher, C.; Weck, M.; Witt, S.: Virtual Machine Tool. Annals of the CIRP 54 (2005) 2, S. 115–138.

ASSMUSS ET AL. 2001

Aßmuss, J.; Wessel, N.; Kurths, J.; Weidemann, F.; Konvicka, J.; Nestmann, S.; Neugebauer, R.: Prediction of Thermal Displacements in Finite Element Tool Models. Proceedings of DECT 2001. Pittsburgh, Penn., 9.–12.09.2001.

BAEHR & STEPHAN 2006

Baehr, H. D.; Stephan, K.: Wärme- und Stoffübertragung. 5. Auflage. Berlin u.a.: Springer 2006.

BATHE 2002

Bathe, K.-J.: Finite-Elemente-Methoden. 2. Auflage. Berlin u.a.: Springer 2002.

BÄUMLER ET AL. 2012

Bäumler, S.; Brecher, C.; Haber, D.; Rossaint, J.; Großmann, K.; Kauschinger, B.; Schröder, S.: Simulation der Erwärmung von Spindellagern auf der Basis eines lokalen Reibmodells. 2. Kolloquium zum SFB/TR-96. Chemnitz, 24.10–25.10.2012.

BOSSMANN & TU 1999

Bossmann, B.; Tu, J. F.: A Thermal Model for High Speed Motorized Spindles. International journal of machine tools & manufacture 39 (1999) 9, S. 1345–1366.

BRUINS & DRÄGER 1984

Bruins, D. H.; Dräger, H.-J.: Werkzeuge und Werkzeugmaschinen für die spanende Metallbearbeitung. Studienbücher der technischen Wissenschaften, 2. Auflage. München u.a.: Carl Hanser Verlag 1984.

BRYAN 1968

Bryan, J. B.: International Status of Thermal Error Research. Annals of the CIRP 16 (1968) 1, S. 203–215.

BRYAN 1990

Bryan, J. B.: International Status of Thermal Error Research (1990). Annals of the CIRP 39 (1990) 2, S. 645–656.

BURG & HAF 2010

Burg, K.; Haf, H.: Partielle Differentialgleichungen und funktionalanalytische Grundlagen: Höhere Mathematik für Ingenieure, Naturwissenschaftler und Mathematiker. Studium, 5. Auflage. Wiesbaden: Vieweg + Teubner 2010.

BURKHARDT 2008

Burkhardt, L.: Eine Methodik zur virtuellen Beherrschung thermomechanischer Produktionsprozesse bei der Karosserieherstellung. Dissertation, ETH Zürich, 2008.

CHEN ET AL. 1999

Chen, T.-Y.; Wei, W.-Z.; Tsai, J.-C.: Optimum design of headstocks of precision lathes. International journal of machine tools & manufacture 39 (1999) 12, S. 1961–1977.

CHURCHILL 1977

Churchill, S. W.: A comprehensive correlating equation for laminar, assisting, forced and free convection. AIChE Journal 23 (1977) 1, S. 10–16.

DENKENA & SCHARSCHMIDT 2009a

Denkena, B.; Scharschmidt, K.-H.: Modellbasierte Temperaturkompensation für Werkzeugmaschinen. ZWF 104 (2009) 9, S. 698–702.

DENKENA & SCHARSCHMIDT 2009b

Denkena, B.; Scharschmidt, K.-H.: Sensitivitätsanalyse für ein Simulationsmodell. wt Werkstattstechnik online 99 (2009) 5, S. 294–299.

DIN 5031 1984

DIN 5031: Strahlungsphysik im optischen Bereich und Lichttechnik.

DIN 6581 1985

DIN 6581: Begriffe der Zerspantechnik; Bezugssysteme und Winkel am Schneidteil des Werkzeuges.

DIN 6584 1982

DIN 6584: Begriffe der Zerspantechnik; Kräfte, Energie, Arbeit, Leistungen.

DIN 8580 2003

DIN 8580: Fertigungsverfahren – Begriffe, Einteilung.

ESS 2012

Ess, M.: Simulation and Compensation of Thermal Errors of Machine Tools. Dissertation, ETH Zürich, 2012.

EUN 1999

Eun, I.-U.: Optimierung des thermischen Verhaltens von elektrischen Linearmotoren für den Einsatz in Werkzeugmaschinen. Aachen: Shaker 1999.

FLUKE 2013

Fluke: Fluke Serie 435 II: Analysator für Netz- und Stromversorgung <<http://www.fluke.com/fluke/dede/leistungsmessgeraete-und-netzqualitaets-analysatoren/netzqualitaetslogger/fluke-435-series-ii.htm?PID=73939>> - 18.12.2013.

FORSCHUNGSVEREINIGUNG WERKZEUGMASCHINEN UND FERTIGUNGSTECHNIK E. V. (FWF) 2008

Forschungsvereinigung Werkzeugmaschinen und Fertigungstechnik e. V. (FWF) (Hrsg.): Simulation des Wärmegangs von Werkzeugmaschinen. Forschungsberichte. Abschlussbericht zum Forschungsprojekt Nr. 2609. Frankfurt am Main 2008.

FRANKE ET AL. 2010

Franke, J.; Kühl, A.; Nestor, A. A. M.: Thermische Simulation von Werkzeugmaschinen zur Verbesserung der Fertigungsgenauigkeit. In: Zülch, G.; Stock, P. (Hrsg.): Integrationsaspekte der Simulation: Technik, Organisation und Personal. Karlsruhe: KIT Scientific Publishing 2010, S. 237–244.

FRANKE ET AL. 2012

Franke, J.; Maier, T.; Schäfer, F.; Zaeh, M. F.: Experimental Evaluation of the Thermal Machine Tool Behavior for Model Updating. International Journal of Automation Technology 6 (2012) 2, S. 125–136.

GEBHARD 2011

Gebhard, P.: Dynamisches Verhalten von Werkzeugmaschinen bei Anwendung für das Rührreibschweißen. Dissertation Technische Universität München (2011). München: Utz 2011. ISBN: 9783831641291. (Forschungsberichte *iwb* 253).

