



TECHNISCHE UNIVERSITÄT WIEN

DISSERTATION

KALIBRIEREN VON WERKZEUGMASCHINEN MIT PARALLELKINEMATIK

BESTIMMUNG VON BIS ZU SECHS FREIHEITSGRADEN EINER WERKZEUGMASCHINE MITTELS PLANSPIEGELINTERFEROMETRIE

zur Erlangung des akademischen Grades eines
Doktors der technischen Wissenschaften
der Fakultät Maschinenbau, Institut für
Fertigungstechnik und Hochleistungslasertechnik
der Technischen Universität Wien, E311
unter der Leitung von

Univ. Prof DI Dr. tech. Friedrich Bleicher

vorgelegt von

DI Falko Puschitz
Matr.Nr. 9426352

Kleistgasse 13/10a
aus 1030 Wien

Wien, am _____

KURZZUSAMMENFASSUNG

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wird ein neues Messsystem, auf Basis der Planspiegelinterferometrie, zur Kalibrierung von parallelkinematischen Werkzeugmaschinen entwickelt, vorgestellt und evaluiert. Zunächst wird als Motivation skizziert, warum ein Bedarf an parallelkinematischen Werkzeugmaschinen gegeben ist, wie sich diese entwickelt haben und worin die grundlegenden Unterschiede zu den klassischen, seriellen Werkzeugmaschinen zu finden sind. Im Weiteren werden einige Grundlagen zu Parallelkinematiken dargelegt. Eine Darstellung zum Stand der Technik zeigt die bekanntesten parallelkinematischen Werkzeugmaschinen aus Industrie und Forschungsinstituten. Durch Beobachtung des Fehlerverhaltens und Darstellen der wirkenden Mechanismen, werden die Problematik und die Notwendigkeit einer Kalibrierung über den gesamten Arbeitsraum einer Werkzeugmaschine mit Parallelkinematik beschrieben. Unter Anwendung der gängigen Normen zur Vermessung bzw. Bestimmung der Genauigkeit von Werkzeugmaschinen im Allgemeinen, wie ISO 230 oder VDI/DGQ 3441, werden Kalibrierstrategien aufgezeigt, die eine Erhöhung der Genauigkeit ermöglichen. Nachdem am Markt etablierte bzw. in Labors entwickelte Messgeräte zur Bestimmung der Genauigkeiten mit ihren Charakteristiken näher gebracht werden, wird das neue planspiegelinterferometrische System beschrieben und in seiner Funktion und Eigenschaft erläutert. Die Tauglichkeit des Systems wird durch eine Gegenüberstellung mit einem konventionellen Retroreflektorsystem im Messeinsatz, an einer konventionellen Werkzeugmaschine vom Typ Mori Seiki NMV 5000 DCG evaluiert. Die Evaluierung, unter Zuhilfenahme einer Unsicherheitsanalyse auf Basis der GUM, dem „*Guide to the Expression of Uncertainty in Measurement*“, zeigt, dass ähnliche Messunsicherheiten auftreten wie beim etablierten System. Im finalen Schritt wird das neue Messsystem an der am Institut für Fertigungstechnik und Hochleistungslasertechnik entwickelten parallelkinematischen Werkzeugmaschine Quickstep HS 500 eingesetzt. Die

Strukturgenauigkeit konnte, unter Einschränkung auf die Möglichkeiten der zur Verfügung stehenden Struktur, auf einen akzeptablen Wert verbessert werden. Das System hat damit seine praktische Einsatztauglichkeit unter Werkstattbedingungen unter Beweis gestellt.

4.3.11	V100, Index.....	74
4.3.12	SKM 400, Heckert	75
4.3.13	Urane SX, Renault-Automation	76
4.3.14	Georg V, IFW Universität Hannover.....	77
4.3.15	Triaglide, Mikron	78
4.4	Die Versuchsplattform Quickstep	79
4.5	Mori Seiki NMV 5000 DCG-Referenzversuchsplattform	80
5	Systemgenauigkeiten paralleler Strukturen	81
5.1	Fehlerverhalten	82
5.2	Einflussgrößen auf die Systemgenauigkeit von PKM	84
5.2.1	Statische Fehlergrößen	85
5.2.2	Dynamische Fehlergrößen	89
6	Kalibrierung von Werkzeugmaschinen	92
6.1	Normen und Richtlinien	92
6.1.1	Begriffsdefinitionen nach ISO 230-2.....	93
6.1.2	Begriffsdefinitionen nach VDI/DGQ 3441	98
6.2	Kalibrierstrategien	104
6.2.1	Nichtparametrische Kalibrierung oder Kompensation.....	105
6.2.2	Parametrische Kalibrierung oder Identifikation	105
6.2.3	Selbstkalibrierung	107
6.3	Fehlermodelle	108
7	Systeme zum Kalibrieren von Werkzeugmaschinen	110
7.1	Eindimensionale Messsysteme	110
7.1.1	Laserinterferometrie	110
7.1.2	Mechanischer Maßstab	115
7.2	Mehrdimensionale Messsysteme	116
7.2.1	2D-Messsysteme	117
7.2.2	Volumetrische Messsysteme.....	121
7.3	Zusammenfassung	136
8	Entwicklung eines Messsystems für die volumetrische Kompensation	137
8.1	Lösungsansatz.....	137
8.1.1	Simultane Positionsbestimmung	138
8.1.2	Simultane Positions- und Orientierungsbestimmung	139
8.2	Koordinatentransformation	141
8.3	Entwicklung eines geeigneten Planspiegels	151
8.3.1	Anforderungen an den Planspiegel.....	153
8.4	Versuchsaufbau für das System mit einem DOF	162
8.4.1	Vorrichtung für den Planspiegel	162
8.4.2	Vorrichtung für den Laser	166
8.5	Evaluierung des Systems mit einem DOF	169
8.5.1	Methodik	169
8.5.2	Messablauf	171
8.5.3	Ergebnis.....	175
8.6	Interpretation der Ergebnisse	188
8.7	Messsystemvalidierung	188
8.7.1	Allgemeines	189

8.7.2	Vorgehensweise bei der Messunsicherheitsanalyse	190
8.7.3	Unsicherheitsanalyse für einen Messpunkt im Arbeitsraum	193
8.7.4	Interpretation der Ergebnisse	201
9	Vermessung der Quickstep HS 500	204
9.1	Methodik und Messaufbau	204
9.2	Unkompensierte Vermessung	207
9.3	Kompensation der Quickstep HS 500	208
10	Zusammenfassung und Ausblick	213
	Literaturverzeichnis	218
	Relevante Diplom- und Studienarbeiten	233
	Relevante Publikationen zum Thema	233
	Lebenslauf	235

ABBILDUNGSVERZEICHNIS

Abbildung 1: Gegenüberstellung von Import und Export am Beispiel von Deutschland für das Jahr 2008 [1]	1
Abbildung 2: Anteil der asiatischen Schwellenländer am Welt-BIP [2]	2
Abbildung 3: Projektion der Entwicklung von China und Indien [3]	2
Abbildung 4: Umsatzentwicklung in Relation zum Anteil an innovativen Produkten (Basis: 1305 Unternehmen) [6]	3
Abbildung 5: Anteil von Unternehmen mit Produktinnovationen durch Einsatz von neuen Produktionskonzepten (Basis: 1305 Unternehmen) [6]	4
Abbildung 6: Zunahme der Variantenvielfalt [17]	5
Abbildung 7: Anstieg der Varianten und Modelle am Beispiel der Audi AG [18]	6
Abbildung 8: Fertigungskonzepte	7
Abbildung 9: Stückkosten bei unterschiedlichen Fertigungskonzepten [19]	8
Abbildung 10: Übersicht und Einteilung der Fertigungssysteme [4]	8
Abbildung 11: Auszug aus der Patentschrift von J.E.Gwinett [11]	13
Abbildung 12: Erste Entwürfe für parallelkinematische Strukturen: nach a) Pollard b) Gough c) Steward d) Gidding & Lewis e) Ingersoll [9]	14
Abbildung 13: Entwicklungsschritte zu parallelkinematischen Strukturen [15]	16
Abbildung 14: Serielle Struktur einer fünfschigen Fräsmaschine [31]	20
Abbildung 15: Gelenkarmroboter mit 5 Freiheitsgraden [32]	20
Abbildung 16: ABB-IRB 340, "Pick & Place"-Roboter [33]	21
Abbildung 17: Gegenüberstellung a) serielle (hier kartesisch) und b) parallele Struktur [30]	23
Abbildung 18: Positionierzeit bezogen auf maximale Beschleunigungen und Geschwindigkeiten bei a) Positionierweg 100mm und b) Positionierweg 630mm [4]	25
Abbildung 19: Beschleunigungsweg zur Erreichung der Endgeschwindigkeit bei gegebener Beschleunigung [4]	26
Abbildung 20: Bahnabweichung und zeitlicher Verlauf der Geschwindigkeit bei Bewegungsführung ohne Ruckbegrenzung [46]	27
Abbildung 21: Bahnabweichung und zeitlicher Verlauf der Geschwindigkeit bei Bewegungsführung mit Ruckbegrenzung [46]	28
Abbildung 22: Zuordnung der PKM-Fähigkeiten und deren Anwendungsbereiche auf die Investitionsgüterindustrie [47]	29
Abbildung 23: Versuchsplattform Quickstep HS 500 [4]	34
Abbildung 24: Grundformen der kinematischen Kette a) offen b) geschlossen c) teilgeschlossen (hybrid) [59]	40
Abbildung 25: Gebräuchlichste Gelenkanordnungen kinematischer Ketten für Parallelkinematiken mit $f_k = 6$ [60]	41
Abbildung 26: Beispiel für eine vollparallele, kinematische Struktur mit $F = 5$ [61] ..	43
Abbildung 27: Varianten bei der Überführung des kinematischen Schemas einer Führungskette mit Freiheitsgrad $f_i = 6$ auf unterschiedliche kinematische Prinzipien [61]	44

Abbildung 28: Kinematische Struktur des oktaedrischen Hexapoden von Ingersoll [62].....	44
Abbildung 29: Antriebsvarianten für Parallelkinematiken [63].....	45
Abbildung 30: Singularitätsarten a) Singularität 1. Ordnung b) Singularität 2. Ordnung [25, 66]	47
Abbildung 31: Kinematische Struktur und Arbeitsraum des Hexapoden M-850 von PI [67]	48
Abbildung 32: Transformationsrichtungen [30]	49
Abbildung 33: Verallgemeinerte kinematische Struktur eines Hexapoden [68].....	50
Abbildung 34: Kinematisches Prinzip des Tripoden Quickstep mit Freiheitsgrad $F_g = 3$	51
Abbildung 35: Getriebestellung mit einer Übersetzung hin zu größeren Stabkräften [4]	55
Abbildung 36: Numerischer Algorithmus zur Bestimmung der Vorwärtstransformation beim Achspositionieren [30]	57
Abbildung 37: Bewegungsgrundprinzipien a) Teleskopstrebe b) Verlagerung des Gelenkfußpunktes [71]	59
Abbildung 38: Einteilung nach der Anzahl an Freiheitsgraden [74]	62
Abbildung 39: HOH-600, Ingersoll	64
Abbildung 40: Kinematisches Schema HOH-600	64
Abbildung 41: VOH-1000, Ingersoll.....	65
Abbildung 42: Kinematisches Schema VOH-1000	65
Abbildung 43: Variax, Gidding & Lewis	66
Abbildung 44: Kinematisches Schema Variax	66
Abbildung 45: Tornado 2000, Hexel.....	67
Abbildung 46: Kinematisches Schema Tornado 2000	67
Abbildung 47: 6X Hexa, Mikromat.....	68
Abbildung 48: Kinematisches Schema 6X Hexa.....	68
Abbildung 49: HexaM, Toyoda.....	69
Abbildung 50: Kinematisches Schema HexaM	69
Abbildung 51: Hexaglide, ETH Zürich	70
Abbildung 52: Kinematisches Schema Hexaglide	70
Abbildung 53: Paralix, ZFS Stuttgart.....	71
Abbildung 54: Kinematisches Schema Paralix	71
Abbildung 55: Tricept TMC 845, Neos	72
Abbildung 56: Kinematisches Schema Tricept	72
Abbildung 57: Dyna M, WZL Aachen	73
Abbildung 58: Kinematisches Schema Dyna M	73
Abbildung 59: V 100, Index	74
Abbildung 60: Kinematisches Schema V 100	74
Abbildung 61: SKM 400, Heckert	75
Abbildung 62: Kinematisches Schema SKM 400.....	75
Abbildung 63: Urane SX, Renault Automation.....	76
Abbildung 64: Kinematisches Schema Urane SX.....	76
Abbildung 65: Georg V, IFW Universität Hannover	77
Abbildung 66: Kinematisches Schema Georg V	77

Abbildung 67: Triaglide, Mikron.....	78
Abbildung 68: Kinematisches Schema Triaglide.....	78
Abbildung 69: Quickstep HS 500, Krause & Mauser	79
Abbildung 70: Kinematisches Schema Quickstep HS 500	79
Abbildung 71: NMV 5000 DCG der Fa. Mori Seiki [78].....	80
Abbildung 72: Abnahmeteil der NC-Gesellschaft [83].....	82
Abbildung 73: Fehlerparameter einer seriellen, dreiachsigen Werkzeugmaschine [61].....	83
Abbildung 74: Größenordnung der Fehlerquellen in Abhängigkeit von der Frequenz [87]	84
Abbildung 75: Thermische Verlagerung der Endeffektorplattform am Tripoden Quickstep im Aufwärmzyklus [4]	86
Abbildung 76: Veränderung der Struktursteifigkeit in Abhängigkeit der Hauptspindelposition in Y am Quickstep [4]	87
Abbildung 77: Einfluss der Steuerungsparameter auf die Güte der Oberfläche am Beispiel der Parallelkinematik Linapod [87]	90
Abbildung 78: Einseitige Positionierungsunsicherheit und Wiederholpräzision der Positionierung [94].....	97
Abbildung 79: Zweiseitige Positionierungsunsicherheit und Wiederholpräzision der Positionierung [94].....	98
Abbildung 80: Einflussgrößen auf die Fertigungsungenauigkeit eines Werkstückes [82].....	99
Abbildung 81: Arbeitsunsicherheit der Maschine und deren Einflussgrößen [82] ..	100
Abbildung 82: Kenngrößen nach VDI/DGQ 3441 [82].....	103
Abbildung 83: Ablauf der parametrischen Kalibrierung [4].....	106
Abbildung 84: a) vollständiges und b) reduziertes Modell einer längenveränderlichen Strebe [4, vgl. 104, 105, 106]	109
Abbildung 85: Homodynes Messprinzip [108].....	111
Abbildung 86: Heterodynes Messprinzip [108]	111
Abbildung 87: Retroreflektor-Prinzip [110]	113
Abbildung 88: XL-80 Interferometer von Renishaw [111]	113
Abbildung 89: Planspiegel-Prinzip (klassisches Michelson Interferometer) [112] ..	114
Abbildung 90: Planspiegelinterferometer SP 2000 von Sios [113]	114
Abbildung 91: Interferenzmuster aus Referenzstrahl und Messstrahl [110].....	115
Abbildung 92: Schema des Vergleichsmessgeräts Heidenhain VM182 [114]	115
Abbildung 93: Vergleichsmessgerät Heidenhain VM182 [81].....	116
Abbildung 94: Double-Ball-Bar-Messgerät QC10 von Renishaw [111]	117
Abbildung 95: Kreisformtest-Prüfprotokoll.....	118
Abbildung 96: Kreuzgitter-Messgerät KGM 181/182 von Heidenhain [100].....	120
Abbildung 97: Schema des Kreuzgitter-Messgeräts KGM 181/182 nach Heidenhain[114]	120
Abbildung 98: Step-Response-Test nach Heidenhain [100].....	121
Abbildung 99: Kugelkoordinaten	122
Abbildung 100: Lasertracker Systeme von Leica (links) [115] und Faro (rechts) [116].....	123
Abbildung 101: SmartTrack Sensorkopf der Firma API [117].....	124

Abbildung 102: XD-Laser von API [118]	125
Abbildung 103: Lasertracer mit Referenzkugel (1), Messstrahl (2) und temperaturinvariantem Träger (3) [119]	126
Abbildung 104: Vergleich Lasertracker mit Lasertracer [120]	127
Abbildung 105: Micos Lasertracker [121]	128
Abbildung 106: K 400 der Fa. Krypton [126]	130
Abbildung 107: Omnigage der Fa. Tetra Precision [127]	131
Abbildung 108: Prinzip der Trilateration mittels Messtripode [124, 128]	132
Abbildung 109: a) Schema des Unisquare, b) Detail eines Messkopfes [131]	133
Abbildung 110: QCM eingebaut in die Quickstep HS 500	134
Abbildung 111: Kartesische Anordnung dreier Lasersysteme zur Bestimmung der Position (Prinzip)	138
Abbildung 112: Längenmessfehler aufgrund einer Abweichung des Laserstrahls von der optischen Achse	139
Abbildung 113: Anordnung von sechs Lasersystemen zur Bestimmung von Position und Orientierung (Prinzip)	140
Abbildung 114: zweistrahliges Messsystem SP 2000-D von Sios inkl. Messprinzip [113]	140
Abbildung 115: Koordinatensysteme beim Planspiegelinterferometer	142
Abbildung 116: Transformationstool zur Bestimmung der Messwerte im Werkzeugmaschinenkoordinatensystem	150
Abbildung 117: Miniaturinterferometer mit Planspiegelreflektor der Fa. Sios Messtechnik [113]	151
Abbildung 118: Versuchsanordnung auf einer Zeiss WMM 850 mit einer polierten Stahlplatte	154
Abbildung 119: Versuchsanordnung auf einer Zeiss WMM 850 mit konventionellem Vorderflächenspiegel	155
Abbildung 120: Strahlintensität bei konventionellem Planspiegel	155
Abbildung 121: Messung konventioneller Spiegel nach VDI/DGQ 3441	156
Abbildung 122: Versuchsanordnung auf einer Zeiss WMM 850 mit einem Hochpräzisionsspiegel	157
Abbildung 123: Strahlintensität beim Hochpräzisionsspiegel	158
Abbildung 124: Messung hochpräziser Spiegel nach VDI/DGQ 3441	159
Abbildung 125: a) Aufbau mit SIOS-Referenzspiegel b) Aufbau konventioneller Spiegel c) Aufbau mit Hochpräzisionsspiegel	160
Abbildung 126: Abweichungen der Messwerte zwischen Planspiegel und konventionellem Laserinterferometer bei unterschiedlichen Reflektoren ..	161
Abbildung 127: FEM-Modell zur Durchbiegung des Hochpräzisionsspiegels	162
Abbildung 128: Spiegelhalterung mit Justageelemente	163
Abbildung 129: Justiereinheit der Spiegelhalterung	164
Abbildung 130: Montageplatte - Oberseite	165
Abbildung 131: Dreipunktauflage auf Rückseite der Montageplatte	166
Abbildung 132: Laserhalterung Variante A	167
Abbildung 133: Magnet-Mess- und Spannprisma [41]	167
Abbildung 134: Explosionsansicht der Laserhalterung	167
Abbildung 135: Laserhalterung Variante B	168