GLEICH 2008

Gleich, S.: Simulation des thermischen Verhaltens spanender Werkzeugmaschinen in der Entwurfsphase. Diss. Technische Universität Chemnitz (2008). Auerbach: Verlag Wissenschaftliche Scripten 2008.

GLEICH ET AL. 2007

Gleich, S.; Hirsch, A.; Neugebauer, R.: Modellierung von Fugen in thermischen FE-Simulationen. *Konstruktion* 59 (2007) 3, S. 78–82.

GNIELINSKI 1975

Gnielinski, V.: Berechnung mittlerer Wärme- und Stoffübergangskoeffizienten an laminar und turbulent überströmten Einzelkörpern mit Hilfe einer einheitlichen Gleichung. *Forschung im Ingenieurwesen* 41 (1975) 5, S. 145–153.

GROSSMANN & JAEGER 1998

Großmann, K.; Jaeger, R.: Die thermische Bewertung des Maschinenentwurfs in der Konzeptphase. *Konstruktion* 50 (1998) 6, S. 32–34.

GROSSMANN & JUNGNICHEL 2003

Großmann, K.; Jungnickel, G.: Instationäres thermoelastisches Verhalten von Vorschubachsen mit bewegtem Wälzkontakt. *Lehre - Forschung - Praxis*. Dresden: Institut für Werkzeugmaschinen und Steuerungstechnik, Lehrstuhl für Werkzeugmaschinen 2003.

GROSSMANN & JUNGNICHEL 2004

Großmann, K.; Jungnickel, G.: Simulation and Assessment of the Thermal Behavior of Feed Axes with Ball Screw. *Production Engineering XI* (2004) 1, S. 141–144.

GROSSMANN & JUNGNICHEL 2006

Großmann, K.; Jungnickel, G.: Prozessgerechte Bewertung des thermischen Verhaltens von Werkzeugmaschinen. *Lehre, Forschung, Praxis*. Dresden: Institut für Werkzeugmaschinen und Steuerungstechnik Lehrstuhl für Werkzeugmaschinen 2006.

GROSSMANN & MÜHL 2010

Großmann, K.; Mühl, A.: Reduktion strukturdynamischer und thermoelastischer FE-Modelle. ZWF 105 (2010) 6, S. 594–599.

GROSSMANN ET AL. 2012a

Großmann, K.; Galant, A.; Mühl, A.: Effiziente Simulation durch Modellordnungsreduktion. ZWF 107 (2012) 6, S. 457–461.

GROSSMANN ET AL. 2012b

Großmann, K.; Jungnickel, G.; Mühl, A.; Rehn, S.; Städel, C.: Ermittlung des Aufteilungsverhältnisses der beim Spanen in Wärme umgesetzten Verlustleistung. ZWF 107 (2012) 4, S. 217–222.

GROSSMANN ET AL. 2012c

Großmann, K.; Städel, C.; Galant, A.; Mühl, A.: Berechnung von Temperaturfeldern an Werkzeugmaschinen. ZWF 107 (2012) 6, S. 452–456.

HEISEL ET AL. 2011

Heisel, U.; Storchak, M.; Stehle, T.: Prozess-Maschine-Kopplungsmodell für das Zerspanen. wt Werkstattstechnik online 101 (2011) 1/2, S. 2–9.

HENNAUER 2012

Hennauer, M.: Entwicklungsbegleitende Prognose der mechatronischen Eigenschaften von Werkzeugmaschinen. Dissertation Technische Universität München (2012). München: Utz 2012. (Forschungsberichte *iwb* 276). 2012.

HERZOG ET AL. 2012

Herzog, R.; Riedel, I.; Ihlenfeldt, S.; Zwingenberger, C.: Identifikation relevanter Parameter und Strukturbereiche für den Wärmeübergang zwischen Maschine und Umgebung. 2. Kolloquium zum SFB/TR-96, Chemnitz: 24.10–25.10.2012.

HIRSCH 2000

Hirsch, A.: Werkzeugmaschinen Grundlagen: Lehr- und Übungsbuch. Viewegs Fachbücher der Technik. Braunschweig: Vieweg 2000.

HOFFMANN GROUP 2010

Hoffmann Group: Garant - Zerspanungshandbuch: Das ABC für Zerspanungsprofis. München: Hoffmann Group 2010.

HOLKUP ET AL. 2010

Holkup, T.; Cao, H.; Kolář, P.; Altintas, Y.; Zelený, J.: Thermo-mechanical model of spindles. Annals of the CIRP 59 (2010) 1, S. 365–368.

HOREJS ET AL. 2012

Horejs, O.; Kohut, P.; Mares M.: Machine Tool Heat Transfer FEA and Experimental Identification of Convective Heat Transfer. *MM Science Journal* (2012) Special Issue MATAR 2012.

HUO ET AL. 2004

Huo, D.; Cheng, K.; Webb, D.; Wardle, F.: A Novel FEA Model for the Integral Analysis of a Machine Tool and Machining Processes. *Key Engineering Materials* 257-258 (2004) o. N., S. 45–50.

ITO 2010

Ito, Y. (Hrsg.): *Thermal Deformation in Machine Tools*. New York: McGraw-Hill 2010.

JEDRZJEWSKI & KWASNY 2012

Jedrzjewski, J.; Kwasny, W.: Holistic Precision Error Model for 5 Axis HSC Machining Centre with Rotating Rolling Units in Direct Drives. 3rd CIRP Conference on Process Machine Interactions. *Procedia CIRP* o. J. (2012) 4, S. 124–129.

JEDRZJEWSKI ET AL. 2004

Jedrzjewski, J.; Kowal, Z.; Kwasny, W.; Modrzycki, W.: Hybrid Model of High Speed Machining Centre Headstock. *Annals of the CIRP* 53 (2004) 1, S. 285–288.

JEDRZJEWSKI ET AL. 2007

Jedrzjewski, J.; Modrzycki, W.; Kowal, Z.; Kwasny, W.; Winiarski, Z.: Precise modelling of HSC machine tool thermal behaviour. *Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering* 24 (2007) 1, S. 245–252.

JUNGNICKEL 2000a

Jungnickel, G.: Simulation des instationären thermischen Verhaltens und deren Nutzung zur zustandsaktuellen Fehlerkorrektur an Werkzeugmaschinen mit flexibler Arbeitsraum-Konfiguration. In: *Dresdner Freundeskreis der Werkzeugmaschinen- und Steuerungstechnik* (Hrsg.): Tagungsband zum 1. Dresdner WZM-Fachseminar. Dresden, 30.11–01.12.2000. Dresden: DWM 2000.

JUNGNICKEL 2000b

Jungnickel, G.: Simulation des thermischen Verhaltens von Werkzeugmaschinen. Dresden: Lehrstuhl für Werkzeugmaschinen 2000.

KIENZLE & VICTOR 1957

Kienzle, O.; Victor, H.: Spezifische Schnittkräfte bei der Metallbearbeitung. *Werkstofftechnik und Maschinenbau* 47 (1957) 5, S. S. 224–225.

KIM ET AL. 2004

Kim, J.-J.; Jeong, Y. H.; Cho, D. W.: Thermal Behavior of a Machine Tool Equipped with Linear Motors. *International journal of machine tools & manufacture* 44 (2004) 7-8, S. 749–758.

KLEIN 1997

Klein, B.: FEM: Grundlagen und Anwendungen der Finite-Elemente-Methode. *Studium Technik*, 2. Auflage. Braunschweig u.a.: Vieweg 1997.

KÖNIG 1984

König, W.: Drehen, Fräsen, Bohren, Fertigungsverfahren, Band 1. 2. Auflage. Düsseldorf: VDI-Verlag 1984.

KÖNIG ET AL. 1982

König, W.; Essel, K.; Witte, L.: Spezifische Schnittkraftwerte für die Zerspanung metallischer Werkstoffe: Specific cutting force data for metal-cutting. Düsseldorf and Germany: Verlag Stahleisen MbH 1982.

KÜNNE 2001

Künne, B.: Einführung in die Maschinenelemente: Gestaltung, Berechnung, Konstruktion. 2. Auflage. Stuttgart u.a.: Teubner 2001.

LEWIS 1996

Lewis, R. W.: *The finite element method in heat transfer analysis*. Chichester and New York: Wiley 1996.

MAYR 2009

Mayr, J.: Beurteilung und Kompensation des Temperaturganges von Werkzeugmaschinen. Dissertation, ETH Zürich, 2009.

MAYR ET AL. 2012

Mayr, J.; Jedrzjewski, J.; Uhlmann, E.; Donmez, M. A.; Knapp, W.; Härtig, F.; Wendt, K.; Moriwaki, T.; Shore, P.; Schmitt, R.; Brecher, C.; Würz, T.; Wegener, K.: Thermal Issues in Machine Tools. *Annals of the CIRP* 61 (2012) 2, S. 771–791.

MAYR & THALHOFER 1993

Mayr, M.; Thalhoffer, U.: *Numerische Lösungsverfahren in der Praxis*. München: Carl Hanser Verlag 1993.

MILBERG 1992

Milberg, J.: Werkzeugmaschinen - Grundlagen: Zerspantechnik, Dynamik, Baugruppen und Steuerungen. Berlin u.a.: Springer 1992.

MILBERG & GUSERLE 2005

Milberg, J.; Guserle, R.: Integrative Use of CAx-Tools in the Mechatronik Development Process of Machine Tools. Production Engineering XII (2005) 2, S. 205–210.

MIN ET AL. 2007

Min, X.; Shuyun, J.; Ying, C.: An Improved Thermal Model for Machine Tool Bearings. International journal of machine tools & manufacture 47 (2007) 1, S. 53–62.

MORIWAKI 1988

Moriwaki, T.: Thermal Deformation and Its On-Line Compensation of Hydrostatically Supported Precision Spindle. Annals of the CIRP 37 (1988) 1, S. 393–396.

MSC.SOFTWARE CORPORATION 2003

MSC.Software Corporation: MSC.Nastran 2004 Reference Manual, 2003.

MSC.SOFTWARE CORPORATION 2013a

MSC.Software Corporation: Marc 2013.1 Volume A: Theory and User Information, 2013.

MSC.SOFTWARE CORPORATION 2013b

MSC.Software Corporation: Marc 2013.1 Volume B: Element Library, 2013.

MÜHL & PIECZYK 2000

Mühl, A.; Pieczyk, U.: Simulationsgestützte thermische Analyse des Entwurfes eines Antriebs- und Positioniersystems. In: Dresdner Freundeskreis der Werkzeugmaschinen- und Steuerungstechnik (Hrsg.): Tagungsband zum 1. Dresdner WZM-Fachseminar. Dresden, 30.11–01.12.2000. Dresden: DWM 2000.

MÜLLER ET AL. 2008

Müller, G.; Vogt, K.; Ponick, B.: Berechnung elektrischer Maschinen, Elektrische Maschinen, Band 2. 6. Auflage. Weinheim: Wiley-VCH-Verl. 2008.

MÜLLER 1990

Müller, H. K.: Abdichtung bewegter Maschinenteile: Funktion - Gestaltung - Berechnung - Anwendung. Waiblingen: Medienverl. Müller 1990.

NAKAJIMA 1995

Nakajima, K.: Thermal Contact Resistance Between Balls and Rings of a Bearing under Axial, Radial, and Combined Loads. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer* 9 (1995) 1, S. 88–95.

NEUGEBAUER ET AL. 2001

Neugebauer, R.; Harzbecker, C.; Nestmann, S.: Optimization of Thermal Behavior of Machine Tools with Separated Machine Bed Components. *Production Engineering VIII* (2001) 1, S. 137–140.

NEUGEBAUER ET AL. 2010

Neugebauer, R.; Ihlenfeldt, S.; Zwingenberger, C.: An extended procedure for convective boundary conditions on transient thermal simulations of machine tools. *Production Engineering* 4 (2010) 6, S. 641–646.

NIEMANN ET AL. 2005

Niemann, G.; Winter, H.; Höhn, B.-R.: *Maschinenelemente: Konstruktion und Berechnung von Verbindungen, Lagern, Wellen*. 4. Auflage. Berlin u.a.: Springer 2005.