Abbildung 136: Messpunkte im Arbeitsraum der Mori Seiki NMV 5000 DCG	171
Abbildung 137: Messaufbau Planspiegelinterferometer in der Mori Seiki NMV 5000 DCG	172
Abbildung 138: Auswertesoftware SIOS	174
Abbildung 139: Messaufbau zur Bestimmung des Gierwinkels an der Mori Seiki NMV 5000 DCG	175
Abbildung 140: Gierwinkel-Auswertung der Z-Achse (Z20) bei X = 265mm und Z = -350mm	177
Abbildung 141: Vermessung mit dem Retroreflektorsystem an der Mori Seiki NMV 5000 DCG	178
Abbildung 142: Abweichung der Retroreflektor-Interferometer-Messwerte nach ISO 230-2	181
Abbildung 143: Abweichung der Retroreflektor-Interferometer-Messwerte nach VDI/DGQ 3441	182
Abbildung 144: Planspiegel-Vermessung mittels Mori Seiki NMV 5000 DCG	183
Abbildung 145: Abweichung der Planspiegel-Interferometer-Messwerte nach ISO 230-2	186
Abbildung 146: Abweichung der Planspiegel-Interferometer-Messwerte nach VDI/DGQ 3441	187
Abbildung 147: Gängige Wahrscheinlichkeitsverteilungen [145]	193
Abbildung 148: Messquader der X/Y-Ebene für die Bestimmungen in Z-Richtung	194
Abbildung 149: Qualitative Gegenüberstellung der erweiterten Messunsicherheiten beider Messsysteme	202
Abbildung 150: Gegenüberstellung der Positionsabweichungen beider Systeme entlang der X-Achse	203
Abbildung 151: Messpunkte im Arbeitsraum der Quickstep HS 500	205
Abbildung 152: Messaufbau des Planspiegelinterferometers in der Quickstep HS 500 für die Vermessung in Richtung Y	206
Abbildung 153: Vektorfeld der Positionsabweichungen in der Quickstep HS 500 ohne Kompensation	208
Abbildung 154: Definition der Stützstellen im Arbeitsraum	209
Abbildung 155: Kompensationstabelle für die X Achse	210
Abbildung 156: Vektorfeld der Positionsabweichungen in der Quickstep HS 500 mit Kompensation	211
Abbildung 157: Messausrüstung für die Planspiegelinterferometrie an kinematischen Strukturen	215

TABELLENVERZEICHNIS

Tabelle 1: Gegenüberstellung aktueller Werkzeugmaschinen in serieller und paralleler Bauform [4]	29
Tabelle 2: Gegenüberstellung serieller und paralleler Strukturen [4, 41]	32
Tabelle 3: Gelenksformen und Bezeichnungen [34, 55, 56]	39
Tabelle 4: Kinematische Schemata [4]	42
Tabelle 5: Gestaltungsschema nach Bleicher [4]	60
Tabelle 6: Einteilungsmöglichkeit paralleler und hybrider Bauformen sowie Maschinenbeispielen [4]	63
Tabelle 7: Technische Daten, HOH-600	64
Tabelle 8: Technische Daten, VOH-1000	65
Tabelle 9: Technische Daten, Variax	66
Tabelle 10: Technische Daten, Tornado 2000	67
Tabelle 11: Technische Daten, 6X	68
Tabelle 12: Technische Daten, HexaM	69
Tabelle 13: technische Daten, Hexaglide	70
Tabelle 14: Technische Daten Paralix, ZFS Stuttgart	71
Tabelle 15: Technische Daten, Tricept	72
Tabelle 16: Technische Daten, Dyna M	73
Tabelle 17: Technische Daten, V 100	74
Tabelle 18: Technische Daten, SKM 400	75
Tabelle 19: Technische Daten, Urane SX	76
Tabelle 20: Technische Daten, Georg V	77
Tabelle 21: Technische Daten, Triaglide	78
Tabelle 22: Technische Daten, Quickstep HS 500	79
Tabelle 23: Technische Daten, NMV 5000 DCG [78]	80
Tabelle 24: Technische Spezifikation des SmartTrack-Sensors lt. Herstellerangaben [117]	124
Tabelle 25: Technische Spezifikation des Lasertracer lt. Herstellerangaben [120]	126
Tabelle 26: Technische Daten IMTEK Lasertracker [121]	128
Tabelle 27: Technische Daten ICam [123]	129
Tabelle 28: Winkelauflösungen des Sios SP 2000-D bei verschiedenen Strahlabständen [113]	141
Tabelle 29: Technische Daten SIOS SP 2000 [113]	152
Tabelle 30: Max. auftretender Positionsfehler an der Mori Seiki	176
Tabelle 31: Position der Messpunkte in mm	178
Tabelle 32: Umweltbedingungen Renishaw	179
Tabelle 33: Messwerte mit dem Retroreflektor-Interferometer, Teil A	179
Tabelle 34: Messwerte mit dem Retroreflektor-Interferometer, Teil B	180
Tabelle 35: Koordinaten der Messpunkte in mm	184
Tabelle 36: Umweltbedingungen während der Messung mit dem Planspiegelinterferometer	184
Tabelle 37: Messwerte mit dem Planspiegel-Interferometer, Teil A	184

Tabelle 38: Messwerte mit dem Planspiegel-Interferometer, Teil B	185
Tabelle 39: Beschreibung der Formelparameter des Planspiegelinterferometers .	195
Tabelle 40. Parameter der Unsicherheitsfunktion des Planspiegelinterferometers	196
Tabelle 41: Ausgewertete Parameter des Planspiegelinterferometers	198
Tabelle 42: Erweiterte Messunsicherheit für das Planspiegelinterferometer.....	198
Tabelle 43: Parameter der Unsicherheitsfunktion des Retroreflektorinterferometers	200
Tabelle 44: Ausgewertete Parameter des Retroreflektorinterferometers	201
Tabelle 45: Erweiterte Messunsicherheit für das Retroreflektorinterferometer	201
Tabelle 46: unkompensierte Fehlerauswertung Quickstep.....	207
Tabelle 47: Koordinaten der Messreihe YZ01	211
Tabelle 48: Fehler der Messreihe YZ01 ohne Kompensation	212
Tabelle 49: Fehler der Messreihe YZ01 mit Kompensation.....	212

ABKÜRZUNGSVERZEICHNIS

A	Fläche
AG	Aktiengesellschaft
ASCII	American Standard Code for Information Interchange
BIP	Bruttoinlandsprodukt
Bs	Bogensekunde
DIN.....	Deutsches Institut für Normung
DGQ.....	Deutsche Gesellschaft für Qualität
FFS	Flexible Fertigungssysteme
GUM	Guide to the Expression of Uncertainty in Measurement
HPC	High Performance Cutting
HSC	High Speed Cutting
IFT	Institut für Fertigungstechnik und Hochleistungslasertechnik
IMTS	International Manufacturing Technology Show
IRB.....	Industrieroboter
ISO.....	International Organization for Standardization
MMKS	Mindermengenkühlschmierung
NC	Numerical Control
PKM	Parallelkinematikmaschinen
TCP.....	Tool Center Point
TU Wien.....	Technische Universität Wien
VDI.....	Verein Deutscher Ingenieure

DANKSAGUNGEN/WIDMUNGEN

Ich möchte mich an dieser Stelle bei **Univ. Prof. DI Dr. tech. Friedrich Bleicher** bedanken, der es mir ermöglichte dieses interessante Thema im Rahmen einer Dissertation zu bearbeiten und mir stets mit Unterstützung und Rat zur Seite stand. Weiters bedanke ich mich bei **o.Univ. Prof. Mag.rer.nat. Dr.phil. Hellmuth Stachel** für die geduldige und umsichtige Begutachtung insbesondere bei der Unterstützung im Bereich der Koordinatentransformationen.

Den **Mitarbeitern am Institut für Fertigungstechnik und Hochleistungslasertechnik**, im Speziellen denen des Labors für Produktionstechnik, sei für ihre Unterstützung beim Aufbau und der Realisierung der Versuchseinrichtungen und der Hilfestellung bei mannigfaltigen Problemen gedankt.

Besondere Erwähnung sollen die Herren **DI Gernot Payer**, **DI Adolf Theiner** sowie **cand.ing. Michael Riedl** finden, die im Rahmen ihrer Diplomarbeiten wesentlich zum Inhalt dieser Arbeit beigetragen haben. Einen wertvollen Beitrag lieferten weiter die Herren **Florian Pauker** und **Christian Kühlmayer**, die beim Erheben der Messdaten im Rahmen ihrer Bachelor-Arbeiten wesentlich zum Gelingen der Arbeit beigetragen haben.

Meinem engeren Freundeskreis, **MMag. Karin** und **Mag. Roland Mauer**, **Mag. Fabienne** und **DI Dr. Gerd Margreiter**, **Daniela Brandmayr**, **Klaus Gasteiger** sowie **DI Peter Stadlwieser**, möchte ich dahingehend einen Dank aussprechen, dass sie mir stets einen ausgleichenden Gegenpol zur Arbeit boten und meine schlechte Laune, wenn es einmal nicht so lief wie ich es mir vorstellte, ertragen haben. Hervorheben möchte ich dabei speziell **Mag. Petra Feurstein**.

Ein besonderer Dank geht an meine Geschwister **Claudia Urban** und **Mag. Boris Puschitz**.

Insbesondere möchte ich mich bei meiner Mutter, **Christa Puschitz** bedanken, die mir stets eine wichtige Stütze im Verlauf meines Lebens und Studiums war.

1 Einleitung

Grundlegende Veränderungen in der Marktwirtschaft, insbesondere in den letzten zwei bis drei Jahrzehnten, haben die Wirtschaftsstruktur nachhaltig beeinflusst. Die Einführung einer gemeinsamen europäischen Währung, dem Euro, reduziert Wechselkursrisiken innerhalb des Euroraumes, führt jedoch auf Grund einer besseren Vergleichbarkeit von Preis und Leistung zu einer Verschärfung des Wettbewerbs. Einstmals abgeschottete Wirtschaftsräume wie China, oder die Staaten der ehemaligen Sowjetunion bieten einerseits die Möglichkeit neue Märkte zu erschließen, andererseits werden viele Ideen in diesen Ländern, zum Teil überraschend schnell, aufgegriffen und es wird ihrerseits versucht, mit Konkurrenzprodukten den Markt in Europa zu durchdringen [1].

Ursprungsland	Import, in Mio. Euro	Anteile, in Prozent
Niederlande	72.083	8,8
Frankreich	66.710	8,1
China	59.378	7,3
USA	46.060	5,6
Italien	45.962	5,6
Großbritannien	44.261	5,4
Belgien	39.775	4,9
Russland	35.909	4,4
Österreich	33.148	4,0
Schweiz	31.161	3,8
Tschechische Republik	28.331	3,5
Polen	26.228	3,2
Japan	23.087	2,8
Norwegen	22.251	2,7
Spanien	21.631	2,6
Ungarn	17.758	2,2
Irland	16.642	2,0
Schweden	14.182	1,7
Dänemark	11.859	1,4
Türkei	9.645	1,2
Brasilien	9.372	1,1
Südkorea	9.021	1,1
Slowakei	8.857	1,1
Finnland	8.128	1,0
insgesamt	818.621	100,0

Bestimmungsland	Export, in Mio. Euro	Anteile, in Prozent
Frankreich	96.859	9,7
USA	71.467	7,2
Großbritannien	66.788	6,7
Niederlande	65.644	6,6
Italien	64.003	6,4
Österreich	53.841	5,4
Belgien	51.635	5,2
Spanien	43.704	4,4
Polen	40.149	4,0
Schweiz	38.990	3,9
China	34.096	3,4
Russland	32.341	3,3
Tschechische Republik	27.801	2,8
Schweden	20.648	2,1
Ungarn	17.617	1,8
Dänemark	16.099	1,6
Türkei	15.140	1,5
Japan	12.806	1,3
Finnland	9.913	1,0
Slowakei	8.884	0,9
Südkorea	8.826	0,9
Rumänien	8.752	0,9
Brasilien	8.660	0,9
Griechenland	8.254	0,8
insgesamt	994.870	100,0

Abbildung 1: Gegenüberstellung von Import und Export am Beispiel von Deutschland für das Jahr 2008 [1]

Abbildung 1 stellt die Importe und Exporte Deutschlands dar, wobei insbesondere zu beachten ist, dass China bereits im Jahr 2008 an 3. Stelle der wichtigsten Einfuhrländer steht und die Tendenz ein weiteres Wachstum erwarten lässt, wie aus der Steigerung des Anteils des Welt-Bruttoinlandsproduktes (BIP) von Abbildung 2 und Abbildung 3 abzusehen ist.

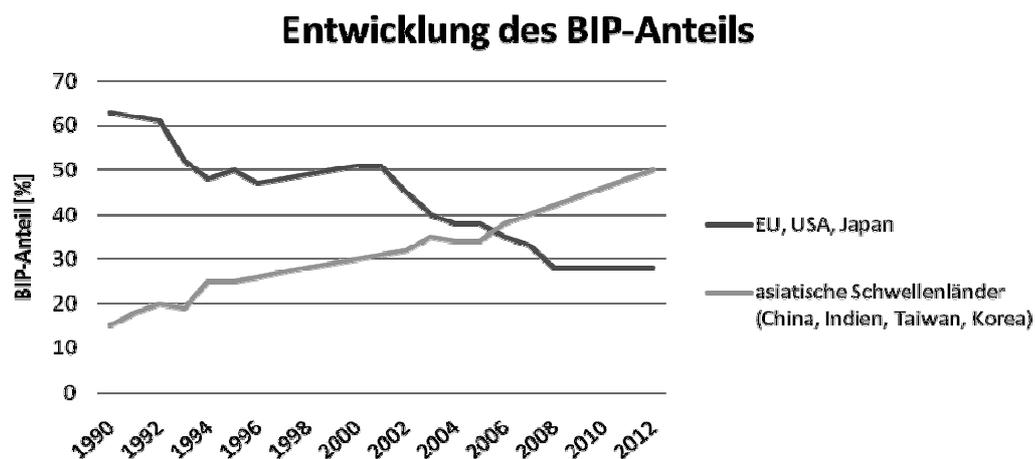


Abbildung 2: Anteil der asiatischen Schwellenländer am Welt-BIP [2]

Lokale, regionale und nationale Märkte werden zu globalen Märkten. Der Anteil des Auslandsgeschäftes am Gesamtumsatz wird sich bei mittelständischen Unternehmen annähernd verdoppeln [1].

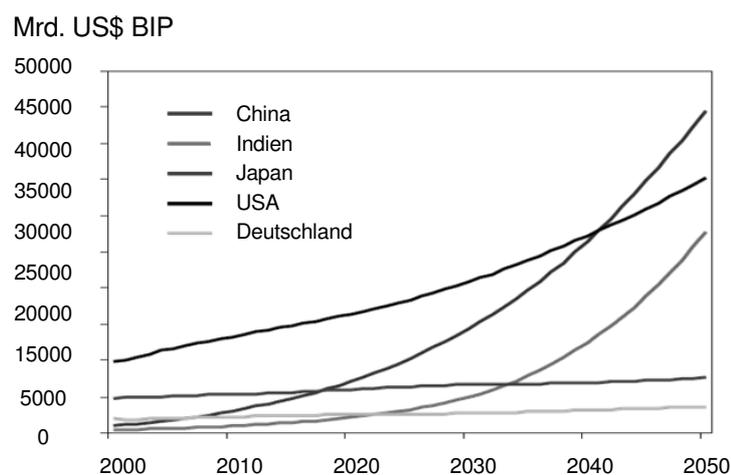


Abbildung 3: Projektion der Entwicklung von China und Indien [3]

Um sich auf internationalen (globalen) Märkten durchzusetzen, kommt dem Vorsprung in der Entwicklung eine entscheidende Rolle zu. Als grundlegender Faktor, für eine rentable Produktion in Hochlohnländern, wie Österreich, gilt nach Bleicher [4] der Entwicklungsvorsprung selbst.

Erfolgreiches Wachstum ist gleichzusetzen mit Zugewinn von Marktanteilen durch neue, bessere Produkte, wobei die Zeitspanne von der Idee bis zur Markteinführung eine zunehmend wichtigere Rolle spielt. Schnelle Entdeckung, Patenteinreichung, Entwicklung, Umsetzung und Kommerzialisierung ist insbesondere für Unternehmen ohne globale Präsenz von entscheidender Bedeutung [5]. Die Erschließung von neuen Märkten erfordert die Entwicklung und Markteinführung innovativer Produkte, wie Abbildung 4 veranschaulicht. Innovative Produkte bringen im Rahmen des Herstellungsprozesses neue Anforderungen an Fertigungsverfahren und Maschinen, wobei das Hauptaugenmerk auf eine schnellere, genauere, billigere, sicherere, platzsparendere und vor allem auch ressourcenschonendere Produktion gelegt werden sollte [4].

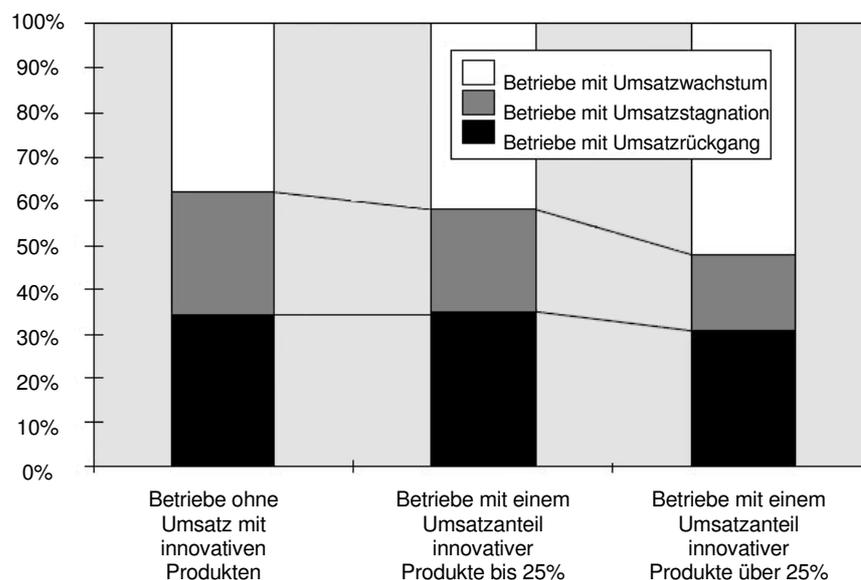


Abbildung 4: Umsatzentwicklung in Relation zum Anteil an innovativen Produkten (Basis: 1305 Unternehmen) [6]

Zur Gewährleistung kürzerer Produktentwicklungszeiten bei gleichzeitiger Erhöhung der Qualität kommt es zum Einsatz neuer Produktionskonzepte. Mit Hilfe von „Simultaneous Engineering“ sollen Abläufe, die üblicherweise nacheinander folgen, parallelisiert werden, wodurch eine Verkürzung der Entwicklungszeit erreicht werden kann. Zum schnelleren Hervorbringen von Produktinnovationen wird der Einsatz von abteilungsübergreifenden Entwicklungsteams gefördert, wobei die Teams projektspezifisch aus Mitgliedern funktionaler Abteilungen zusammengesetzt werden. Um die Bedürfnisse der Kunden besser abdecken und die Fähigkeiten von Lieferanten voll ausnützen zu können, kommt es bereits in Forschungs- und Entwicklungsaktivitäten zu Kooperationen mit Abnehmern und Lieferanten. Und schließlich im Rahmen eines kontinuierlichen Verbesserungsprozesses soll das Wissen der Mitarbeiter, insbesondere aus der Fertigung, in den Dienst innovativer Ansätze gestellt werden. Abbildung 5 zeigt deutlich, dass Unternehmen die neue Produktions- bzw. Entwicklungskonzepte einsetzen eher innovative Produkte entwickeln als Unternehmen mit konventionellen Strukturen und Konzepten.