OERTLI 2008

Oertli, T.: *Strukturmechanische Berechnung und Regelungssimulation von Werkzeugmaschinen mit elektromechanischen Vorschubantrieben*. Dissertation Technische Universität München (2008). München: Utz 2008. ISBN: 978-3-8316-0798-3. (Forschungsberichte *iwb* 216).

PALMGREN 1957

Palmgren, A.: *Neue Untersuchungen über Energieverluste in Wälzlagern, Wälzlagertechnische Mitteilungen, Band 44*. Schweinfurt: SKF Kugellagerfabriken 1957.

PEROVIC 2000

Perovic, B.: *Spanende und abtragende Fertigungsverfahren: Grundlagen und Berechnung ; mit 105 Tabellen*. Renningen-Malmsheim: expert-Verlag 2000.

POLIFKE & KOPITZ 2005

Polifke, W.; Kopitz, J.: *Wärmeübertragung: Grundlagen, analytische und numerische Methoden*. München u.a.: Pearson Studium 2005.

POPOV & DRAGANOV 2001

Popov, G.; Draganov, A.: Gemeinsame Untersuchung des statischen und thermischen Verhaltens der Spindellagerungen von Werkzeugmaschinen. *Journal of the TU Plovdiv* (2001) 7, S. 123–128.

RINKER 1986

Rinker, U.: Tribologische Eigenschaften von Werkzeugmaschinen-Gleitführungen. Dissertation, RWTH Aachen, 1986.

SCHAEFFLER TECHNOLOGIES 2008

Schaeffler Technologies: Wälzlager: Kugellager, Rollenlager, Nadellager, Laufrollen Lager für Gewindetriebe, Spannlager, Gehäuseeinheiten, Lagergehäuse, Zubehör. Herzogenaurach: 2008.

SCHARSCHMIDT 2011

Scharschmidt, K.-H.: Modellbasiertes Verfahren zur Kompensation thermoelastischer Verlagerungen von Werkzeugmaschinen. Garbsen: PZH, Produktionstechn. Zentrum 2011.

SCHNEIDER 2000

Schneider, C.: Strukturmechanische Berechnungen in der Werkzeugmaschinenkonstruktion. Dissertation Technische Universität München (2000). München: Utz 2000. ISBN: 3-89675-789-X. (Forschungsberichte *iwb* 144).

SCHÖNHERR 2002

Schönherr, H.: Spanende Fertigung. Oldenbourg-Lehrbücher für Ingenieure. München and Wien: Oldenbourg 2002.

SCHWARZ 2008

Schwarz, F.: Simulation der Wechselwirkungen zwischen Prozess und Struktur bei der Drehbearbeitung. Dissertation Technische Universität München (2008). München: Utz 2008. (Forschungsberichte *iwb* 242).

SPINNER 2013

Spinner: Produkte: TC-PerformanceLine <http://www.spinner-wzm.de/produkte/tc_performance.php?lang=de> - 18.12.2013.

SPUR 1996

Spur, G.: Die Genauigkeit von Maschinen: Eine Konstruktionslehre. München: Carl Hanser Verlag 1996.

TIETZE 2003

Tietze, W.: Handbuch Dichtungspraxis. 3. Auflage. Essen: Vulkan-Verlag 2003.

TÖNSHOFF 1995

Tönshoff, H. K.: Werkzeugmaschinen: Grundlagen. Springer-Lehrbuch. Berlin u.a.: Springer 1995.

TUREK ET AL. 2010

Turek, P.; Jedrzejewski, J.; Modrzycki, W.: Methods of Machine Tool Error Compensation. *Journal of Machine Engineering* 10 (2010) 4, S. 5–24.

UHLMANN & HU 2012

Uhlmann, E.; Hu, J.: Thermal modelling of an HSC machining centre to predict thermal error of the feed system. *Production Engineering* 6 (2012) 6, S. 603–610.

UHLMANN ET AL. 2000

Uhlmann, E.; Spur, G.; Döll, S.; Patzwald R.: Optimierung von Spindelkästen aus kohlefaserverstärktem Kunststoff mit Hilfe der Finite-Elemente-Methode. In: *Dresdner Freundeskreis der Werkzeugmaschinen- und Steuerungstechnik* (Hrsg.): Tagungsband zum 1. Dresdner WZM-Fachseminar. Dresden, 30.11–01.12.2000. Dresden: DWM 2000.

VDI-GVC 2006

VDI-GVC (Hrsg.): *VDI-Wärmeatlas: Berechnungsunterlagen für Druckverlust, Wärme- und Stoffübertragung*. 10. Auflage. Berlin u.a.: Springer 2006.

VDW 2013

VDW: *Die deutsche Werkzeugmaschinenindustrie im Jahr 2012*. Frankfurt am Main 2013.

WECK & BRECHER 2005

Weck, M.; Brecher, C.: *Werkzeugmaschinen - Maschinenarten und Anwendungsbereiche*, *Werkzeugmaschinen Fertigungssysteme*, Band 1. Berlin u.a.: Springer 2005.

WECK & BRECHER 2006a

Weck, M.; Brecher, C.: *Werkzeugmaschinen - Konstruktion und Berechnung*, *Werkzeugmaschinen Fertigungssysteme*, Band 2. 8. Auflage. Berlin u.a.: Springer 2006.

WECK & BRECHER 2006b

Weck, M.; Brecher, C.: *Werkzeugmaschinen - Mechatronische Systeme, Vorschubantriebe, Prozessdiagnose*, *Werkzeugmaschinen Fertigungssysteme*, Band 3. 6. Auflage. Berlin u.a.: Springer 2006.

WECK & WUNDRAM 1998

Weck, M.; Wundram, K.: Verbesserung der Genauigkeit thermischer Simulationen von Maschinenelementen und Baugruppen. *Konstruktion* 50 (1998) 7/8, S. 26–30.

WECK ET AL. 1994

Weck, M.; Schäfer, W.; Bonse, R.: Heat Transmission in Contact Zones. *Production Engineering I* (1994) 2, S. 31–34.

WECK ET AL. 1995

Weck, M.; McKeown, P.; Bonse, R.; Herbst, U.: Reduction and Compensation of Thermal Errors in Machine Tools. *Annals of the CIRP* 44 (1995) 2, S. 589–598.

WEIDERMANN 2001

Weidermann, F.: Praxisnahe thermische Simulation von Lagern und Führungen in Werkzeugmaschinen. 19th CAD-FEM Users' Meeting, International Congress on FEM Technology, 17.–19. Oktober 2001, Berlin: 2001.

WEIDERMANN & NESTMANN 2000

Weidermann, F.; Nestmann, S.: Simulation und Optimierung des thermischen Verhaltens von Werkzeugmaschinenkomponenten. In: *Dresdner Freundeskreis der Werkzeugmaschinen- und Steuerungstechnik* (Hrsg.): Tagungsband zum 1. Dresdner WZM-Fachseminar. Dresden, 30.11–01.12.2000. Dresden: DWM 2000.

WESSEL ET AL. 2004a

Wessel, N.; Aßmuss, J.; Schwarz, U.; Kurths, J.; Weidermann, F.; Konvicka, J.; Nestmann, S.; Neugebauer, R.: Modeling Thermal Displacements in Modular Tool Systems. *International Journal of Bifurcation and Chaos* 14 (2004) 6, S. 2125–2132.

WESSEL ET AL. 2004b

Wessel, N.; Konvicka, J.; Weidermann, F.; Nestmann, S.; Neugebauer, R.; Schwarz, U.; Wessel, A.; Kurths, J.: Predicting thermal displacements in modular tool systems. *Chaos* 14 (2004) 1, S. 23–29.

WULFSBERG 1989

Wulfsberg, J.-P.: Thermische Verlagerungen in Schleifmaschinen – Messen, Berechnen, Kompensieren. *FBM Fertigungstechnologie* 66 (1989) 4/5, S. 324–331.

WUNDERLICH & JUNGNICHEL 2000

Wunderlich, B.; Jungnickel, G.: Strukturmodellbasierte Korrektur thermisch bedingter Neigungsfehler im Arbeitsraum einer 3-Achs-Maschine. In: *Dresdner Freundeskreis der Werkzeugmaschinen- und Steuerungstechnik* (Hrsg.): Tagungsband zum 1. Dresdner WZM-Fachseminar. Dresden, 30.11–01.12.2000. Dresden: DWM 2000.

ZAEH & MAIER 2010a

Zaeh, M. F.; Maier, T.: Finite Element Analysis for Thermal Behavior. In: Ito, Y. (Hrsg.): Thermal Deformation in Machine Tools. New York: McGraw-Hill 2010, S. 143–177.

ZAEH & MAIER 2010b

Zaeh, M. F.; Maier, T.: Simulation des thermischen Verhaltens von Werkzeugmaschinen. ZWF 105 (2010) 7–8, S. 655–659.

ZAMAZAL 2005

Zamazal, K.: FEM-Tools zur Beurteilung von Werkzeugmaschinen in der virtuellen Prototypenphase. Dissertation, Technische Universität Graz, 2005.

ZHAO ET AL. 2007

Zhao, H.; Jianguo, Y.; Jinhua, S.: Simulation of Thermal Behavior of a CNC Machine Tool Spindle. International journal of machine tools & manufacture 47 (2007) 6, S. 1003–1010.

ZHU 2008

Zhu, J.: Robust Thermal Error Modelling and Compensation for CNC Machine Tools. Dissertation, The University of Michigan, Ann Arbor, 2008.

ZIENKIEWICZ & TAYLOR 2000

Zienkiewicz, O. C.; Taylor, R. L.: The finite element method. Oxford: Butterworth-Heinemann 2000.

A Vorschubachsen-Module der Randbedingungsmodellierung

A.1 Allgemeines

Im Rahmen dieses Kapitels werden zur Vervollständigung die Berechnungen für alle Achsen aufgeführt. Dabei werden die in der Arbeit präsentierten Ausführungen als bekannt vorausgesetzt. Die nachfolgenden Gleichungen sind lediglich aufgrund der Parameter der einzelnen Achsen unterschiedlich, so dass die Beschreibungen der Gleichungen aus Kapitel 5 herangezogen werden können. Darüber hinaus werden hier nur Berechnungsschritte dargestellt, die zwischen den Achsen unterschiedlich ausfallen.

A.2 Modul zur Lastberechnung

Achse 1

Im Folgenden sind die Gleichungen zur Bestimmung der im Vorschubantrieb herrschenden Lasten dargestellt. Im Rahmen der *Achse 1* sind alle Größen auf das lokale Koordinatensystem KOS_S der *Achse 1* bezogen. Auf die Kennzeichnung des Koordinatensystems wird aus Übersichtsgründen verzichtet. Das Gesamtträgheitsmoment berechnet sich dabei wie folgt:

$$J_{1,ges} = (m_1 + m_2 + m_3) \cdot \left(\frac{h_{1,KGT}}{2\pi} \right)^2 + J_{1,Sp} + J_{1,L} + J_{1,M} + J_{1,Ku} \quad (\text{A.1})$$

Dabei sind die Massen aller Achsen zu berücksichtigen, da diese mit *Achse 1* mitbewegt werden. Aus diesem Ergebnis lässt sich anschließend die zu überwindende Trägheitskraft errechnen:

$$F_{1,Träg} = -\frac{J_{1,ges} \cdot \ddot{\varphi}_2}{r_{1,KGT}} = -J_{1,ges} \cdot \ddot{x}_1 \cdot \left(\frac{2\pi}{h_{1,KGT}} \right)^2 \quad (\text{A.2})$$

Diese wirkt zusammen mit der im nächsten Schritt dargestellten Berechnung der Führungsreibung und dem in Bewegungsrichtung (S_x -Richtung) wirkenden Anteil der Prozesskraft als axiale Belastung, die in die Berechnung des Kugelgewindetriebs eingeht:

$$F_{1,ax} = F_{1,Träg} + {}_S F_{Zerspan,x} + F_{1,R,F} \quad (\text{A.3})$$

Für die *Achse 1* kann auf die Berücksichtigung der Gewichtskraft verzichtet werden, da diese als horizontale Achse ausgelegt ist. Ist dies bei einer zu simulierenden Maschine nicht der Fall, so kann statt des Moduls für *Achse 1* eines gemäß den Berechnungsvorschriften der *Achse 2* an dieser Stelle verwendet werden.