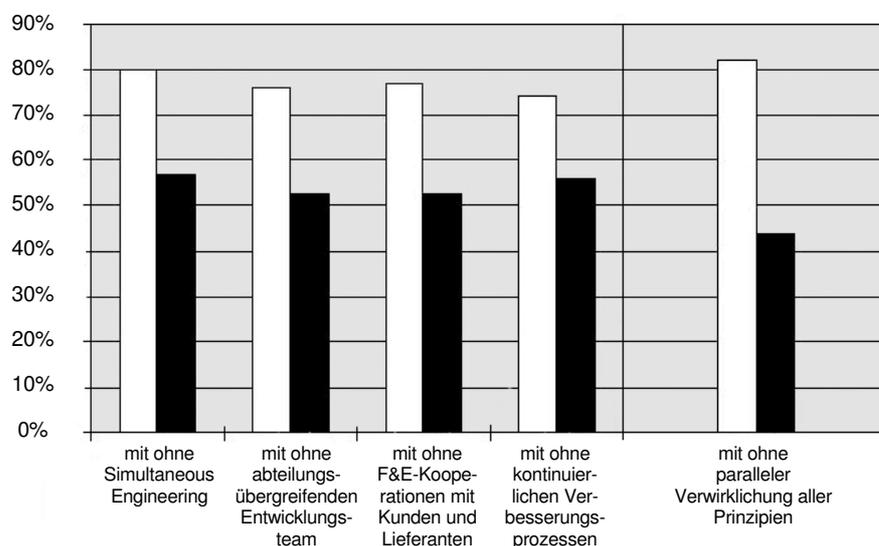


Abbildung 5: Anteil von Unternehmen mit Produktinnovationen durch Einsatz von neuen Produktionskonzepten (Basis: 1305 Unternehmen) [6]

Wie eine Studie des Fraunhofer Instituts für Systemtechnik und Innovationsforschung belegt, ist für die rasche und wirtschaftliche Anpassung der

Produktionseinrichtung an neue Produkte oder Rahmenbedingungen ein großes Maß an Flexibilität notwendig [6]. Darin ist auch das Potential parallelkinematischer Werkzeugmaschinen zu suchen: Durch die hohe Dynamik können die Bearbeitungszeiten, insbesondere die Nebenzeiten, drastisch reduziert werden. Die Umsetzung ist allerdings noch nicht zufriedenstellend gelungen, da für eine hohe Bearbeitungsgenauigkeit eine Kalibrierung notwendig ist. Diese Kalibrierung stellt sich mit den heute verfügbaren Mitteln allerdings als zeitintensiv und kostspielig dar. Im diesen Ablauf effizienter zu gestalten und das Potential parallelkinematischen Werkzeugmaschinen ausreizen zu können, wurde im Rahmen dieser Arbeit ein neues System zur Kalibrierung entwickelt und einem Vergleichstest unterzogen.

Es herrscht ein starker Trend hin zur Fertigung von reduzierten Losgrößen bei größerer Variantenvielfalt. Mitverantwortlich dafür sind kürzere Innovationszyklen aufgrund stetiger Qualitätssteigerungen bzw. ein erhöhtes Bedürfnis nach individuellen, innovativen Produkten (Abbildung 6).

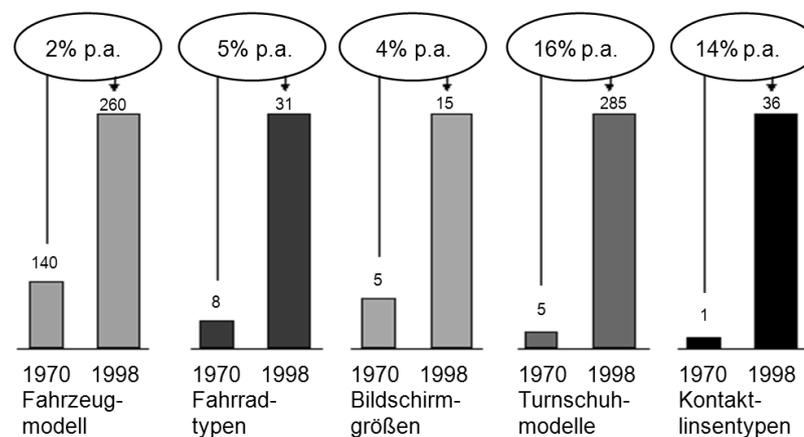


Abbildung 6: Zunahme der Variantenvielfalt [17]

Eine gestiegene Anzahl an Varianten und eine große Teilevielfalt sind dafür verantwortlich, dass die Suche nach Wiederholteilen sehr aufwendig ist. Ein Umdenken in der Investitionsgüterindustrie erfolgt insoweit, dass die Fertigungskonzepte dahingehend ausgebaut werden, dass es sowohl möglich sein muss, große Stückzahlen zu fertigen, als auch eine hohe Flexibilität in Bezug auf

das Produkt zu gewährleisten. Großserienfertigung z.B. in der Automobilindustrie setzt heute sehr stark auf hoch spezialisierte Sondermaschinen, die in einer starren Verkettung angeordnet sind. Man spricht hier von Transferstraßen. Transferstraßen gewährleisten eine effiziente Herstellung von Produkten bei sehr hohen Stückzahlen und hoher Wirtschaftlichkeit. Wie aber Abbildung 7 noch einmal am Beispiel der Audi AG veranschaulichen soll, sinken die Stückzahlen einzelner Varianten deutlich. Eine größere Flexibilität in der Fertigung ist von Nöten, wobei die Wirtschaftlichkeit natürlich weiterhin hoch gehalten werden muss.

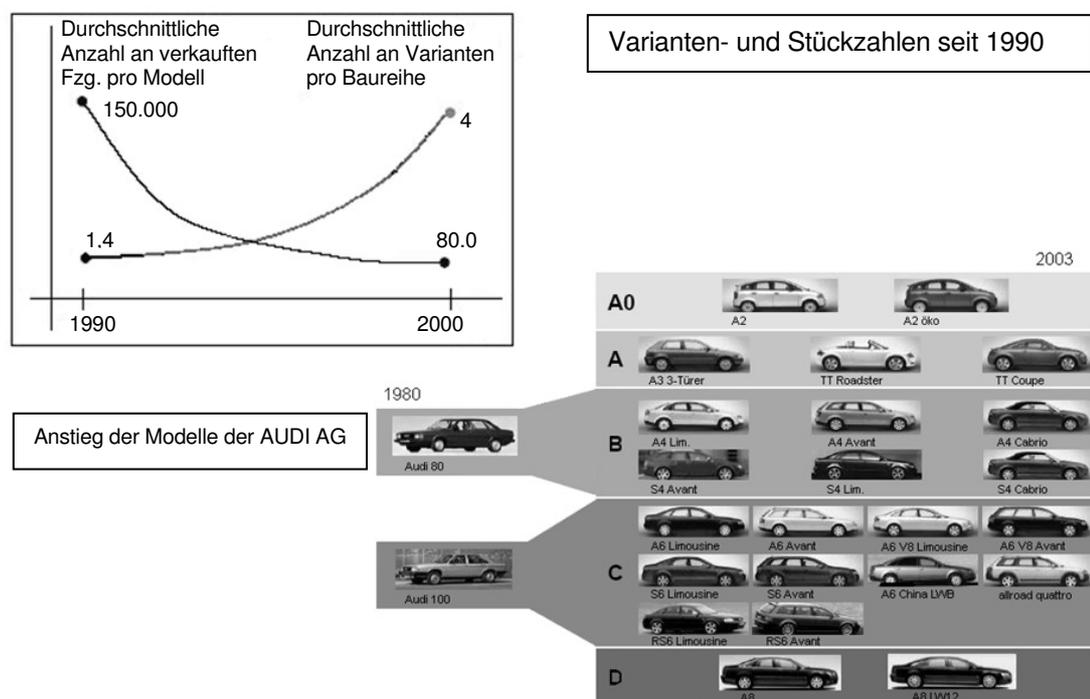


Abbildung 7: Anstieg der Varianten und Modelle am Beispiel der Audi AG [18]

Zu Beginn dieser Arbeit soll nun das Anforderungsprofil an aktuelle Werkzeugmaschinen dargelegt werden, um herauszuarbeiten, warum parallelkinematische Strukturen hier eine Existenzberechtigung besitzen, wobei im Weiteren auf deren Vor- und Nachteile und deren Potential eingegangen werden soll. Außerdem werden die momentan verfügbaren Methoden und Strategien zur Kalibrierung von Werkzeugmaschinen dargelegt und schlussendlich die im Rahmen

dieser Arbeit entwickelte Messtechnik und -methode vorgestellt und deren Potential beleuchtet.

1.1 Anforderungen an moderne Fertigungssysteme

Als alternatives Fertigungskonzept wird der Einsatz von flexiblen Fertigungssystemen gesehen (FFS), die aus flexiblen Fertigungszellen zusammengesetzt sind, welche auf universell einsetzbaren Bearbeitungszentren beruhen (Abbildung 8).

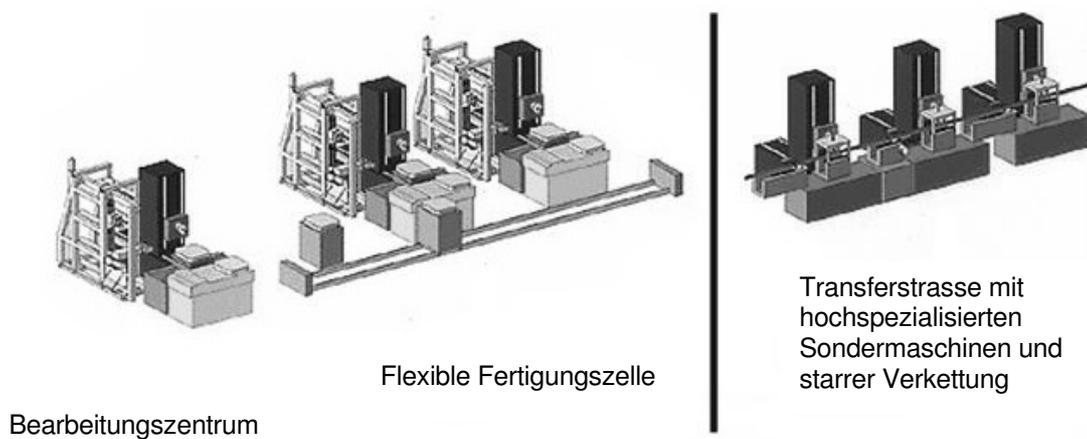


Abbildung 8: Fertigungskonzepte

Aus Untersuchungen geht hervor, dass FFS bei der Bearbeitung von prismatischen Werkstücken für Automobilhersteller bis zu einer Stückzahl von ca. 350.000 Stück pro Jahr Kostenvorteile gegenüber einem konventionellen Transfersystem bringen [4]. Dies kann aus Abbildung 9 entnommen werden.

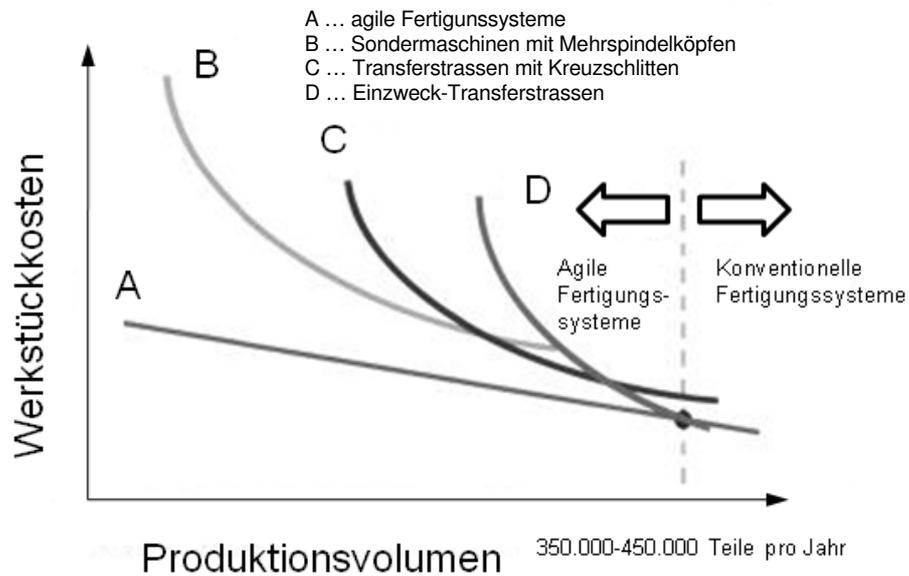


Abbildung 9: Stückkosten bei unterschiedlichen Fertigungskonzepten [19]

Abbildung 10 stellt denselben Sachverhalt etwas allgemeiner als Abbildung 9 dar.

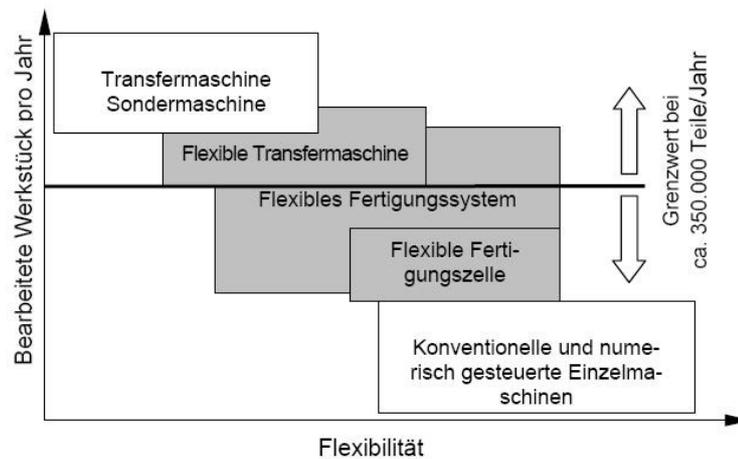


Abbildung 10: Übersicht und Einteilung der Fertigungssysteme [4]

Ein Lösungsansatz indem beide Konzepte, das flexible Fertigungssystem und die Transferstraße, Eingang finden, ist die flexible Transferstraße. Die einzelnen Bearbeitungsstationen sind keine hochspezialisierten Sondermaschinen, sondern

standardisierte, einspindelige Dreiachseinheiten. Der hohe Grad der Flexibilität wird aufgrund des modularen Aufbaus der flexiblen Transferstraße erreicht. Aus der Studie VIRTUMAT [20] geht hervor, dass viele Anwender nur einen Bruchteil der Maschinenfunktionen einer Werkzeugmaschine nutzen. Darauf basierend, wurde der maximal notwendige Funktionsumfang einer Werkzeugmaschine, der für die Masse der Anwender ausreicht, definiert. Als allgemeine Anforderungskriterien an ein Fertigungssystem können wir nach Spieth [21] folgende Punkte zusammenfassen:

- Stückzahl und Stückzeit
- Anzahl der Teilevarianten
- Häufigkeit der Variantenwechsel
- Bearbeitungstechnologie: Hochgeschwindigkeitsbearbeitung/konventionell
- Fertigungsorganisation: häufiger Wechsel und kleine Lose
- Arbeitsorganisation: Schichtbetrieb/Gruppenarbeit
- Ausfallstrategie

Für neue, flexible Fertigungssysteme kann nach Bleicher [4] und Horn [22] das Anforderungsprofil weiter abgeleitet werden:

- Bearbeitbarkeit eines breiten Werkstückspektrums bei geringem Umrüstaufwand im Falle eines Variantenwechsels
- modularer und rekonfigurierbarer Aufbau für eine lange, flexible Einsatzdauer
- kurze Durchlaufzeiten durch Reduktion der Haupt-, aber vor allem der Nebenzeiten

- hohe Fertigungsgenauigkeit
- hauptzeitparalleles Umrüsten
- Flexibilitätssteigerung durch Aufbrechen bislang gültiger Verfahrensgrenzen
- hohe Maschinenverfügbarkeit
- Reduktion der Investitionskosten

Damit ein modernes Fertigungszentrum diese Punkte erfüllen kann, sind auch neue Produktionstechnologien und –strategien zu berücksichtigen, die im Folgenden kurz skizziert werden sollen [4, 23, 24]:

High Speed- bzw. High Performance Cutting (HSC/HPC): Hier werden fünf- bis zehnfache Schnitt- und Vorschubgeschwindigkeiten im Vergleich zu konventionellen Bearbeitungstechniken eingesetzt. Als Vorteil ergeben sich dadurch höhere Zeitspanvolumina, bessere Oberflächenqualitäten und reduzierte Schnittkräfte bei günstigeren thermischen und schwingungstechnischen Verhältnissen. Dies setzt eine Werkzeugmaschine voraus, die den hohen dynamischen Ansprüchen genügt.

Mindermengenkühlschmierung (MMKS) bzw. Trockenbearbeitung: Neben den ursprünglich im Vordergrund gestandenen Umweltaspekten sind damit sehr wohl auch Produktivitätssteigerungen und Kostensenkungen erreichbar. Für die Werkzeugmaschine ist das Problem zu lösen, die Späneentsorgung zu gewährleisten, ohne auf die Schwemmwirkung des Kühlschmierstoffes zurückgreifen zu können.

Hartbearbeitung: Das dem Härten im Normalfall folgende Schleifen kann auf ein geringeres Zerspanungsvolumen reduziert werden oder wird durch ein Zerspanen mit geometrisch bestimmter Schneider sogar zu Gänze ersetzt, was die Herstellkosten eines Bauteils aufgrund der Reduktion der Fertigungszeiten erheblich senken kann. Die Belastungen während der Bearbeitung in der Werkzeugmaschine

fallen aufgrund der anderen Werkstoffkennwerte im Allgemeinen höher aus und setzen daher ein steiferes Maschinenkonzept voraus.

Komplettbearbeitung in einer Aufspannung: Mehrere Verfahren wie Drehen, Fräsen und Schleifen oder sogar Laserbearbeiten in einer Maschine unter einmaliger Aufspannung reduzieren Verteil- und Rüstzeiten. Man spricht von multiprozessfähigen Maschinen oder Hybridbearbeitungsmaschinen. Die Genauigkeit der Bauteile kann unter Umständen, z.B. durch Vermeidung von Spannfehlern, ebenfalls verbessert werden.

Laserunterstützte Zerspanung: Durch Wärmeeinbringung in den Werkstoff unmittelbar vor der Schneide des Zerspanungswerkzeuges können schwer zerspanbare Werkstoffe, wie z.B. Keramiken, durch Herabsetzen der Werkstofffestigkeit wirtschaftlich bearbeitet werden. Damit werden ebenfalls die Flexibilitätsanforderungen an die Werkzeugmaschine gesteigert

Adaptive, selbstoptimierende Steuerungen: Die Zerspanungsparameter werden laufend den aktuellen Bedingungen angepasst und helfen so z.B. Schwingungen in der Maschine abzufangen.

Prozess- und Maschinenüberwachung: Eignet sich zur gezielten Überwachung des Werkzeugverschleißes ohne externe Sensorik, wodurch Störungen früher erkannt werden können bzw. vorbeugende Instandhaltungsmaßnahmen gesetzt werden können.

Da bestehende Maschinensysteme durch moderne Fertigungsprozesse an ihre Leistungsgrenzen geführt werden, sind neben der Weiterentwicklung bewährter Technologie vor allem alternative Konzepte gefragt. Einige Entwickler, sowohl aus der Industrie als auch aus Forschungsanstalten, wie das Institut für Fertigungstechnik und Hochleistungslasertechnik der Technischen Universität Wien, setzen hier unter anderem auf den Einsatz von parallelkinematischen Strukturen, sowohl auf vollparalleler als auch auf hybrider Basis.

1.2 Entwicklung der Parallelkinematik

Parallelkinematiken stellen geschlossene kinematische Ketten dar, wobei ein Endeffektor durch voneinander unabhängige Führungsketten bewegt werden kann [7]. Da diese kinematischen Ketten parallel auf den Endeffektor wirken, leitet sich daraus die Bezeichnung Parallelkinematik ab.

Das parallelkinematische Prinzip mit all seinen Vor- und Nachteilen ist schon seit geraumer Zeit bekannt, lange Zeit beschränkten die technischen Möglichkeiten der Steuerungstechnik eine tiefschürfendere Entwicklung.

Die erste namhafte Auseinandersetzung zum Thema Parallelkinematiken, im Speziellen dem Hexapoden, veröffentlichte Steward 1965 mit dem Artikel „A platform with six degrees of freedom“ [8]. Hier prägte Steward den Begriff „Steward-Plattform“, der zukünftig als Synonym für den Hexapoden steht. Damit war er aber nicht der erste, der sich mit diesem Thema auseinandersetzte, wie Bonev in seiner Chronologie zur Entwicklung der Parallelkinematiken darstellte [9]:

- Vor 1900 beschäftigten sich vorwiegend Mathematiker, wie z.B. Chauchy, theoretisch mit Problemen wie den Singularitäten parallelkinematischer Strukturen [10].
- Der Amerikaner James E. Gwinnett reichte 1928 ein Patent [11] für eine bewegte Plattform ein, die in der Unterhaltungsindustrie zum Einsatz kommen sollte. Die Struktur wurde jedoch nie realisiert.

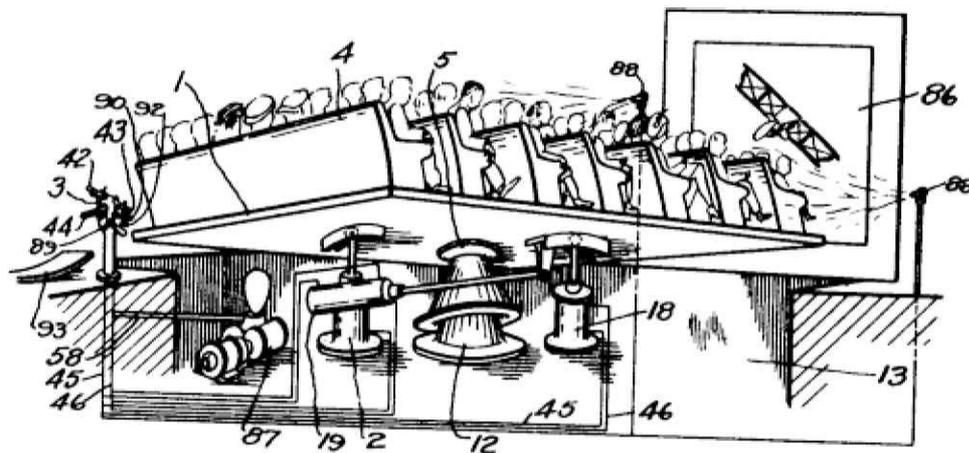


Abbildung 11: Auszug aus der Patentschrift von J.E.Gwinett [11]

- Willard L.V. Pollard entwickelte 1938 einen Lackierroboter für die Autoindustrie, dem eine parallelkinematische Struktur mit fünf Freiheitsgraden zugrunde lag (Abbildung 12a).
- Dr. Eric Gough entwickelte 1947 eine parallelkinematische Struktur mit längenveränderlichen Streben [12]. Es dauerte aber bis zum Jahr 1954 bis Goughs Arbeitgeber, der Reifenerzeuger Dunlop, diese Struktur in Betrieb nahm. Die „Gough-Plattform“ wurde als universale Reifenprüfmaschine zur realitätsnahen Belastungssimulation an Fahrzeugreifen eingesetzt (Abbildung 12b).
- Im Jahr 1962 sollte der Wissenschaftler Frank Cappel in den Franklin Institute Research Laboratories ein bestehendes Sechs-Freiheitsgrad-Schwingungssimulationssystem verbessern. Im Zuge seiner Entwicklungsarbeit verwendete Cappel letztlich ebenfalls die gleiche Struktur wie Gough, ohne diese Arbeit jedoch zu kennen.
- David Steward schließlich verwendete die Idee der Parallelkinematiken 1964 dazu, eine bewegliche Plattform mit sechs Freiheitsgraden für einen Flugsimulator einzusetzen. In dem zuvor erwähnten Artikel [8] beeinflusste

Steward die Freiheitsgrade des Systems durch drei Dreh- und drei Schubgelenke (Abbildung 12c).

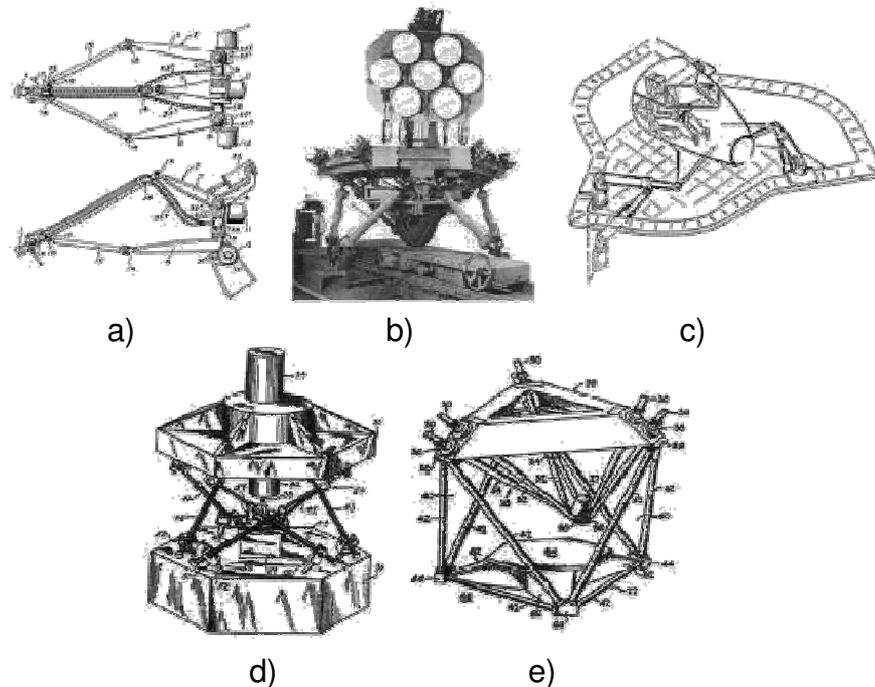


Abbildung 12: Erste Entwürfe für parallelkinematische Strukturen:
nach a) Pollard b) Gough c) Steward d) Gidding & Lewis e)
Ingersoll [9]

- 1966 führte J. Tindale [13] den Gedanken der Stewart-Plattform fort und entwickelte eine Universalfräsmaschine. Die Maschine konnte jedoch nie umgesetzt werden, da die Steuerungstechnik zur damaligen Zeit zu leistungsschwach und langsam war, um die sechs Freiheitsgrade der Maschine zu regeln.
- Von 1964-1994 wurden kontinuierlich parallelkinematische Konzepte für die Robotertechnik entwickelt und umgesetzt. So zum Beispiel von McCallion und Pham (1979), Yang (1982), Hunt (1983) [14], Clavel (1985) [15] und Baily und Leavy (1991) (siehe Abbildung 13).

- Auf der International Manufacturing Technology Show 1994 (IMTS) präsentierten die beiden Hersteller Ingersoll und Gidding & Lewis Prototypen zu Werkzeugmaschinen mit parallelkinematischer Struktur (Abbildung 12d und e).

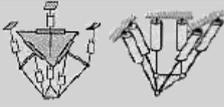
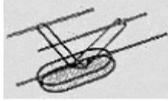
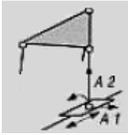
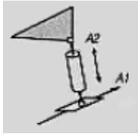
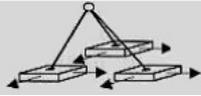
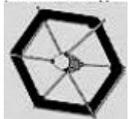
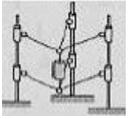
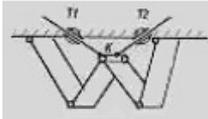
Stewart 64/65 	sechsfachsig nach Hunt 83 dreiachsig nach Clavel 85 	Clavel 94 	Clavel 94 
Hexapod (Teleskoparme)	feste Orientierung durch stellbare Parallelogramme		
Clavel 94 	Kohli 9/86 	Behi 10/88 	ISW, Uni Stuttgart 91 
lineare Achsen in schräger Anordnung	Aktoren mit je einem transl. und rot. Freiheitsgrad	Kombination von Fußpunkttrieb und Teleskop	Schere mit zwei Freiheitsgraden
Univ. of Maryland 92 	Kawamura 5/95 IFW, Uni Stuttgart 96 	ISW, Uni Stuttgart 96 	WZL, RWTH Aachen 
Fußpunkte in zwei Freiheitsgraden beweglich	fünffachsig mit Zugbelastung	drei- bis fünffachsig mit Vorspannung	M-System mit zwei Freiheitsgraden

Abbildung 13: Entwicklungsschritte zu parallelkinematischen Strukturen [15]

In den letzten Jahren wurden etliche parallelkinematische Konzepte sowohl in der Industrie als auch in Forschungseinrichtungen entwickelt, wobei unterschiedlichste Strukturansätze als Basis dienten [10, 16]. Die Maschinen wurden primär als

Prototypen entwickelt und fanden auf Grund zu hoher Erwartungen der Fachwelt leider kaum Anwendung in der industriellen Fertigung.

2 Gegenüberstellung serieller und paralleler Kinematik

In der Werkzeugmaschinenindustrie stehen für den kinematischen Aufbau einer Maschine zwei Grundkonzepte zur Auswahl: Der serielle Maschinenaufbau mit zumeist kartesischer Anordnung der Verfahrachsen dominiert den Markt. Parallele Systeme tauchen nur vereinzelt auf, wobei aber insbesondere hybride Systeme als Kombination von serieller und paralleler Struktur durchaus beachtliche Kenndaten aufweisen. Im Folgenden sollen zunächst beide kinematische Konzepte getrennt beleuchtet und insbesondere die Bedeutung der parallelkinematischen Strukturen genauer herausgearbeitet werden.

2.1 Konventionelle, serielle Maschinen

Der heutige Stand der Technik wird von den konventionellen, seriellen Maschinen repräsentiert. Das grundlegende Konzept dieser Maschinen ist bereits seit dem 19. Jahrhundert bekannt. Zu Beginn wurden die Maschinen vorwiegend durch Transmissionen angetrieben, welche gegen Ende des 19. Jahrhunderts von elektrischen Antrieben mehr und mehr verdrängt wurden. Die Vorschub- und Zustellbewegungen erfolgen in der Regel manuell oder über einfache Getriebe und Schaltwellen bzw. durch Kopieren eines Modells [25]. Um ebene oder räumliche Kurven zu realisieren, ist die gleichzeitige Bewegung des Werkzeuges in zwei bzw. drei Raumachsen notwendig. Mit konventionellen mechanischen Getrieben ist dies nur in besonderen Fällen und unter erhöhtem Aufwand möglich. Erst die Entwicklung von numerisch geregelten, elektrischen Antrieben (NC-Technik) mit Beginn um 1950 unter John T. Parsons [26] ermöglicht das Verfahren in nahezu beliebiger Weise in der Ebene oder im Raum.

Der Grundgedanke serieller Werkzeugmaschinen beruht darauf, dass jede lineare Achse jeweils einer Raumachse des kartesischen Koordinatensystems entspricht. Jedem kartesischen Freiheitsgrad des Endeffektors kann demnach genau eine Achse der Werkzeugmaschine zugeordnet werden. Dies geht soweit, dass beim Rüstvorgang der Maschine das zu fertigende Werkstück, welches von den

Dimensionen her vorzugsweise in den kartesischen Koordinaten X, Y und Z dargestellt wird, so aufgespannt wird, dass die Koordinatenachsen der zeichnerischen Darstellung mit den Koordinatenachsen der Werkzeugmaschine zusammenfallen. Im Idealfall können damit geradlinige Bewegungen durch einfaches Verfahren einer Antriebsachse der Werkzeugmaschine erzeugt werden. Zur heute weit verbreiteten Fünfbachsbearbeitung kommen zu den drei translatorischen noch zwei rotatorische Achsen hinzu, wie im Beispiel einer fünfachsigen Fräsmaschine in Abbildung 14 dargestellt ist. Die rotatorischen Achsen werden nach Möglichkeit als letzte Glieder in der kinematischen Kette eingefügt. Man spricht hier von einem seriellen Aufbau, weil nicht alle Antriebsachsen direkt auf den Endeffektor wirken, sondern weil ein vorgereihter Antrieb einen oder mehrere nachgereichte tragen und mit bewegen muss [4, 27]. Die Bearbeitungskräfte durchlaufen so unter Umständen alle Glieder der kinematischen Kette, wodurch sich die Verlagerung aus den Verformungen der vorwiegend auf Biegung, aber auch mit Zug-, Druck- und Torsionsbelastungen beanspruchten Elemente kumulativ auf den Endeffektor auswirken [28].

Für die Beschreibung der kinematischen Struktur einer seriellen Maschine bedient man sich z.B. der Schwerd'schen Syntax [29, 30]. Ausgehend von der Wirkstelle zwischen Werkstück und Werkzeug, angegeben in eckigen Klammern als [WzWs], wird die Art und Richtung mit zunehmendem Abstand von der Wirkstelle angegeben, wobei der Kennbuchstabe S ein Schiebeglied und der Kennbuchstabe A ein Drehglied symbolisiert. Für die fünfachsige Maschine in Abbildung 14 ergibt sich daher: SZABSW[WzWs]ACSXSY.

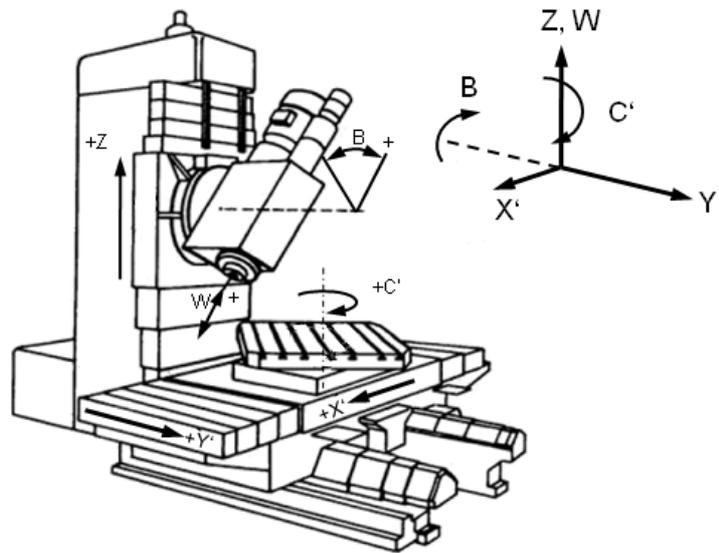


Abbildung 14: Serielle Struktur einer fünfachsiges Fräsmaschine [31]

Anders als im oben dargestellten Beispiel der fünfachsiges Fräsmaschine kommen in der Robotik häufig Gelenkarmroboter, wie in Abbildung 15 dargestellt, zum Einsatz.

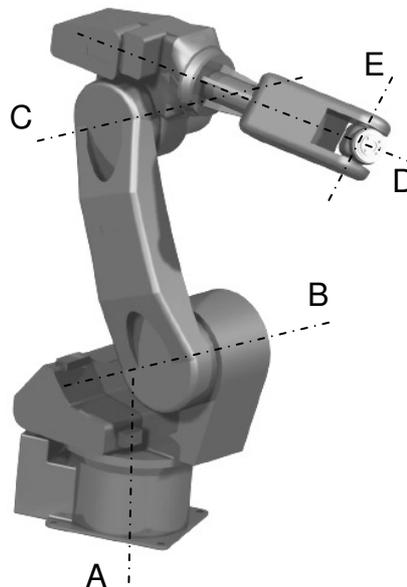


Abbildung 15: Gelenkarmroboter mit 5 Freiheitsgraden [32]

Hier erfolgt keine Aufteilung der kinematischen Kette, sondern alle (rotatorischen) Antriebsachsen sind zwischen Grundgestell und Endeffektor entlang einer Kette angereiht. Im Bereich der Automatisierungstechnik sind vorwiegend serielle Roboterstrukturen im Einsatz. Eine der wenigen Ausnahmen stellt die parallele Struktur IRB 340 von ABB (auch „Flexpicker“ bezeichnet) in Abbildung 16 dar.



Abbildung 16: ABB-IRB 340, "Pick & Place"-Roboter [33]

Eine Begründung dafür ist der relativ große Arbeitsraum im Verhältnis zu den Abmessungen der Kinematik. Dem gegenüber stehen jedoch auch einige Nachteile. Zu diesen zählen: schlechte Steifigkeit, geringe Genauigkeit und ungünstiges Last-Gewichtsverhältnis [34, 35].

2.2 Parallele Werkzeugmaschinen

Im Gegensatz zu den Strukturen unter Punkt 2.1 ist bei parallelen Strukturen der Endeffektor oder die Plattform mit dem Grundgestell über mehrere voneinander unabhängige kinematische Ketten gekoppelt [36]. Man spricht von einem räumlichen Getriebe [37]. Im Gegensatz zur direkten Zuordenbarkeit der einzelnen

Freiheitsgrade des Endeffektors zu den Antriebsachsen einer seriellen Maschine, bedarf es bei einer parallelen Struktur des Zusammenwirkens der einzelnen Freiheitsgrade der unabhängigen kinematischen Ketten, um den resultierenden Freiheitsgrad des Endeffektors zu beeinflussen. Die Lage des Tool Center Points (TCP) muss durch mathematisch aufwendige Koordinatentransformationen ermittelt werden. In einem Beitrag von Astanin und Usov zum 2. Chemnitzer Parallelkinematik Seminar wird dafür der Begriff *Heterogenität des Koordinatensystems* parallelkinematischer Strukturen geprägt [38].

Durch die Anzahl und geometrische Gestaltung der einzelnen kinematischen Ketten kann in einem sehr breiten Feld Einfluss auf die mechanischen Gegebenheiten der Struktur genommen werden. Ähnlich einem Fachwerk können die äußeren Kräfte an die Struktur durch entsprechende Gestaltung dermaßen auf die kinematischen Ketten aufgeteilt werden, dass in den Gelenksstäben z.B. nur mehr unidirektionale Kräfte, d.h. Zug- oder Druckkräfte wirken [4]. Durch die Bildung von Dreiecksstrukturen ergeben sich steife Strukturen in den kinematischen Ketten, was sich wiederum positiv auf die Gesamtsteifigkeit der Maschine auswirkt.

Es bestehen mehrere Möglichkeiten die Freiheitsgrade der parallelen Struktur zu beeinflussen. Einerseits kann die Länge der Streben verändert werden. Man spricht dann von einem Teleskopantrieb. Andererseits existieren auch Varianten, bei denen die Lage eines zumeist gestellseitigen Gelenkfußpunktes oder aber das Gelenk selbst, hier wird der Begriff „aktives Gelenk“ verwendet, variiert werden.

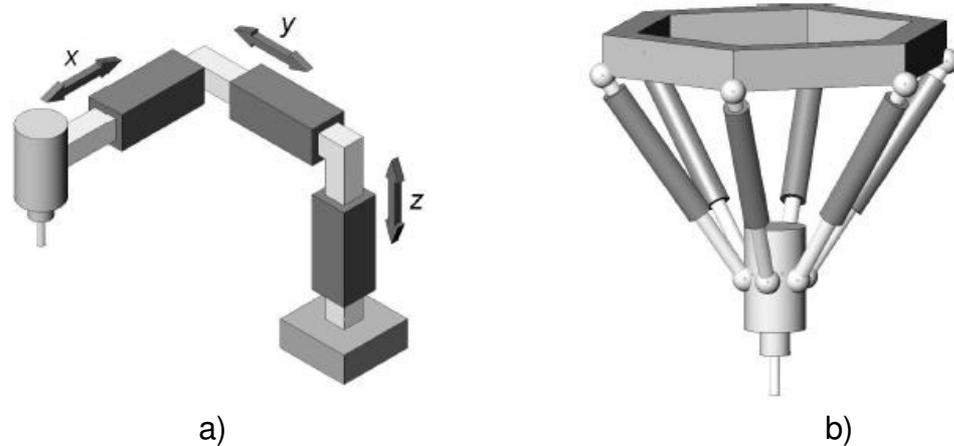


Abbildung 17: Gegenüberstellung a) serielle (hier kartesisch) und b) parallele Struktur [30]

Werden die Antriebe im ruhenden System untergebracht, ergeben sich dynamische Vorteile aufgrund der Reduktion der bewegten Massen. Zusammen mit den bereits weiter oben erwähnten Möglichkeiten der positiven Beeinflussung der Gesamtsteifigkeit der Maschinenstruktur können parallele Strukturen als besonders geeignet für die Realisierung von leichten, hochdynamischen Maschinen angesehen werden [4].

2.2.1 Potential der Parallelkinematik

Wie unter Punkt 1.1 dargelegt, werden sehr konkrete Forderungen an Werkzeugmaschinen der heutigen bzw. zukünftigen Generation gestellt. Zusammengefasst sollte eine Werkzeugmaschine, die den Anforderungen unter 1.1 gerecht wird, eine hochdynamische, dreiachsige Bearbeitungseinheit unter Einbeziehung oben genannter neuer Technologien sein. Parallelkinematische Werkzeugmaschinen können in Bearbeitungszentren, als Einzelmaschinen oder verketteten, flexiblen Fertigungssystemen, aber auch als Bestandteil einer modular aufgebauten, flexiblen Transferstraße eingesetzt werden kann. Nach Brecher [23] können dabei zwei Entwicklungsrichtungen unterschieden werden.