Achse 2

Im Fall der *Achse 2* sind ebenfalls alle Größen auf das lokale Koordinatensystem, hier KOS_T , bezogen. Die Berechnung erfolgt analog zur *Achse 1*, wobei sich die zu berücksichtigenden Massen für das Trägheitsmoment unterscheiden:

$$J_{2,ges} = (m_2 + m_3) \cdot \left(\frac{h_{2,KGT}}{2\pi} \right)^2 + J_{2,Sp} + J_{2,L} + J_{2,M} + J_{2,Ku} \quad (\text{A.4})$$

Die Berechnung der Trägheitskraft entspricht *Achse 1*:

$$F_{2,Träg} = -\frac{J_{2,ges} \cdot \ddot{\varphi}_2}{r_{2,KGT}} = -J_{2,ges} \cdot \ddot{x}_2 \cdot \left(\frac{2\pi}{h_{2,KGT}} \right)^2 \quad (\text{A.5})$$

Die Berechnung der Axialkraft erfolgt unter der zusätzlichen Last der Gewichtskraft. Die hier anzusetzende Prozesskraft ist nicht mit der Größe aus *Achse 1* zu verwechseln, es handelt sich hier um ${}_T F_{Zerspan,x}$, nicht ${}_S F_{Zerspan,x}$.

$$F_{2,ax} = F_{2,Träg} + {}_T F_{Zerspan,x} + F_{2,R,F} + F_{2,G} \quad (\text{A.6})$$

Achse 3

Auch an dieser Stelle sind alle Größen auf das lokale Koordinatensystem KOS_U der Achse 3 bezogen. Die Berechnung ist dabei analog zur Achse 2:

$$J_{3,ges} = (m_3) \cdot \left(\frac{h_{3,KGT}}{2\pi} \right)^2 + J_{3,Sp} + J_{3,L} + J_{3,M} + J_{3,Ku} \quad (\text{A.7})$$

$$F_{3,Träg} = -\frac{J_{3,ges} \cdot \ddot{\varphi}_2}{r_{3,KGT}} = -J_{3,ges} \cdot \ddot{x}_3 \cdot \left(\frac{2\pi}{h_{3,KGT}} \right)^2 \quad (\text{A.8})$$

$$F_{3,ax} = F_{3,Träg} + F_{3,R,F} + F_{3G} \quad (\text{A.9})$$

A.3 Führungs-Modul

Da sich das Führungsmodul der einzelnen Vorschubachsen nicht unterscheidet, kann dieses hier allgemein beschrieben werden. Die Berechnung wurde in Kapitel 5 bereits für die y-Richtung dargestellt. Zur Vervollständigung ist nachfolgend die komplette Berechnung aufgeführt, wobei das Vorgehen für die z-Richtung identisch mit der in der Arbeit beschriebenen Vorgehensweise ist. Die Größen ergeben sich aus Abbildung 5.8. Zunächst werden die Kräftegleichgewichte in y - und z -Richtung aufgestellt:

$$F_y = \sum_j F_{j,y} \quad (\text{A.10})$$

$$F_z = \sum_k F_{k,z} \quad (\text{A.11})$$

Anschließend können die Momentengleichgewichte um die Achse y berechnet werden:

$$F_{1,y} = \frac{F_y}{4} + \frac{M_x}{2 \cdot c} - \frac{M_z}{2 \cdot a} \quad (\text{A.12})$$

$$F_{2,y} = \frac{F_y}{4} + \frac{M_x}{2 \cdot c} + \frac{M_z}{2 \cdot a} \quad (\text{A.13})$$

$$F_{3,y} = \frac{F_y}{4} - \frac{M_x}{2 \cdot c} - \frac{M_z}{2 \cdot a} \quad (\text{A.14})$$

$$F_{4,y} = \frac{F_y}{4} - \frac{M_x}{2 \cdot c} + \frac{M_z}{2 \cdot a} \quad (\text{A.15})$$

Die gleiche Betrachtung folgt um die Achse z :

$$F_{1,z} = F_{3,z} = \frac{F_z}{4} + \frac{M_y}{2 \cdot c} \quad (\text{A.16})$$

$$F_{2,z} = F_{4,z} = \frac{F_z}{4} - \frac{M_y}{2 \cdot c} \quad (\text{A.17})$$

Die Belastung der einzelnen Schuhe i ergibt sich aus der Summe:

$$F_i = \sqrt{F_{i,y}^2 + F_{i,z}^2} \quad (\text{A.18})$$

Darauf aufbauend gelten die bekannten Zusammenhänge zur Bestimmung von Reibkraft und Reibleistung:

$$F_{R,F} = \mu_f \cdot F_{N,F} \quad (\text{A.19})$$

$$P_{R,F} = F_{R,F} \cdot \dot{x} \quad (\text{A.20})$$

A.4 Kugelgewindetriebs-Modul, Lager- und Dichtungs-Modul und Motor-Modul

Diese Module unterscheiden sich in ihrer Berechnung nicht von denen, die im Hauptteil der Arbeit vorgestellt wurden.

B Angaben zum Anwendungsbeispiel Drehmaschine

B.1 NC-Programm zum Bauteil *Antriebswelle*

Dem Bauteil *Antriebswelle*, das für die Validierungsversuche verwendet wurde, liegt der folgende NC-Code zugrunde. Dabei wurde das Programm zunächst einmal abgefahren und die Referenzmessung für die Verlagerung durchgeführt. Anschließend lief das Programm in einer Endlosschleife, wobei nach jeweils drei Durchläufen eine Verlagerungsmessung erfolgte.

```
anf:
Lims=2000
G56

; Schruppen Aussenkontur
; Simulierter Werkzeugwechsel
G0 G53 X250 Y0 Z400 Z2=834
T="WZ_Temp" D1
G4 F2
T="SCHRUPPER123" D1
G95
G96 S180 M4
G0 X68 Z2
G0 Z0.5
G0 X66
G1 X-1.7 F0.2
G0 Z2
G0 X66
G0 Z0
G1 X-1.7 F0.2
G0 Z2
G0 X68
;NCG#CYC95#drehen.com#NC1#3#*NCG;*RO*;*HD*
;#15####"mit Nachziehen"#1#4#3#1#3#4#4#1#1#1##1#3#0#0#*NCG;*RO*;*HD*
CYCLE95("Aussen1:Aussen2",3,0.05,0.1,0,0.3,0.12,0.15,1,0,0,5)
;#END#*NCG;*RO*;*HD*

; Schlichten Aussenkontur
```