- Weiterentwicklung kartesisch aufgebauter Maschinen:

- a. Strukturoptimierung, eventuell unter Einsatz neuer Werkstoffe, wie glas- oder kohlefaserverstärkte Werkstoffen
 - b. Kugelgewindetriebe mit erhöhter Steigung für Vorschubgeschwindigkeiten bis 200m/min
 - c. Direktantrieb durch Linearmotoren
 - d. Magnetführungen anstelle von Rollenumlauführungen zur Reduktion der Ratterneigung bzw. Elimination des Einflusses der Haftreibung im Lageregelkreis [42]
- neue parallele oder hybride Maschinentechologien

Wenn man die Anforderungen unter Punkt 1.1 für Bearbeitungsaufgaben in der HSC-Bearbeitung genauer betrachtet, stößt man bei den seriellen Strukturen auf einige markante Schwachstellen [43]:

- große bewegte Massen
- beschränkte Dynamik an den Vorschubachsen
- Addition der Fehler der einzelnen Achsen
- hohe Präzisionsanforderungen an die einzelnen Maschinenteile
- geringe Anzahl an Wiederholteilen in der Mechanik
- Biegebeanspruchungen in den Maschinenteilen

Nach Bleicher [4] und Herstellerangaben erreichen unter dem Schlagwort „hochdynamisch“ vertriebene Werkzeugmaschinen heute Vorschubgeschwindigkeiten von 60-80m/min, wobei die zugehörigen Beschleunigungen in der Größenordnung von 10 bis maximal 15m/s² zu liegen

kommen. Gängige Bearbeitungsgeschwindigkeiten, auch für die HSC-Bearbeitung, liegen jedoch auch heute noch weit unter den erreichbaren Eilgangsgeschwindigkeiten aktueller Werkzeugmaschinen. Da aber die Anforderungen an die Komplexität der Geometrie von Werkstücken immer größer werden, ist die Interpolation von zwei oder mehr Antriebsachsen während der Bearbeitung zum gängigen Standard geworden. Ein höheres Beschleunigungsvermögen reduziert die resultierende Bahnabweichung, wodurch eine höhere Bearbeitungsgenauigkeit während des Zerspanungsprozesses erreicht werden kann [44].

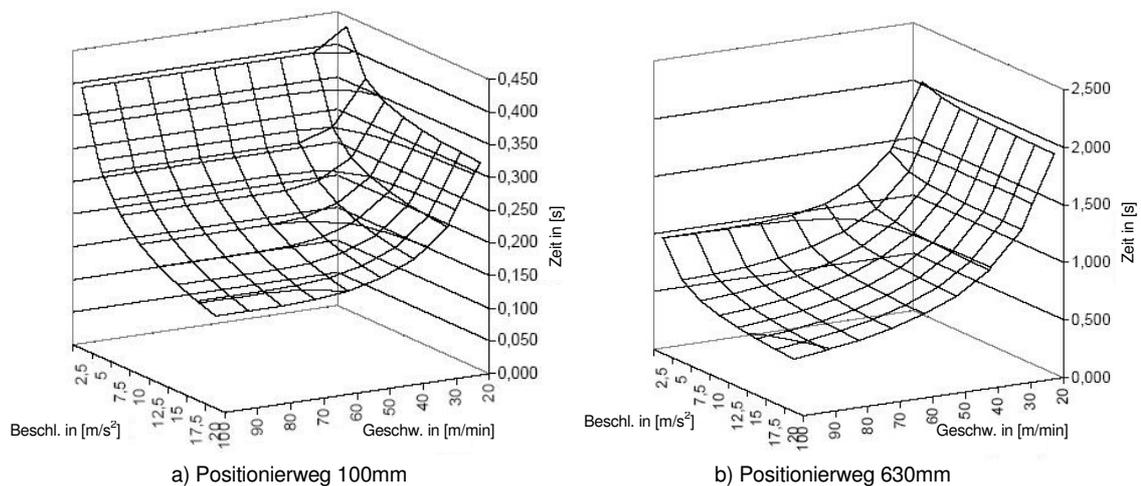


Abbildung 18: Positionierzeit bezogen auf maximale Beschleunigungen und Geschwindigkeiten bei a) Positionierweg 100mm und b) Positionierweg 630mm [4]

Um die Nebenzeiten während der Bearbeitung zu reduzieren, ist es notwendig, die Zielpositionen möglichst rasch zu erreichen. Dies kann insbesondere durch hohe Beschleunigungswerte erreicht werden, die es erlauben, die maximale Eilgangsgeschwindigkeit binnen kurzer Zeit zu erreichen. Damit kann gewährleistet werden, dass auch bei kurzen Positionierwegen das Geschwindigkeitspotential der Werkzeugmaschine voll ausgenutzt werden kann [22, 45]. Abbildung 18 veranschaulicht den Einfluss unterschiedlicher Geschwindigkeits- und Beschleunigungswerte bei unterschiedlichen Positionierwegen von 100 und

630mm. Es ist zu beachten, dass selbst bei Steigerung der maximalen Verfahrensgeschwindigkeit der Werkzeugmaschine kaum eine Verringerung der Positionierzeit erreicht werden kann, wenn das Beschleunigungsvermögen der Maschine zu gering ist und die maximal mögliche Geschwindigkeit unter Umständen nie erreicht wird (vgl. Abbildung 19).

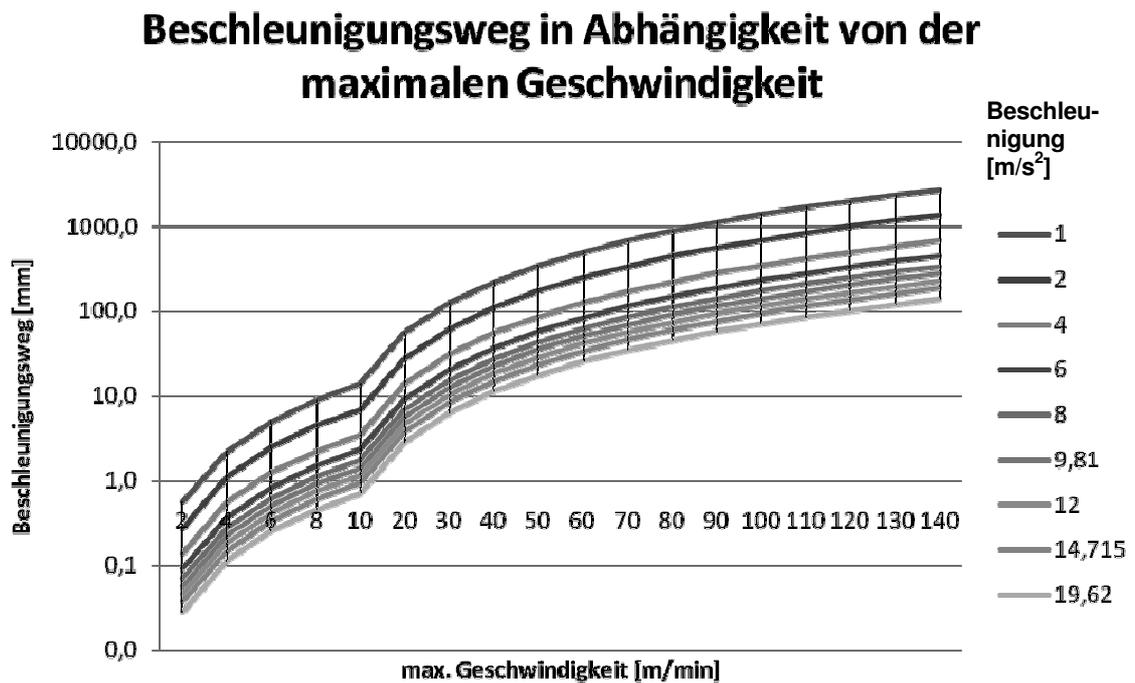


Abbildung 19: Beschleunigungsweg zur Erreichung der Endgeschwindigkeit bei gegebener Beschleunigung [4]

In [4] führt Bleicher am Beispiel der Komplettbearbeitung eines Zylinderkopfes an, dass eine gezielte Steigerung der Geschwindigkeitswerte auf 60-80m/min und Beschleunigungswerte auf effektive 13-15m/s² ein Rationalisierungspotential in den Nebenzeiten von etwa 30% bringen.

Abweichend von diesen theoretischen Annahmen berücksichtigen heutige Werkzeugmaschinen eine Begrenzung des Rucks. Ohne Ruckbegrenzung muss die Nennbeschleunigung soweit zu reduzieren werden, so dass die Bahnabweichungen aufgrund wirkender Beschleunigungskräfte innerhalb zulässiger

Werte der Maschine bleibt, um eine ausreichende Genauigkeit der zu erzeugenden Konturen zu gewährleisten [4, 45]. Damit könnte das Potential heutiger Werkzeugmaschinen, hinsichtlich Geschwindigkeits- und Beschleunigungsfähigkeiten aber bei Weitem nicht ausgenutzt werden.

Um übermäßige Belastungen der Werkzeugmaschinen-Mechanik durch den hohen, teilweise un stetigen Ruck zu vermeiden, muss eine Steuerung bei hohen Verfahrgeschwindigkeiten vorausschauend Geschwindigkeitsänderungen der einzelnen Achsen mit angepassten Beschleunigungsänderungen korrelieren. Zur digitalen, schleppfehlerfreien Antriebsregelung mit integrierter Geschwindigkeits- und Beschleunigungsvorsteuerung kombiniert mit Look-Ahead- und Ruckbegrenzungsfunktionen kommen nachgeschaltete Filter, um das Risiko der Anregung von Eigenschwingungen der Werkzeugmaschine zu minimieren [46]. Die Abbildung 20 und Abbildung 21 veranschaulichen die wesentliche Verbesserung der Konturtreue durch Vorgabe einer Ruckbegrenzung.

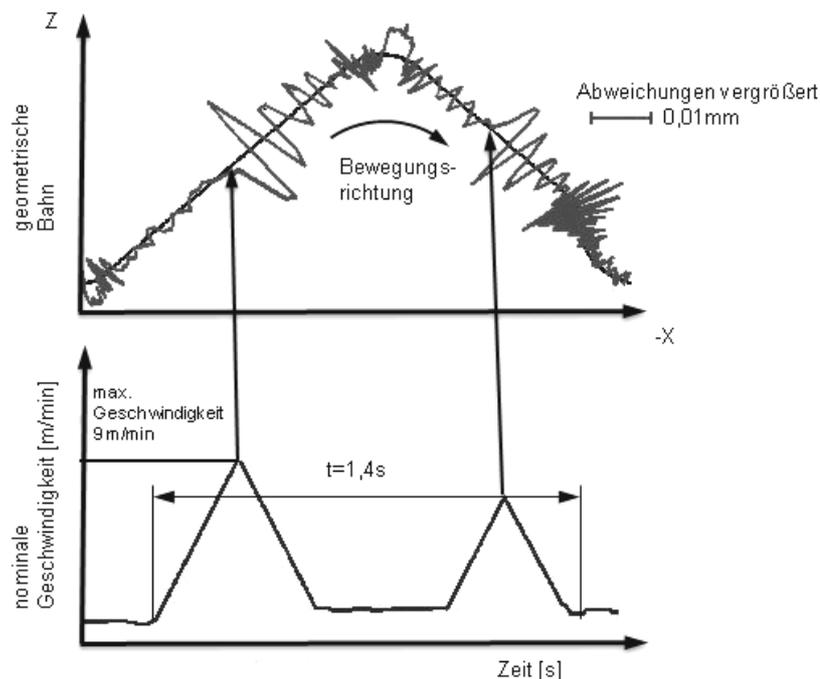


Abbildung 20: Bahnabweichung und zeitlicher Verlauf der Geschwindigkeit bei Bewegungsführung ohne Ruckbegrenzung [46]

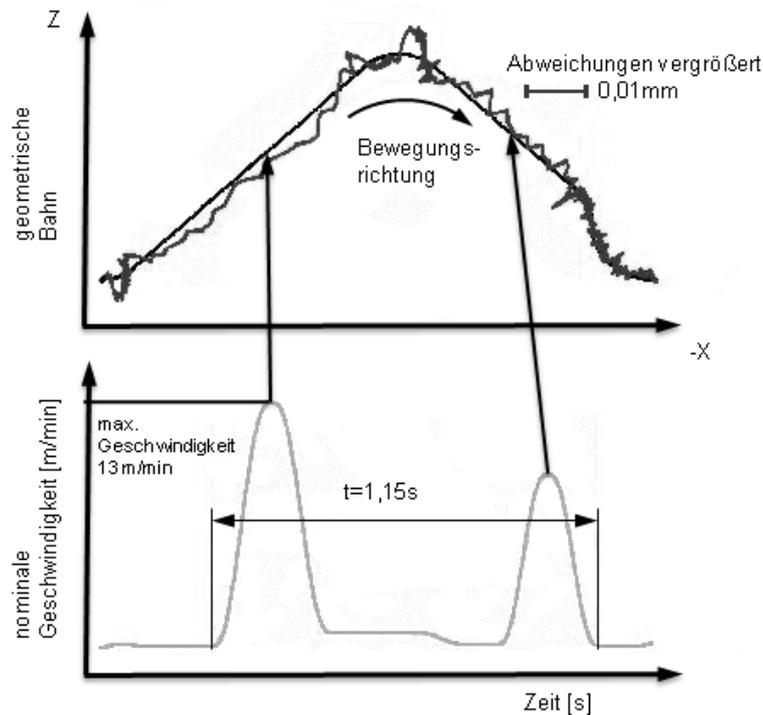


Abbildung 21: Bahnabweichung und zeitlicher Verlauf der Geschwindigkeit bei Bewegungsführung mit Ruckbegrenzung [46]

Die Bearbeitungsgenauigkeit wird daher wesentlich beeinflusst, wenn von einer Werkzeugmaschine bei gleichen mechanischen Eigenschaften eine Steigerung der Dynamik erzielt wird. Umgekehrt kann formuliert werden, dass bei einer Werkzeugmaschine, von der höhere dynamische Eigenschaften gefordert werden, die mechanischen Eigenschaften der Struktur verbessert werden müssen. Die mechanischen Eigenschaften lassen sich primär durch Reduktion des Eigengewichtes und Erhöhung der Eigenfrequenz sowie der statischen Steifigkeit verbessern [4].

Die Potentiale (vgl. Punkt 2.2.2), im Hinblick auf die soeben erwähnten dynamischen und mechanischen Gegebenheiten, rechtfertigen den Einsatz von parallelkinematischen Strukturen für hochdynamische Operationen, wie z.B. der HSC-Bearbeitung, der Robotik aber auch dem Laser- und Wasserstrahlschneiden, wie in Abbildung 22 dargestellt.

2. Gegenüberstellung serieller und paralleler Kinematik

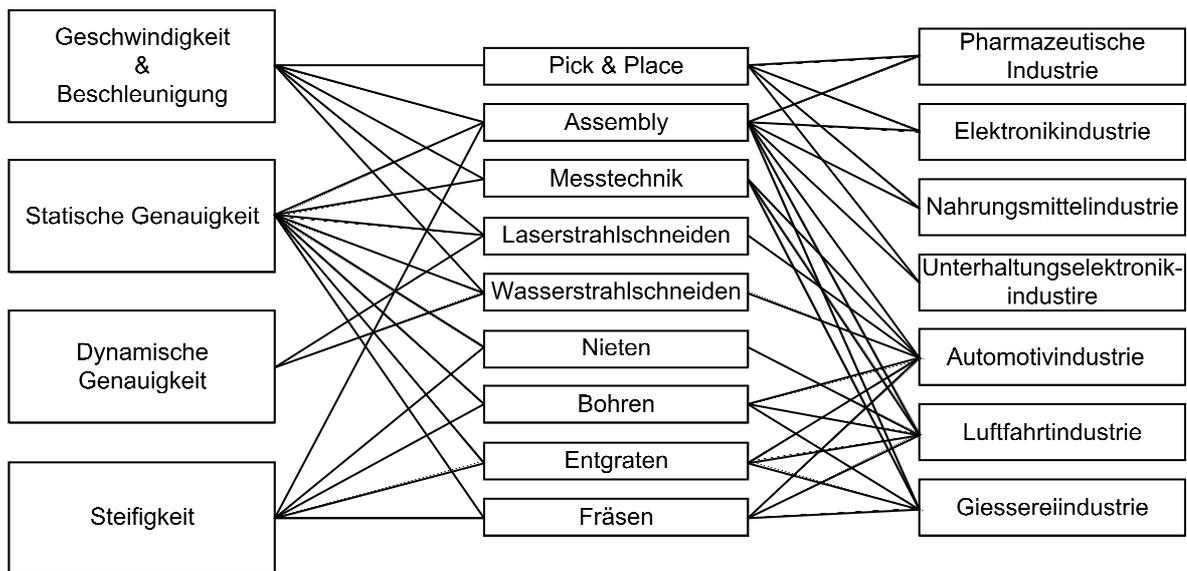


Abbildung 22: Zuordnung der PKM-Fähigkeiten und deren Anwendungsbereiche auf die Investitionsgüterindustrie [47]

Tabelle 1 stellt die aktuell auf dem Markt befindlichen Fräsmaschinen in serieller und paralleler Bauweise grundsätzlich und verallgemeinernd gegenüber.

	konventionelle, serielle Fräsmaschinen			Fräsmaschinen mit Parallelstruktur	
	3 Achsen	3+2 Achsen	5 Achsen	3(+2) Achsen	6 Achsen
Verhältnis Bauraum zu Arbeitsraum	+	+	+	±	-
Genauigkeit	+	+	±	±	±
Geschwindigkeit	±	±	±	+	±
Beschleunigung	±	±	±	+	+
Hauptspindel	+	+	±	±	±
Schwenkbereich der Rundachsen	-	+	±	+	-
Steifigkeit	±	±	-	+	+
Kollisionsverhalten	+	+	+	+	±
Werkzeugwechsel	+	+	+	±	±
Abdeckungen, Einhausungen	+	+	±	±	±
Verkettung bzw. Einbindung in Fertigungssysteme	+	+	+	+	±
Kosten	+	+	±	±	±
Maschineneinrichtung, Kalibrierung	+	+	±	-	-

Tabelle 1: Gegenüberstellung aktueller Werkzeugmaschinen in serieller und paralleler Bauform [4]

Diese Gegenüberstellung der konventionellen, seriellen Bauweise mit der parallelen verdeutlicht bei beiden Bauformen einige Schwachpunkte, die ein Entwicklungspotential bieten. Als besonders kritisch sei hier noch einmal auf die Bearbeitungsgenauigkeit bzw. die aufwendige Kalibrierung hingewiesen. Dies gilt insbesondere, wenn die Werkzeugmaschine nach einem Crash wieder in Betrieb genommen werden muss. Das systembedingte Zusammenwirken mehrerer kinematischer Ketten zur Festlegung der Position und Orientierung des TCP macht im Allgemeinen eine Vermessung des gesamten Arbeitsraumes der Struktur notwendig, was bis dato mit einem enormen Zeitaufwand verbunden ist. Die Genauigkeitssteigerung ist hinsichtlich steuerungstechnischem Aufwand und Erfassung aller möglichen Fehler limitiert. Andere, weniger auf die Hauptfunktionen einer parallelkinematischen Werkzeugmaschine abzielende Punkte, die Entwicklungspotential bieten sind: der Werkzeugwechsel, die Abdeckung des Kinematikraums vom Arbeitsraum, die Leistung und Schwenkbarkeit der Hauptspindel sowie die Einbindung der Maschine in ein Fertigungssystem [4, 9 und 49].