; Simulierter Werkzeugwechsel

G0 G53 X250 Y0 Z400 Z2=834

T="SCHLICHTER123" D1

G4 F2

T="SCHRUPPER123" D1

G95

G96 S220 M4

G0 X68 Z2

;NCG#CYC95#drehen.com#NC1#3#*NCG;*RO*;*HD*

;*#15#####"mit Nachziehen"#1#4#3#1#3#4#4#1#1#1#1#3#0#0#*NCG;*RO*;*HD*

CYCLE95("Aussen1:Aussen2",3,0.05,0.1,0,0.3,0.12,0.15,5,0,0,5)

;*#END#*NCG;*RO*;*HD*

; Zentrierung am Flansch

; Simulierter Werkzeugwechsel

G0 G53 X250 Y0 Z400 Z2=834

T="ZENTRIERER_H_123" D1

G4 F2

T="SCHRUPPER123" D1

G94

G97 S2=1500 M2=3

G0 X68 Z2

SPOS[1]=0

G94

G0 X45 Z-78

G1 Z-84 F300

G0 X45 Z-78

SPOS[1]=60

G0 X45 Z-78

G1 Z-84

G0 X45 Z-78

SPOS[1]=120

G0 X45 Z-78

G1 Z-84

G0 X45 Z-78

SPOS[1]=180

G0 X45 Z-78

G1 Z-84

G0 X45 Z-78

SPOS[1]=240

G0 X45 Z-78

```
G1 Z-84
G0 X45 Z-78
SPOS[1]=300
G0 X45 Z-78
G1 Z-84
G0 X45 Z-78

; Bohrungen am Flansch
; Simulierter Werkzeugwechsel
G0 G53 X250 Y0 Z400 Z2=834
T="BOHRER_D6_123" D1
G4 F2
T="SCHRUPPER123" D1

G94
G97 S2=1500 M2=3
G0 X68 Z2
SPOS[1]=0
G94
G0 X45 Z-78
G1 Z-110 F300
G0 X45 Z-78
SPOS[1]=60
G0 X45 Z-78
G1 Z-110
G0 X45 Z-78
SPOS[1]=120
G0 X45 Z-78
G1 Z-110
G0 X45 Z-78
SPOS[1]=180
G0 X45 Z-78
G1 Z-110
G0 X45 Z-78
SPOS[1]=240
G0 X45 Z-78
G1 Z-110
G0 X45 Z-78
SPOS[1]=300
G0 X45 Z-78
G1 Z-110
G0 X45 Z-78
```

```
; Fräsen der Nuten
; Simulierter Werkzeugwechsel
G0 G53 X250 Y0 Z400 Z2=834
T="FRAESER_NUT_123" D1
G4 F2
T="SCHRUPPER123" D1
```

```
G94
G97 S2=500 M2=3
SPOS[1]=0
G94
G0 X22 Z3
G0 X18
G1 Z-40 F400
G0 X22
G0 Z3
SPOS[1]=60
G0 X22 Z3
G0 X18
G1 Z-40 F400
G0 X22
G0 Z3
SPOS[1]=120
G0 X22 Z3
G0 X18
G1 Z-40 F400
G0 X22
G0 Z3
SPOS[1]=180
G0 X22 Z3
G0 X18
G1 Z-40 F400
G0 X22
G0 Z3
SPOS[1]=240
G0 X22 Z3
G0 X18
G1 Z-40 F400
G0 X22
G0 Z3
SPOS[1]=300
G0 X22 Z3
G0 X18
```

B.2 Vergleich der Ergebnisse aus Messung und Simulation für die Verlagerung

```
G1 Z-40 F400
G0 X22
G0 Z3
G0 G53 X250 Y0 Z400 Z2=834

; Pause für den simulierten Werkstückwechsel
G4 F30
REPEAT anf P=2
; Regelmäßiger Messdurchlauf
; Messdurchlauf abhängig von der zu vermessenden Richtung
GOTOB anf
M30
Aussen1:
; Kontur der Welle
; #7__DlGK contour definition begin - Don't change!;*GP*;*RO*;*HD*
G18 G90 DIAMON;*GP*
G0 Z0 X18 ;*GP*
G1 X20 CHR=1 ;*GP*
Z-50 ;*GP*
X22 ;*GP*
Z-80 RND=1 ;*GP*
X60 CHR=1 ;*GP*
Z-100 ;*GP*
X65 ;*GP*
Aussen2:
```

B.2 Vergleich der Ergebnisse aus Messung und Simulation für die Verlagerung

Die in Abbildung 6.32 dargestellten Vergleiche der Ergebnisse aus Messung und Simulation wurden zusätzlich für eine Dauer von zwölf Stunden durchgeführt. In Abbildung B.1 ist der Vergleich der normierten Absolutverlagerung des TCP dargestellt. Zusätzlich zu den in Abschnitt 6.6 erläuterten Schlussfolgerungen lässt sich bei der verlängerten Versuchsdauer erkennen, dass die Verlagerung in allen drei Achsrichtungen auch über längere Zeit gut prognostiziert werden kann. Lediglich die simulierten Verlagerungswerte in Y-Richtung fallen mit steigender Dauer etwas zu niedrig aus. Dies impliziert, dass in der Simulation auf Dauer zu wenig Wärme zu- oder zu viel Wärme abgeführt wird. Die Richtung und der qualitative Verlauf der Verlagerungen werden aber dennoch gut abgebildet.