2.2.2 Vor- und Nachteile von Strukturen mit Parallelkinematik

Es existieren umfassende Schriftwerke, die sich mit den Vor- und Nachteilen der parallelkinematischen Strukturen auseinandersetzen. Unter anderem sei auf folgende verwiesen [4, 23, 30, 39, 40 und 16]. Im Wesentlichen kann man folgende Punkte zusammenfassen:

Vorteile:

- bei entsprechender Auslegung nur Zug- bzw. Druckkräfte in den Stäben
- hohe Struktursteifigkeit möglich
- geringe bewegte Massen
- hohe Dynamik aufgrund der geringeren bewegten Massen

- theoretisch geringere Kosten durch modularen Aufbau und Wiederholteile

Nachteile:

- Im Moment sind vor allem die Gelenke aufwendig hergestellte Spezialanfertigungen
- hohe Anforderungen an die Steuerungstechnik → die Koordinatentransformation muss in Echtzeit erfolgen, was aufgrund komplexer Transformationsmodelle die zumeist auch Fertigungs- und Montageungenauigkeiten, Deformationen aus Temperatureinflüssen, Eigengewicht und Fehler des Messsystems berücksichtigen, aufwendig ist
- Kalibrierverfahren sind aufwendig, da sich Achsfehler überlagern und nicht getrennt behandelt werden können
- große thermische Wirklängen der Gelenksstäbe
- der Bewegungsraum der Struktur fällt oft wesentlich größer als der Arbeitsraum aus, daher ergeben sich ungünstige Verhältnisse zwischen Bauraum und Arbeitsraum
- die statischen und dynamischen Verhältnisse der Strukturen sind aufgrund der nicht linearen Übertragungsverhältnisse sehr stark orts- und richtungsabhängig
- aktuelle Maschinenelemente, wie z.B. die Gelenke, weisen noch Schwäche in Bezug auf Genauigkeit, Spielfreiheit bzw. Vorspannung sowie Verhältnis Steifigkeit-zu-Masse auf
- aufgrund der Heterogenität des Maschinenkoordinatensystems entstehen Sicherheitsprobleme, was die Realisierung der Achsendschalter zur Kollisionsvermeidung betrifft. Die Achsendpunkte sind abhängig von der

Stellung der anderen Antriebsachsen und müssen aus der Geometrie des Bewegungsraumes der Maschine berechnet werden. Ein Handbetrieb, z.B. zum Freifahren aus kritischen Positionen, ist ohne Softwareunterstützung kaum möglich, da eine Zuordnung des Verfahrenweges der Achsen nicht ohne weiteres intuitiv dem Verfahrenweg des TCP zugeordnet werden kann.

- konventionelle Abdeckungen, wie etwa Teleskopabdeckungen, eignen sich nur für ein- bis zweidimensionale Bewegungen. Für Bewegungen in drei oder mehr Dimensionen sind für den Einsatz von Abdeckungen zumeist schwere, komplizierte Stützkonstruktionen notwendig, die unter Umständen die statischen und dynamischen Eigenschaften der gesamten Maschine negativ beeinflussen. Bei kleineren Strukturen reichen hier jedoch oftmals Gewebeplanen oder Ähnliches, deren negativer Einfluss sich in Grenzen hält oder verschwindet.

Der erste Eindruck mag nun den Anschein erwecken, dass die Nachteile bedeutend umfangreicher als die Vorteile ausfallen, was aber sofort als nicht zutreffend beschrieben werden muss, da die genannten Punkte im Zuge der Auslegung einer parallelkinematischen Struktur sehr wohl in zufriedenstellendem Maß berücksichtigt werden können. Die positiven Aspekte gewinnen dadurch doch deutlich die Überhand [4].

Merkmal	serielle Kinematik	parallele Kinematik
Verhältnis Arbeitsraum/Bauraum	+	-
Struktursteifigkeit	-	+
Dynamik	-	+
Verhältnis Last/Eigengewicht	-	+
Fehleraddition	-	+
steuerungstechnischer Aufwand	+	-
Komplexität des Aufbaus	+	-

Tabelle 2: Gegenüberstellung serieller und paralleler Strukturen [4, 41]

Tabelle 2 soll noch einmal gerafft, die Vor- und Nachteile von seriellen oder parallelen Bauweisen gegenüberstellen.

2.3 Ziel der Arbeit

Bestehende Parallelkinematiken haben, wie überblicksartig gezeigt wurde, einige interessante Aspekte, um die gestellten Anforderungen an flexible, agile Werkzeugmaschinen zu erfüllen. Haupthindernis an parallelkinematischen Strukturen ist der sehr aufwendige Vorgang, um Maschinen im Rahmen der Erstinbetriebnahme und vor allem bei der neuerlichen Kalibrierung im Falle von Handhabung, Wartung, Kontrollmessung oder Reparatur wieder in den regulären Betrieb zu versetzen. Bei seriellen Maschinen, deren Antriebsachsen zumeist kartesisch angeordnet sind, reicht es im Allgemeinen jede Achse separat entlang des Fahrweges zu kalibrieren. Die Messwerte sind zumeist mit einfachen, bewährten Messverfahren, wie Linealen oder Winkeln, generierbar.

Aufgrund des Zusammenwirkens aller kinematischen Ketten einer parallelkinematischen Struktur zum Positionieren der Endeffektorplattform und den daraus bedingten umfangreichen Transformationsalgorithmen zum Wechsel zwischen Antriebskoordinatensystem und Werkzeugkoordinatensystem (siehe 3.2) sind isolierte Betrachtungen einer einzelnen Antriebseinheit nicht zielführend. Für die Kalibrierung von Parallelkinematikmaschinen (PKM) werden daher meist mehrachsige Messverfahren unterschiedlichster Ausprägung (vgl.7.2) verwendet, deren Einsatz in der Regel sehr spezifisch auf einzelne Maschinen zugeschnitten sind, eine lange Messzeit aufweisen oder aber in der Genauigkeit zu wünschen übrig lassen. Um Abhilfe zu schaffen, wurde ein neues System entwickelt, dessen Systematik und Ersterprobung Inhalt dieser Arbeit ist.



Abbildung 23: Versuchsplattform Quickstep HS 500 [4]

Im Zuge der Arbeit werden zunächst die beiden kinematischen Konzepte seriell und parallel aufgegriffen und gegenüber gestellt, wobei insbesondere das Potential der parallelen Strukturen herausgearbeitet werden soll. Dann erfolgen eine Definition von Begriffen, die für die Beschreibung von parallelen Strukturen üblicherweise herangezogen werden und ein Überblick zum Stand der Technik, wobei Maschinenkenndaten aktueller Maschinen und Maschinenkonzepte dargelegt werden sollen. Weiter wird das Thema Kalibrieren genauer beleuchtet, wobei die Grundideen der gängigen Normen ISO 230 sowie VDI/DGQ 3441-3444 zur Abnahme von Werkzeugmaschinen skizziert und Kalibriermethoden und –strategien für parallelkinematische Strukturen aufgezeigt werden. Daran anschließend soll das konzipierte und entwickelte Messsystem erläutert werden. Dieses System erlaubt es, bis zu sechs Freiheitsgrade eines

Werkzeugmaschinensystems simultan zu vermessen. Hierbei sollen die unterschiedlichen Konzepte, die Vorversuche und die Hauptuntersuchungen für ein System mit einem Freiheitsgrad beschrieben werden, um unter einem kosteneffizienten Ansatz das Potential für zukünftige Anwendungen abzuschätzen. Als Versuchsplattform für das Messsystem diente der am IFT unter der Führung von Prof. Bleicher entwickelte Tripode Quickstep HS 500 [Abbildung 23].

3 Grundlagen der Parallelkinematik

Zunächst sollen die kinematischen und mathematischen Begriffe, Definitionen und Zusammenhänge, die für die Beschreibung und das Verständnis von parallelkinematischen Strukturen notwendig sind, dargelegt werden.

3.1 Systematik paralleler Strukturen

Parallele, aber auch serielle, Werkzeugmaschinen stellen bewegliche Mechanismen mit aktiven und passiven Gliedern dar, die in der Kinematik und Getriebelehre als Getriebe definiert sind. Nach VDI-Richtlinie 2127 [50] spricht man bei parallelkinematischen Strukturen von einem Führungsgetriebe. Eines dieser Glieder wird als ruhend angesehen und als Gestell, das üblicherweise mit dem Symbol Σ_0 gekennzeichnet wird, bezeichnet. Passive Übertragungselemente bezeichnet man als Gelenke, aktive Elemente als Antriebe.

3.1.1 Freiheitsgrad

Ein Freiheitsgrad steht allgemein für die Befähigung eines Systems, sich gegenüber einer bestimmten Anzahl von Größen, welche der Anzahl der Freiheitsgrade entspricht, unabhängig zu zeigen. Das heißt, das System ermöglicht es, eine bestimmte Anzahl von Größen unabhängig voneinander zu variieren und legt diese nicht von vornherein fest.

Bei Gelenken beschreibt der Freiheitsgrad die Anzahl und Art der möglichen Bewegungen, die das Gelenk ausführen kann. Dabei stehen die sechs möglichen Freiheitsgrade des oben genannten starren Körpers zur Verfügung. Innerhalb eines Gelenks lassen sich jedoch nur maximal fünf Freiheitsgrade technisch umsetzen.

Für die Berechnung des Getriebefreiheitsgrades gilt der Satz nach Grübler-Kutzbach-Tschebyscheff der sowohl für ebene als auch sphärische Getriebe definiert wurde [34]:

$$F = \lambda \cdot (n - g - 1) + f_1 + f_2 + \dots + f_g \quad \text{Gleichung 1}$$

λ	6 für räumliche Getriebe, 3 für ebene Getriebe
n	Anzahl der Glieder einschließlich des Gestells
g	Anzahl der Gelenke
f_g	Freiheitsgrade der g Gelenke

Die Überlegungen hinter dieser Formel basieren auf der Annahme, dass jedes Glied im Raum grundsätzlich sechs und in der Ebene drei Freiheitsgrade hätte. Da ein Glied das ruhende Glied ist, wird es von den Gliedern abgezogen. Die Glieder sind untereinander mit Gelenken verbunden, welche die Beweglichkeit des Getriebes weiter um deren gesperrte Freiheitsgrade einschränken.

Für die Berechnung des Freiheitsgrades für Stabkinematiken hat sich folgende modifizierte Schreibweise des Satzes von Grübler durchgesetzt [51, 52 und 53]:

$$F = \lambda \cdot (n - g - 1) + \sum_{i=1}^g f_i - f_{id} + s \quad \text{Gleichung 2}$$

λ	6 für räumliche Getriebe, 3 für ebene Getriebe
n	Anzahl der Glieder einschließlich des Gestells
g	Anzahl der Gelenke
f_i	Freiheitsgrad des Gelenks i
f_{id}	Summe der identischen Bindungen
s	Summe der passiven Anzahl an Gelenken

Identische Bindungen liegen vor, wenn die gleiche Bewegung von zwei verschiedenen Gelenken realisiert werden kann. Die Freiheitsgrade der beiden Gelenke sind somit identisch. Unter passiven Gelenken sind Gelenkverbindungen

zu verstehen, die bei Betätigung eines oder mehrerer anderer Freiheitsgrade eine Zwangsbewegung ausführen. Nach Uhlmann [54] gilt Gleichung 2 nur eingeschränkt, wenn in einem räumlichen Getriebe ebene, geschlossene kinematische Ketten enthalten sind.

3.1.2 Parallelitätsgrad

Als Ergänzung zum Freiheitsgrad eines Systems wird die für Parallelkinematiken wichtige Definition des Parallelitätsgrades eingeführt. Eine parallelkinematische Struktur zeichnet sich dadurch aus, dass mehrere kinematische Ketten parallel das Gestell mit dem Endeffektor verbinden. Definiert man nun, dass jede der kinematischen Ketten einen Freiheitsgrad des Systems beeinflusst, so gilt dennoch, dass der Endeffektor per definitionem keinen höheren Freiheitsgrad als sechs aufweisen kann, selbst wenn die Anzahl der parallelen kinematischen Ketten den Wert sechs überschreitet. Ist die Anzahl der kinematischen Ketten gleich der Anzahl der gewünschten Freiheitsgrade spricht man von einem vollparallelen System. Nach Husty [34] wird der Parallelitätsgrad folgendermaßen definiert:

$$P_g = \frac{b}{F} \qquad \text{Gleichung 3}$$

- b Anzahl der unverzweigten kinematischen Ketten
- F Freiheitsgrad des Gesamtsystems

Wenn der Parallelitätsgrad des Systems $P_g < 1$ ist, spricht man von einem teilweisen parallelen oder hybriden System. Bei $P_g > 1$ handelt es sich um ein hochgradig paralleles System. Der Freiheitsgrad des Gesamtsystems kann, wie unter Gleichung 2 dargestellt, berechnet werden.

3.1.3 Gelenksformen

Ein Gelenk verbindet jeweils zwei Glieder Σ_i und Σ_j einer kinematischen Kette und beschreibt den Freiheitsgrad dieser Glieder zueinander. Die Grundelemente von Gelenksformen sind nach verschiedenen Quellen [34, 55 und 56] in der folgenden Tabelle 3 aufgeführt, wobei sich die Bezeichnungen vom englischen Wort der

Verbindung ableiten. Aus diesen Grundelementen können durch Kombination weitere Gelenkstypen gebildet werden. Neben der englischen Bezeichnung existieren auch Nomenklaturen nach den VDI-Richtlinien 2156 [57] und 2127 [50], die aber aufgrund der Verwechslungsgefahr (S im deutschen Schiebegelenk, im englischen jedoch spherical joint) seltener zum Einsatz kommen.

Bezeichnung		translatorische Freiheitsgrade	rotatorische Freiheitsgrade	Gesamt-freiheitsgrad	Beispiel
inter-national	VDI				
R revolute pair	D Drehung	0	1	1	
P translational, prismatic pair	S (Schiebung)	1	0	1	
C cylindrical pair	DS	1	1	2	
S spherical pair	D ₃	0	3	3	
RR bzw. U universal pair	D ₂	0	2	2	
H screw, helicoidal pair	W Schraubung (Windung)	0,5	0,5	1	
PL planar pair	DS ₂	2	1	3	

Tabelle 3: Gelenkformen und Bezeichnungen [34, 55, 56]

3.1.4 Kinematische Kette

In der Robotik wird nach Heisel [58] eine Unterscheidung nach drei verschiedenen topologischen Grundstrukturen vorgenommen: der offenen, der geschlossenen und der teilgeschlossenen Struktur. Diese Begriffe konnten sich im Werkzeugmaschinenwesen jedoch kaum durchsetzen, man spricht hier von einer seriellen, parallelen und einer hybriden Bauweise (Abbildung 24).

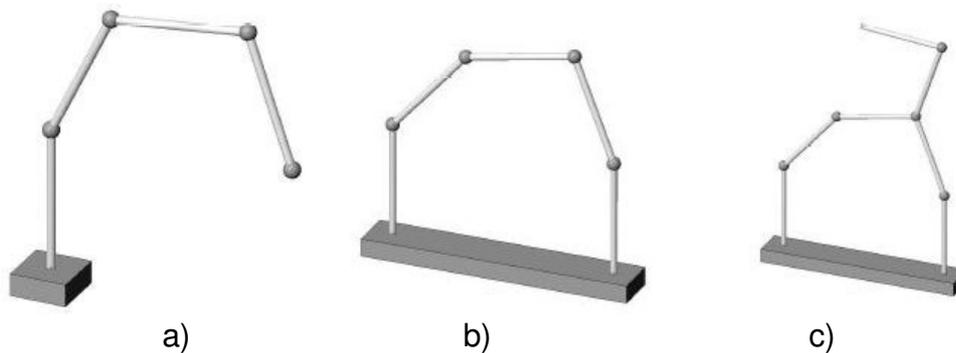


Abbildung 24: Grundformen der kinematischen Kette a) offen b) geschlossen c) teilgeschlossen (hybrid) [59]

Die kinematische Kette setzt sich dabei aus mehreren starren Körpern, den Gliedern (meist mit Σ_0 bis Σ_n bezeichnet) zusammen, die über Verbindungselemente, den Gelenken, deren Grundformen in 3.1.3 beschrieben wurden, gekoppelt sind. Bei parallelkinematischen Strukturen werden als Glieder häufig Streben bzw. Stäbe verwendet, woher sich auch der Begriff Stabkinematik ableiten lässt. Von der einfachsten Form eines parallelkinematischen Systems spricht man, wenn zwei angetriebene kinematische Ketten ein (ruhendes) Gestell mit einem Endeffektor verbinden. Für den Einsatz in parallelkinematischen Strukturen haben sich, unter Berücksichtigung von Kriterien nach Frindt [60], Gelenksanordnungen wie sie in Abbildung 25 dargestellt sind, bewährt.

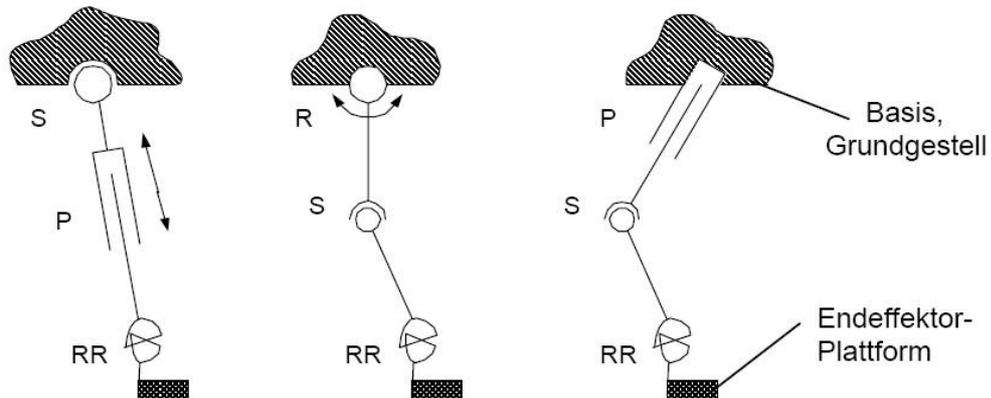


Abbildung 25: Gebräuchlichste Gelenkanordnungen kinematischer Ketten für Parallelkinematiken mit $f_k = 6$ [60]

Der Aufbau und die Anordnung der kinematischen Kette wird nach nachfolgend beschrieben.

3.1.5 Kinematisches Schema

Das kinematische Schema beschreibt, wie in Abhängigkeit vom Gesamtfreiheitsgrad die Anzahl der Gelenksfreiheitsgrade und deren Aufteilung auf die einzelnen kinematischen Ketten eines parallelkinematischen Führungsgetriebes erfolgt [61].

Ist der Gesamtfreiheitsgrad F und die Anzahl der kinematischen Ketten k festgelegt, kann die Summe der Gelenksfreiheiten über die nachstehende Gleichung 4 ermittelt werden:

$$\sum_{i=1}^k f_i = F + 6 \cdot (k - 1) \quad \text{Gleichung 4}$$

Die Summe der Gelenksfreiheiten kann nun auf unterschiedliche Art und Weise auf die einzelnen kinematischen Ketten aufgeteilt werden. Tabelle 4 zeigt unterschiedliche Varianten kinematischer Schemata bei unterschiedlichem Freiheitsgrad und variierender Kettenanzahl. Es sei noch einmal darauf

aufmerksam gemacht, dass bei Übereinstimmung von Freiheitsgrad F und Kettenanzahl k von einer vollparallelen Struktur gesprochen wird.

Abbildung 26 soll am Beispiel einer parallelen Struktur mit Freiheitsgrad fünf darstellen, wie die Aufteilung der Freiheitsgrade auf fünf kinematischen Ketten erfolgt. Da hier die Anzahl der Freiheitsgrade gleich der Anzahl der kinematischen Ketten gesetzt wurde, handelt es sich um ein vollparalleles System.