In Abbildung B.2 sind die normierten Ergebnisse der Relativverlagerung zwischen Werkzeug und Werkstück aufgetragen. Der stärker werdende Fehler bei der Prognose der Absolutverlagerung des TCP in Y-Richtung äußert sich auch

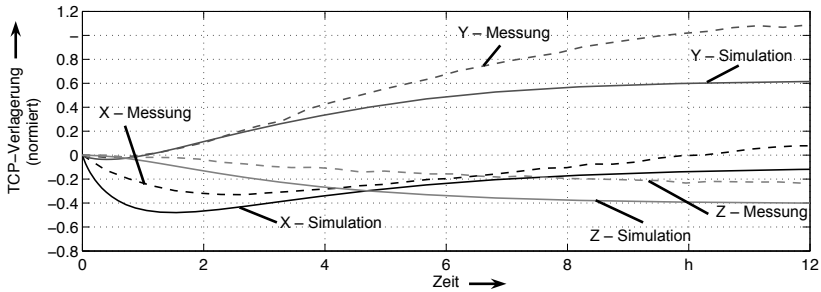


Abb. B.1: Vergleich der normierten Werte aus Messung und Simulation für die Absolutverlagerung des TCP über eine Dauer von zwölf Stunden (die Werte sind auf den maximalen Wert aus Abbildung 6.32 normiert, um die Vergleichbarkeit zu gewährleisten, Randbedingungen der Messungen gemäß dem Versuchsaufbau aus Abschnitt 6.4 und der Simulation gemäß dem Abschnitt 6.5))

in einer schlechteren Abbildung der Relativverlagerung in dieser Richtung. Die Verlagerungen in X-Richtung sind dagegen über die gesamte Simulationsdauer gut prognostizierbar. In Z-Richtung nähern sich Messung und Simulation nach der bereits in Abschnitt 6.6 erläuterten anfänglichen Abweichung mit zunehmender Dauer aneinander an. Dies legt nahe, dass die Abweichung zu Beginn von der geringen Detaillierung des Hauptspindelmodells und der einfachen Implementierung der Spindelkühlung im Modell (als einfache Zweipunktregelung ausgeführt) beeinflusst wird.

Sowohl für den Vergleich der Absolutverlagerungen wie auch der Relativverlagerungen lässt sich eine gute Prognostizierbarkeit der thermoelastischen Verlagerungen ableiten. Insbesondere die starke Änderung des thermischen Maschinenverhaltens durch das Einsetzen der Spindelkühlung (nach ca. 1,5 bis 2 h) wird vom Modell bestätigt.

B.2 Vergleich der Ergebnisse aus Messung und Simulation für die Verlagerung

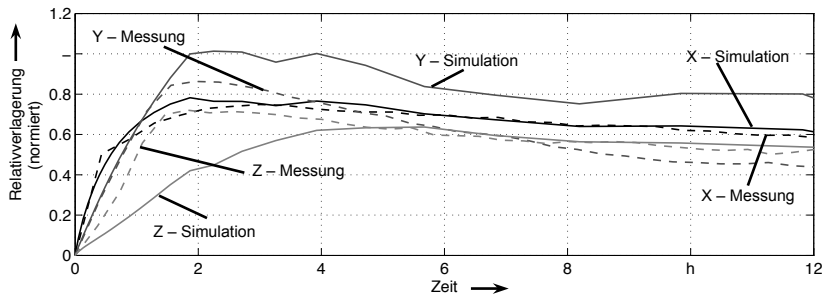


Abb. B.2: Vergleich der normierten Werte aus Messung und Simulation für die Relativverlagerung zwischen Werkzeug und Werkstück über eine Dauer von zwölf Stunden (die Werte sind auf den maximalen Wert aus Abbildung 6.32 normiert, um die Vergleichbarkeit zu gewährleisten, Randbedingungen der Messungen gemäß dem Versuchsaufbau aus Abschnitt 6.4 und der Simulation gemäß dem Abschnitt 6.5)

C Verzeichnis betreuter Studienarbeiten

Der Autor der vorliegenden Dissertation hat in den Jahren von 2008 bis 2013 durch wesentliche wissenschaftliche, fachliche und inhaltliche Anleitung die im Folgenden aufgeführten studentischen Arbeiten am Institut für Werkzeugmaschinen und Betriebswissenschaften (*iwb*) der Technischen Universität München (TUM) betreut. In diesen Studienarbeiten wurden u. a. Schnittstellenmodule für die Transformation mechanischer Modelle programmiert, messtechnische Untersuchungen durchgeführt sowie Modelle für Wärmequellen erarbeitet. Die entstandenen Ergebnisse sind teilweise in das vorliegende Dokument eingeflossen. Der Autor dankt allen Studenten für ihre Unterstützung bei dieser wissenschaftlichen Arbeit und wünscht ihnen alles Gute in ihrer beruflichen Laufbahn.

Studierender	Studienarbeit
Stefan Schwarz	Diplomarbeit (2009): <i>Aufbau einer Simulationsmethodik zur Analyse des thermischen Verhaltens von Werkzeugmaschinen</i> – teilweise eingeflossen in Abschnitt 4.5 und Abschnitt 4.6
Florian Schöttl	Semesterarbeit (2010): <i>Experimentelle Bestimmung des thermischen Verhaltens von Werkzeugmaschinen</i> – teilweise eingeflossen in Abschnitt 6.4 und Abschnitt 6.6
Thomas Winkler	Semesterarbeit (2011): <i>Experimentelle Bestimmung der thermisch bedingten Verlagerungen an Werkzeugmaschinen</i> – teilweise eingeflossen in Abschnitt 6.4 und Abschnitt 6.6
Sven Ebert	Semesterarbeit (2012): <i>Temperatur- und Verlagerungsmessungen an Werkzeugmaschinen</i> – teilweise eingeflossen in Abschnitt 6.4 und Abschnitt 6.6
Michael Hofmann	Semesterarbeit (2012): <i>Experimentelle Ermittlung von mechanischen und elektrischen Prozessgrößen zur Leistungsbestimmung bei der Drehbearbeitung</i> und Diplomarbeit (2013): <i>Modellierung prozessabhängiger thermischer Randbedingungen in Werkzeugmaschinen</i> – teilweise eingeflossen in die Abschnitte 5.5 bis 5.7 und Abschnitt 6.3
Michael Baumann	Bachelor's Thesis (2013): <i>Bewegungssystematik von Vorschubachsen</i> – teilweise eingeflossen in Abschnitt 5.9