Gesamtfreiheitsgrad F \ kinematischen Ketten k		2	3	4	5	6
		3	Gesamtanzahl an Gelenksfreiheiten	9	15	
	Varianten	6-3 / 5-4	6-6-3 / 6-5-4			
4	Gesamtanzahl an Gelenksfreiheiten	10	16	22		
	Varianten	6-4 / 5-5	6-6-4 / 6-5-5	6-6-6-4 / 6-6-5-5		
5	Gesamtanzahl an Gelenksfreiheiten	11	17	23	29	
	Varianten	6-5	6-6-5	6-6-6-5	6-6-6-6-5	
6	Gesamtanzahl an Gelenksfreiheiten	12	18	24	30	36
	Varianten	6-6	6-6-6	6-6-6-6	6-6-6-6-6	6-6-6-6-6-6

Tabelle 4: Kinematische Schemata [4]

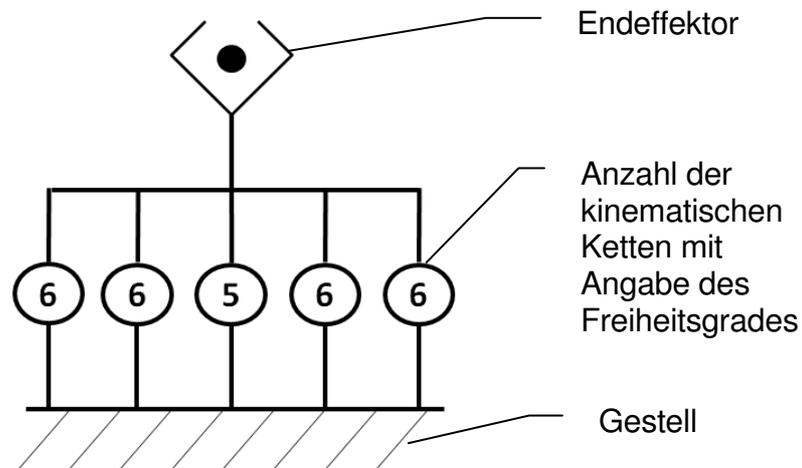


Abbildung 26: Beispiel für eine vollparallele, kinematische Struktur mit $F = 5$ [61]

Aus der kinematischen Struktur ist der tatsächliche Aufbau in welchen Gelenksformen die Freiheitsgrade realisiert sind noch nicht ablesbar.

3.1.6 Kinematisches Prinzip

Ausgehend vom kinematischen Schema kann durch Zuordnung von Gelenkstypen und Antrieben auf die kinematischen Ketten eine weitere Detaillierung erfolgen. Man spricht im Allgemeinen vom kinematischen Prinzip einer Führungskette. Werden die Gelenksbezeichnungen aus Tabelle 3 herangezogen, kann eine kinematische Kette mit Freiheitsgrad f_i gleich sechs auf unterschiedliche Art und Weise realisiert werden. Bezugnehmend auf die gebräuchlichsten Gelenksanordnungen in Abbildung 25 seien in Abbildung 27 drei Varianten dargestellt.

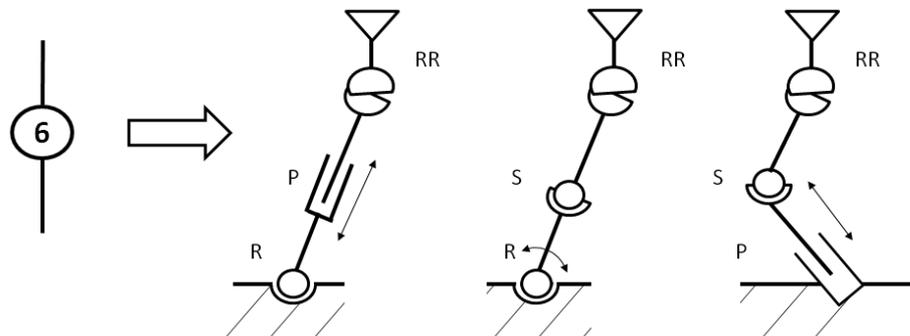


Abbildung 27: Varianten bei der Überführung des kinematischen Schemas einer Führungskette mit Freiheitsgrad $f_i = 6$ auf unterschiedliche kinematische Prinzipien [61]

Eine Detailausprägung von Endeffektor, Gestell und Gelenksausführungen erfolgt im nächsten Schritt.

3.1.7 Kinematische Struktur

Die kinematische Struktur beschreibt ausgehend vom kinematischen Schema bzw. Prinzip, wie die einzelnen Getriebeelemente räumlich angeordnet und deren geometrische Abhängigkeiten ausgeprägt sind. Die kinematische Struktur ist Grundlage für die weitere Modellierung, Simulation, Optimierung und konstruktive Ausführung einer parallelkinematischen Struktur [60]. Beispielhaft sei hier der Hexapode von Ingersoll angeführt (Abbildung 28).

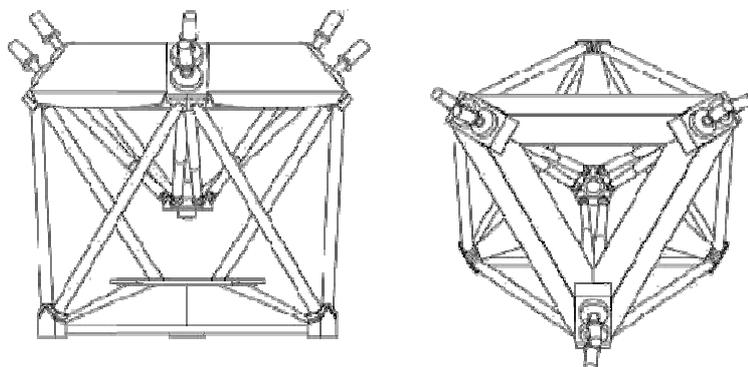


Abbildung 28: Kinematische Struktur des oktaedrischen Hexapoden von Ingersoll [62]

Zur Bestimmung von Platzbedarf und Bewegungsmöglichkeiten einer parallelen Struktur sind in die aktiven Gelenke, d.h. die Antriebe festzulegen. Als Antriebe stehen unterschiedliche Systeme zur Verfügung. Abbildung 29 führt hier übliche Varianten auf.

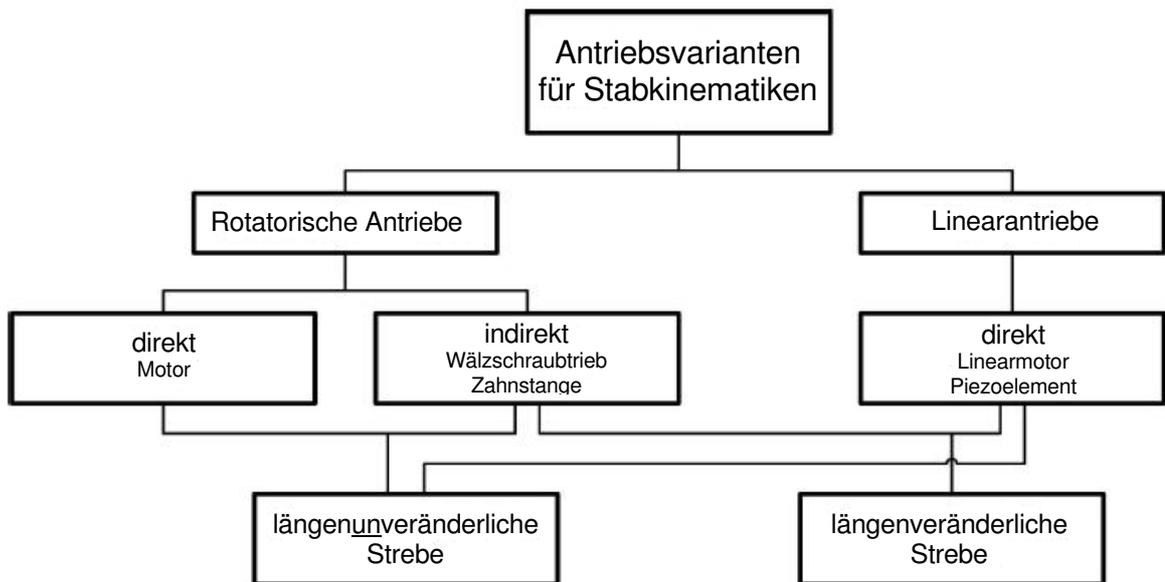


Abbildung 29: Antriebsvarianten für Parallelkinematiken [63]

Aufgrund der großen Bedeutung hinsichtlich mechanischer und kinematischer Auswirkungen und dem direkten Zusammenhang mit der geometrischen Anordnung bzw. Struktur der kinematischen Ketten, sowie dem wesentlich häufigeren Auftreten von singulären Stellungen in parallelen Strukturen, als in seriellen Strukturen, soll an dieser Stelle auf Singularitäten eingegangen werden [64]. Singularitäten sollten aufgrund der ungünstigen mechanischen und kinematischen Eigenschaften nicht im Arbeitsraum einer Werkzeugmaschine liegen.

3.1.7.1 Singularitäten

Nach Hebsacker [30] sind Singularitäten Getriebestellungen, in der die Getriebeübersetzung gegen Null oder gegen Unendlich strebt, wobei grundsätzlich zwischen zwei verschiedenen Fällen unterschieden werden kann [30, 65]:

- Endeffektorsingularität oder Singularität 1. Ordnung
- Aktorsingularität oder Singularität 2. Ordnung

Bei einer *Singularität 1. Ordnung*, auch als Strecklage bezeichnet, kann durch eine infinitesimale Bewegung des Antriebs keine Bewegung des Endeffektors erreicht werden, d.h. der Endeffektor verliert mindestens einen Freiheitsgrad (*Abbildung 30a*). Zur mathematischen Beschreibung dieses Phänomens bedient man sich der Jacobimatrix (siehe 3.2.3), deren Determinante in diesem Zustand gleich Null ist:

$$\det \mathbf{J} = 0 \qquad \text{Gleichung 5}$$

Neben parallelen Strukturen können auch serielle Strukturen eine Singularität 1. Ordnung besitzen. Als Beispiel sei hier ein Knickarmroboter genannt, dessen Arm vollständig gestreckt ist.

Eine *Singularität 2. Ordnung*, auch als Wackeligkeit bezeichnet, liegt dann vor, wenn sich der Endeffektor trotz fixierter Antriebe zumindest infinitesimal bewegen lässt (*Abbildung 30b*). Die Steifigkeit des Aktors in dieser Richtung geht gegen null und der Aktor gewinnt einen Freiheitsgrad [30]. Mathematisch kann auch hier wieder die Jacobi-Matrix herangezogen werden, da in diesem Zustand die Determinante der Inversen der Jacobimatrix gleich Null ist:

$$\det \mathbf{J}^{-1} = 0 \qquad \text{Gleichung 6}$$

Die Bestimmung derartiger Singularitätsstellen eines (räumlichen) Getriebes stellt einen nicht unerheblichen Aufwand dar. In [30, 65] werden hierzu einige Methoden gezeigt.

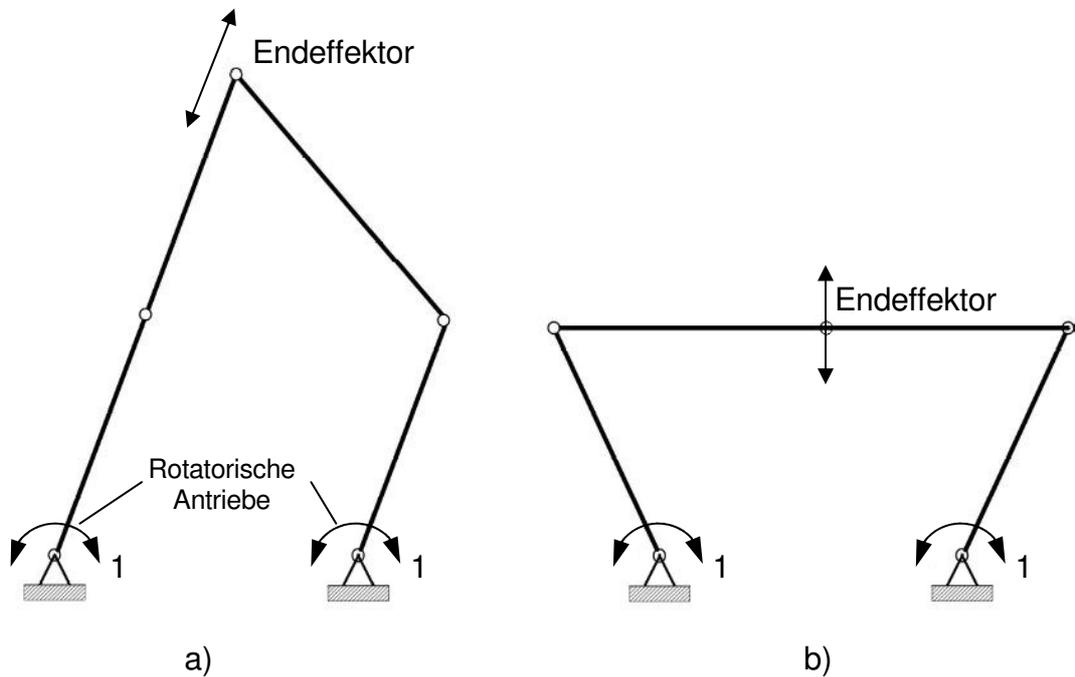


Abbildung 30: Singularitätsarten
 a) Singularität 1. Ordnung b) Singularität 2. Ordnung [25, 66]

3.1.7.2 Bewegungs- und Arbeitsraum einer parallelkinematischen Struktur

Der Arbeitsraum einer Werkzeugmaschine ist ein zumeist quaderförmiger Raum. Gängig sind Quader mit einer Seitenlänge von etwa 600mm Länge. Der Arbeitsraum wird als wesentliche Kenngröße einer Werkzeugmaschine vom Hersteller einer Maschine angegeben oder zusammen mit dem Käufer der Maschine festgelegt. Der Arbeitsraum ist ein Teilbereich des tatsächlichen Bewegungsraumes einer Werkzeugmaschine, wobei der Bewegungsraum den Arbeitsraum zur Gänze umschreiben muss. Seriellkinematische Werkzeugmaschinen mit kartesisch angeordneten Vorschubachsen weisen im Allgemeinen ebenfalls einen quaderförmigen Arbeitsbereich auf, wohingegen parallelkinematische Strukturen, wie am Beispiel der hexapodischen Struktur M-850 von Physik Instruments in Abbildung 31 erkennbar, zumeist kein geometrisches Regelvolumen als Arbeitsbereich einschließen.

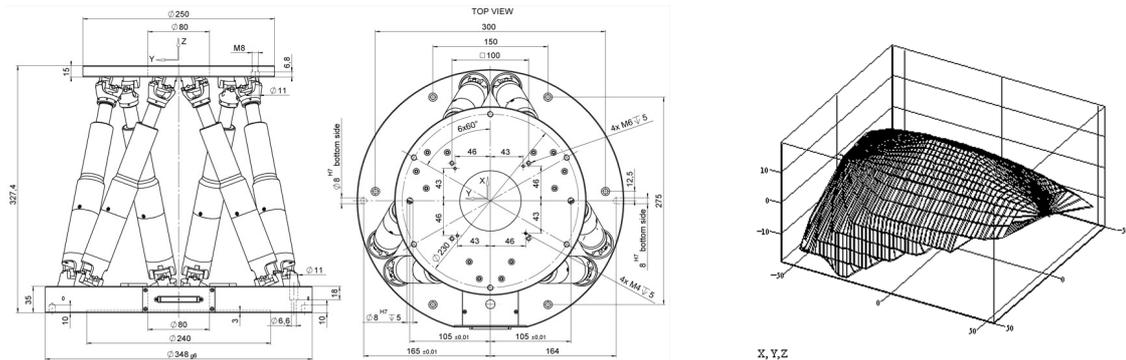


Abbildung 31: Kinematische Struktur und Arbeitsraum des Hexapoden M-850 von PI [67]

Der Arbeitsraum parallelkinematischer Strukturen wird neben dem maximalen Verfahrweg der Antriebsachsen auch durch folgende Faktoren wesentlich eingeschränkt [4, 24 und 30]:

- Mögliche Kollisionen zwischen verschiedenen Strukturelementen (Streben).
- Die Struktureigenschaften variieren im Arbeitsraum. Ungünstige Bereiche, insbesondere Singularitätsstellen, sollten nicht im Arbeitsraum zu liegen kommen.

3.2 Transformationsalgorithmen

Aufgrund der Tatsache, dass die Position und Orientierung des Tool Center Points in kartesischen Koordinaten angegeben wird, deren allgemeine Schreibweise im Räumlichen mit

$$\mathbf{x} = \{x, y, z, a, b, c\}^T \quad \text{Gleichung 7}$$

angeben, und dem Abweichen der Gelenksfreiheitsgrade bei parallelkinematischen Strukturen, hier mit

$$\mathbf{q} = \{q_1, q_2, q_3, q_4, q_5, q_6\}^T \quad \text{Gleichung 8}$$

bezeichnet, ist eine Transformation zum Übergang von \mathbf{x} auf \mathbf{q} und umgekehrt für weiterführende Analysen und Optimierungen unumgänglich [4, 30 und 32]. Wie später gezeigt wird, bestimmt diese Transformation jedoch nicht nur die Zusammenhänge zwischen Position und Orientierung, sondern darüber hinaus auch die Übertragung von Geschwindigkeiten, Kräften und Steifigkeiten des Systems.

Man unterscheidet dabei zwei Methoden der Transformation:

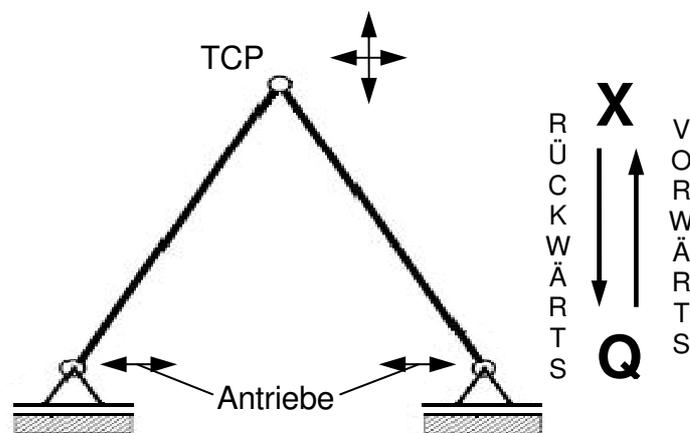


Abbildung 32: Transformationsrichtungen [30]

Die *Vorwärtstransformation* liefert aus den Positionen der Antriebe, die Lage des Endeffektors im kartesischen Bezugssystem.

$$\mathbf{q} \Rightarrow \mathbf{x}$$

Gleichung 9

Im allgemeinen Fall der räumlichen Parallelstrukturen, z.B. einer Stewart-Plattform, sind diese Gleichungssysteme nicht trivial lösbar, da dies Polynome der 40. Ordnung sind. Man greift in diesen Fällen auf numerische Iterationsverfahren zurück [4,30].

Im Gegensatz dazu ist die *Rückwärtstransformation*, wo aus der kartesischen Endeffektorposition die Antriebspositionen berechnet werden, auch analytisch lösbar.

$$\mathbf{x} \Rightarrow \mathbf{q}$$

Gleichung 10

Dies stellt Bleicher am Beispiel des verallgemeinerten Hexapoden, wie er in Abbildung 33 dargestellt ist, sowohl für den Fall längenveränderlicher Streben, als auch für Streben mit konstanter Länge, jedoch veränderlichem Fußpunkt ausführlich dar [4].

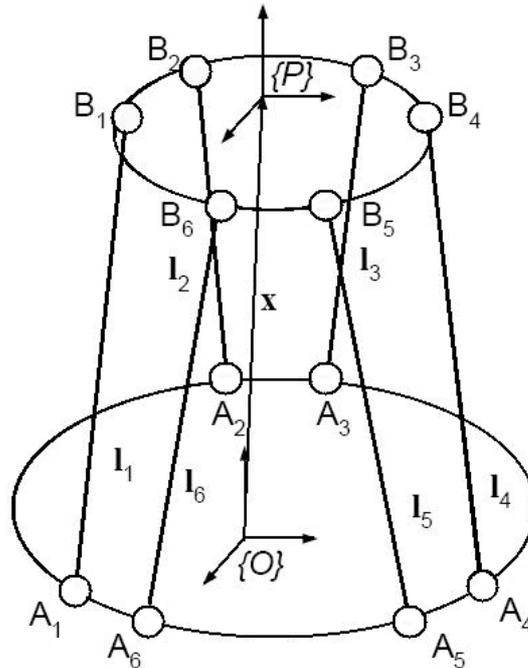


Abbildung 33: Verallgemeinerte kinematische Struktur eines Hexapoden [68]

Für die weitere Betrachtungsweise der Transformationen soll hier nun näher auf den kinematischen Aufbau der Parallelkinematikmaschine Quicksteps [68] eingegangen werden, da diese Parallelkinematik als Anwendungsplattform für die im Rahmen dieser Arbeit entwickelte Kalibriermethode dient.

Die Winkel und Koordinatenangaben, welche im Weiteren verwendet werden, beziehen sich auf Abbildung 34, wobei Skalare mit Kleinbuchstaben, Punkte mit Großbuchstaben, Vektoren mit Kleinbuchstaben in Fettdruck und Matrizen mit Großbuchstaben in Fettdruck dargestellt werden.

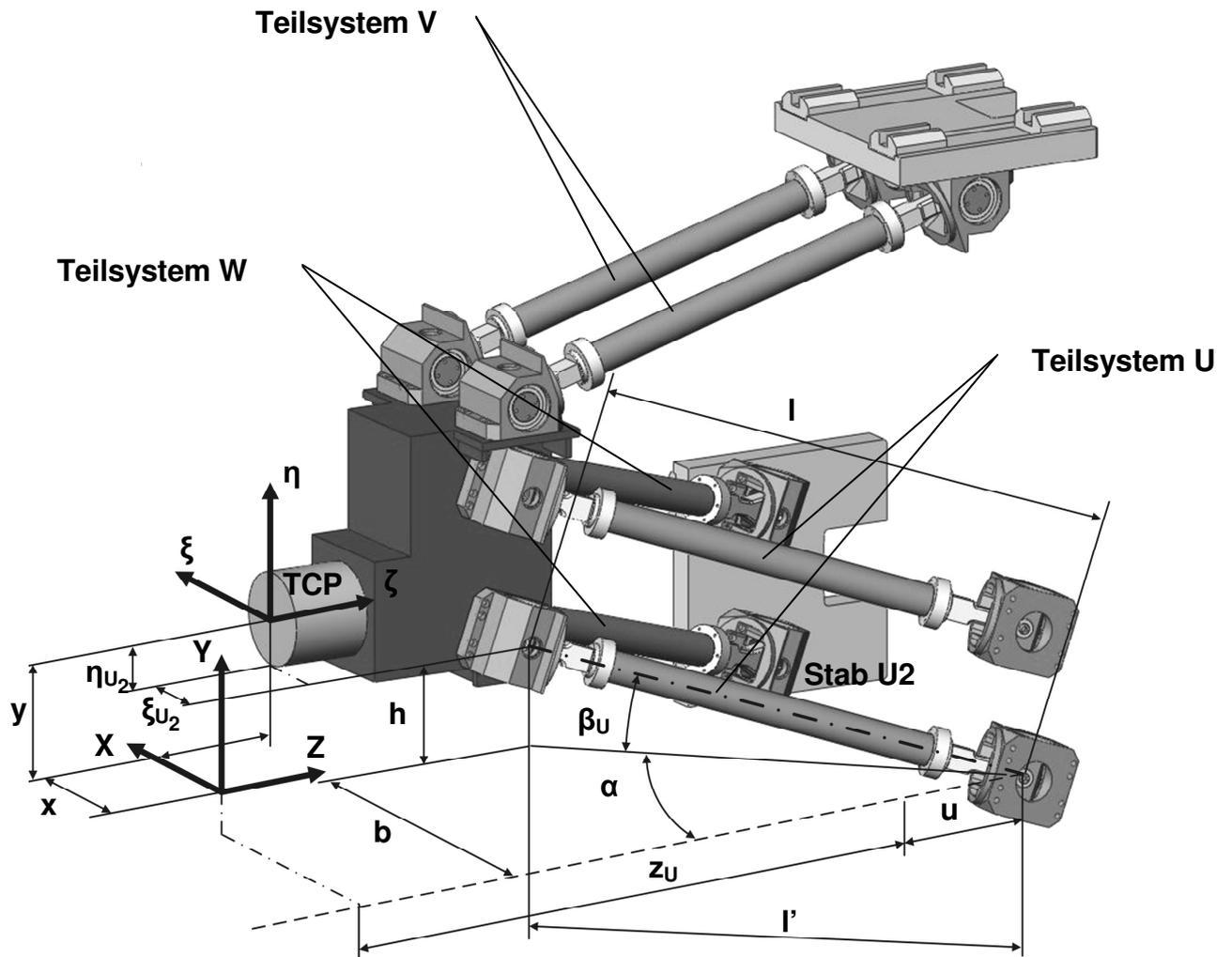


Abbildung 34: Kinematisches Prinzip des Tripoden Quickstep mit Freiheitsgrad $F_g = 3$

3.2.1 Koordinaten-, Geschwindigkeits- und Beschleunigungstransformation

Ausgehend von den Formeln am Beispiel des U_2 -Stabes zur Berechnung der projizierten Länge l' und der eingeschlossenen Winkel α_U und β_U ,

$$l' = \cos \beta_U \cdot l \quad \text{Gleichung 11}$$

$$\alpha_U = \arcsin \frac{b}{l'} = \arcsin \frac{x_{U_2} + x + \xi_{U_2}}{l'} \quad \text{Gleichung 12}$$

$$\beta_U = \arcsin \frac{h}{l} = \arcsin \frac{y_{U_2} + y + \eta_{U_2}}{l} \quad \text{Gleichung 13}$$

mit

- l Stablänge von Gelenkmitte zu Gelenkmitte
- l' auf die X/Z-Ebene projizierte Stablänge
- x, y, z kartesische Koordinaten des TCP
- ξ, η, ζ relative Lage der Gelenkpunkte zum TCP auf der
 Endeffektorplattform
- α_U, β_U kardanische Winkel der Stäbe
- (x, y, z)_U kartesische Koordinaten der Führungsbahn von U
- u Antriebskoordinate von U
- b, h Hilfsängen

erhält man die Gleichungen der Koordinatentransformation **x**.

Für die drei Teilsysteme U, V, und W, welche die drei Stabparallelogramme des Tripoden repräsentieren erhält man, ohne Zwischenrechnung jeweils neun Gleichungen (Details siehe [68]):

Teilsystem U

$$x = x_U + l \cdot \cos \beta_U \cdot \sin \alpha_U + \xi_U \quad \text{Gleichung 14}$$

$$\dot{x} = l \cdot \cos \beta_U \cdot \cos \alpha_U \cdot \dot{\alpha}_U - l \cdot \sin \beta_U \cdot \sin \alpha_U \cdot \dot{\beta}_U \quad \text{Gleichung 15}$$

$$\ddot{x} = l \cdot \cos \beta_U \cdot \cos \alpha_U \cdot \ddot{\alpha}_U - l \cdot \sin \beta_U \sin \alpha_U \cdot \ddot{\beta}_U - \\ l \cdot \cos \beta_U \sin \alpha_U \cdot (\dot{\alpha}_U^2 + \dot{\beta}_U^2) - 2 \cdot l \cdot \cos \alpha_U \cdot \sin \beta_U \cdot \dot{\alpha}_U \cdot \dot{\beta}_U \quad \text{Gleichung 16}$$

$$y = y_U \cdot l \cdot \sin \beta_U + \eta_U \quad \text{Gleichung 17}$$

$$\dot{y} = l \cdot \cos \beta_U \cdot \dot{\beta}_U \quad \text{Gleichung 18}$$

$$\ddot{y} = l \cdot \cos \beta_U \cdot \ddot{\beta}_U - l \cdot \sin \beta_U \cdot \dot{\beta}_U^2 \quad \text{Gleichung 19}$$

$$z = z_U + u - l \cdot \cos \beta_U \cdot \cos \alpha_U - |\zeta_U| \quad \text{Gleichung 20}$$

$$\dot{z} = \dot{u} + l \cdot \cos \beta_U \cdot \sin \alpha_U \cdot \dot{\alpha}_U + l \cdot \cos \alpha_U \cdot \sin \beta_U \cdot \dot{\beta}_U \quad \text{Gleichung 21}$$

$$\ddot{z} = \ddot{u} + l \cdot \cos \beta_U \cdot \sin \alpha_U \cdot \ddot{\alpha}_U + l \cdot \cos \alpha_U \cdot \sin \beta_U \cdot \ddot{\beta}_U + l \cdot \cos \alpha_U \cdot \cos \beta_U \cdot (\dot{\alpha}_U^2 + \dot{\beta}_U^2) - 2 \cdot l \cdot \sin \alpha_U \cdot \sin \beta_U \cdot \dot{\alpha}_U \cdot \dot{\beta}_U \quad \text{Gleichung 22}$$

mit den zugehörigen Winkelgleichungen

$$\dot{\alpha}_U = \frac{\dot{x} + l \cdot \sin \beta_U \cdot \sin \alpha_U \cdot \dot{\beta}_U}{l \cdot \cos \beta_U \cdot \cos \alpha_U} \quad \text{Gleichung 23}$$

$$\ddot{\alpha}_U = \frac{\ddot{x} + l \cdot \sin \beta_U \cdot \sin \alpha_U \cdot \ddot{\beta}_U + (\dot{\alpha}_U^2 + \dot{\beta}_U^2) \cdot l \cdot \cos \beta_U \cdot \sin \alpha_U}{l \cdot \cos \beta_U \cdot \cos \alpha_U} + \frac{2 \cdot l \cdot \cos \alpha_U \cdot \sin \beta_U \cdot \dot{\alpha}_U \cdot \dot{\beta}_U}{l \cdot \cos \beta_U \cdot \cos \alpha_U} \quad \text{Gleichung 24}$$

$$\dot{\beta}_U = \frac{\dot{y}}{l \cdot \cos \beta_U} \quad \text{Gleichung 25}$$

$$\ddot{\beta}_U = \frac{\ddot{y} + l \cdot \sin \beta_U \cdot \dot{\beta}_U^2}{l \cdot \cos \beta_U} \quad \text{Gleichung 26}$$

Teilsystem V

$$x = a_v + l \cdot \cos \beta_V \cdot \sin \alpha_V + \xi_V \quad \text{Gleichung 27}$$

$$\dot{x} = l \cdot \cos \beta_V \cdot \cos \alpha_V \cdot \dot{\alpha}_V - l \cdot \sin \beta_V \cdot \sin \alpha_V \cdot \dot{\beta}_V \quad \text{Gleichung 28}$$

$$\ddot{x} = l \cdot \cos \beta_V \cdot \cos \alpha_V \cdot \ddot{\alpha}_V - l \cdot \sin \beta_V \cdot \sin \alpha_V \cdot \ddot{\beta}_V - l \cdot \cos \beta_V \cdot \sin \alpha_V \cdot (\dot{\alpha}_V^2 + \dot{\beta}_V^2) - 2 \cdot l \cdot \cos \alpha_V \cdot \sin \beta_V \cdot \dot{\alpha}_V \cdot \dot{\beta}_V \quad \text{Gleichung 29}$$

$$y = b_v + l \cdot \sin \beta_v + \eta_v \quad \text{Gleichung 30}$$

$$\dot{y} = l \cdot \cos \beta_v \cdot \dot{\beta}_v \quad \text{Gleichung 31}$$

$$\ddot{y} = l \cdot \cos \beta_v \cdot \ddot{\beta}_v - l \cdot \sin \beta_v \cdot \dot{\beta}_v^2 \quad \text{Gleichung 32}$$

$$z = c_v + v - l \cdot \cos \beta_v \cdot \cos \alpha_v - |\zeta_v| \quad \text{Gleichung 33}$$

$$\dot{z} = \dot{v} + l \cdot \cos \beta_v \cdot \sin \alpha_v \cdot \dot{\alpha}_v + l \cdot \cos \alpha_v \cdot \sin \beta_v \cdot \dot{\beta}_v \quad \text{Gleichung 34}$$

$$\ddot{z} = \ddot{v} + l \cdot \cos \beta_v \cdot \sin \alpha_v \cdot \ddot{\alpha}_v + l \cdot \cos \alpha_v \cdot \sin \beta_v \cdot \ddot{\beta}_v + l \cdot \cos \alpha_v \cdot \cos \beta_v \cdot (\dot{\alpha}_v^2 + \dot{\beta}_v^2) - 2 \cdot l \cdot \sin \alpha_v \cdot \sin \beta_v \cdot \dot{\alpha}_v \cdot \dot{\beta}_v \quad \text{Gleichung 35}$$

mit den zugehörigen Winkelgleichungen

$$\dot{\alpha}_v = \frac{\dot{x} + l \cdot \sin \beta_v \cdot \sin \alpha_v \cdot \dot{\beta}_v}{l \cdot \cos \beta_v \cdot \cos \alpha_v} \quad \text{Gleichung 36}$$

$$\ddot{\alpha}_v = \frac{\ddot{x} + l \cdot \sin \beta_v \cdot \sin \alpha_v \cdot \ddot{\beta}_v + (\dot{\alpha}_v^2 + \dot{\beta}_v^2) \cdot l \cdot \cos \beta_v \cdot \sin \alpha_v}{l \cdot \cos \beta_v \cdot \cos \alpha_v} + \frac{2 \cdot l \cdot \cos \alpha_v \cdot \sin \beta_v \cdot \dot{\alpha}_v \cdot \dot{\beta}_v}{l \cdot \cos \beta_v \cdot \cos \alpha_v} \quad \text{Gleichung 37}$$

$$\dot{\beta}_v = \frac{\dot{y}}{l \cdot \cos \beta_v} \quad \text{Gleichung 38}$$

$$\ddot{\beta}_v = \frac{\ddot{y} + l \cdot \sin \beta_v \cdot \dot{\beta}_v^2}{l \cdot \cos \beta_v} \quad \text{Gleichung 39}$$

Das **Teilsystem W** ist aufgrund der Symmetrie des Systems in der Y/Z-Ebene analog dem Teilsystem U anzuschreiben.

3.2.2 Kraftübersetzung

Aufgrund der auf die Endeffektorplattform wirkenden Kräfte und Momente, kommt es, in Abhängigkeit von deren Stellung, zu einer unterschiedlichen Ausbildung von Kräften in den Stäben der kinematischen Ketten. Der Zusammenhang zwischen den Kräften an der Plattform und den Streben wird als Kraftübersetzung bezeichnet [25]. Dabei können auch Getriebestellungen auftreten, bei denen eine Übersetzung hin zu größeren Stabkräften möglich wird, wie *Abbildung 35* illustrieren soll.

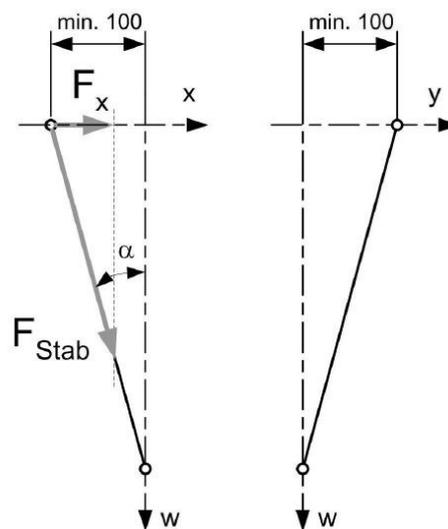


Abbildung 35: Getriebestellung mit einer Übersetzung hin zu größeren Stabkräften [4]

Größere Stabkräfte bewirken weiterführend größere Deformationen, was für das Steifigkeitsverhalten des Gesamtsystems natürlich negativ ist. Daher ist bei der Auslegung und Planung parallelkinematischer Strukturen besonderes Augenmerk auf eine optimale Kraftübersetzung zu legen.

3.2.3 Jacobi-Matrix

Alternativ zur analytischen Berechnungsmethode von vorhin, kann auch die Jacobi-Matrix zur Optimierung und Auslegung der kinematischen Verhältnisse einer parallelkinematischen Struktur herangezogen werden.

Hierbei handelt es sich um eine Matrix, die sämtliche Informationen hinsichtlich der Übertragungseigenschaften und geometrischen Verhältnisse der Struktur beinhaltet [69]. Die Jacobi-Matrix setzt sich aus den partiellen Ableitungen der Transformationsgleichungen nach den Koordinaten der Antriebe zusammen und stellt somit einen Zusammenhang zwischen den Geschwindigkeiten der Koordinatensysteme dar. Eine zweite Betrachtungsweise impliziert, dass die Jacobimatrix eine positionsabhängige Linearisierung der Transformationsgleichungen darstellt [4, 30 und 48].

$$\mathbf{x} = f(\mathbf{q}) \quad \text{Gleichung 40}$$

$$\mathbf{J} = \frac{\partial f}{\partial \mathbf{q}^T} = \begin{bmatrix} \frac{\partial f_1}{\partial q_1} & \dots & \frac{\partial f_1}{\partial q_n} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ \frac{\partial f_m}{\partial q_1} & \dots & \frac{\partial f_m}{\partial q_n} \end{bmatrix} \quad \text{Gleichung 41}$$

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{J} \cdot \dot{\mathbf{q}} \quad \text{Gleichung 42}$$

Für die Rückwärtstransformation (inverses kinematisches Problem) kann die inverse Jacobi-Matrix \mathbf{J}^{-1} aufgrund des geschlossenen Lösungskreises eindeutig bestimmt werden. Für die Vorwärtstransformation ist dies nicht auf direktem Weg möglich, wie bereits zu Beginn dieses Kapitels angedeutet wurde. Hier hilft man sich dahingehend, die Jacobi-Matrix \mathbf{J} durch numerisches Invertieren aus \mathbf{J}^{-1} zu berechnen. Es gilt:

$$d\mathbf{x} = \mathbf{J} \cdot d\mathbf{q} \quad \text{Gleichung 43}$$

$$d\mathbf{q} = \mathbf{J}^{-1} \cdot d\mathbf{x} \quad \text{Gleichung 44}$$

Für Maschinensteuerungen ist damit eine Form der Transformation gefunden, wobei die Form der Rückwärtstransformation einmal für den Mechanismus bestimmt wird und die Vorwärtstransformation mit einem kompakten Algorithmus durchgeführt werden kann, wie in [4 und 70] detailliert dargelegt wird.

n=1	erster Iterationsschritt
$X_1=X_S$	Startwert wird auf den Sollwert gesetzt
Do Until $\Delta X < \epsilon$	Prüfe, ob die Genauigkeit erreicht ist
$Q_n = \text{invKinematik}(X_n)$	Berechne Q_n aus dem Startwert
$\Delta Q = Q_{\text{ist}} - Q_n$	aktuelle Abweichung von Q_{ist} und Q_n
bestimmen	
$\Delta X = J(X_n) \cdot \Delta Q$	neues ΔX wird aus ΔQ mit Hilfe der Jacobi-Matrix
Matrix	
$X_{n+1} = X_n + \Delta X$	$J(X)$ berechnet
n=n+1	Erhöhen der Zählvariable
Next	weiter zum nächsten Iterationsschritt

Abbildung 36: Numerischer Algorithmus zur Bestimmung der Vorwärtstransformation beim Achspositionieren [30]

Die Jacobi-Matrix gestattet aber auch die mathematische Beschreibung der Zusammenhänge zwischen Kräften im Endeffektor und den Aktuatoren längenveränderlicher Stäbe, wobei vom Energieerhaltungssatz im statischen Fall ausgegangen wird. Es gilt:

$$\mathbf{F}_q = \mathbf{J}^T \cdot \mathbf{F}_x \quad \text{Gleichung 45}$$

Unter Kenntnis der Beziehung zur Berechnung der Kraft auf dem Endeffektor aufgrund der Plattformsteifigkeiten, beschrieben durch die quadratische Matrix \mathbf{K}_x , und den Abweichungen $\Delta \mathbf{x}$, sowie durch den Zusammenhang der Abweichungen $\Delta \mathbf{x}$ und $\Delta \mathbf{q}$ über die Jacobimatrix (dies gilt weil sich das System für kleine Abweichungen quasilinear verhält), kann der Zusammenhang der Steifigkeitsmatrizen \mathbf{K}_q und \mathbf{K}_x hergeleitet werden.

$$\mathbf{F}_x = \mathbf{K}_x \cdot \Delta \mathbf{x} \quad \text{Gleichung 46}$$

$$\Delta \mathbf{x} = \mathbf{J} \cdot \Delta \mathbf{q} \quad \text{Gleichung 47}$$

Durch Einsetzen der beiden Gleichungen in Gleichung 45 erhält man:

$$\mathbf{F}_q = \mathbf{J}^T \cdot \mathbf{K}_x \cdot \mathbf{J} \cdot \Delta \mathbf{q} \quad \text{Gleichung 48}$$

Weiters gilt:

$$\mathbf{F}_q = \mathbf{K}_q \cdot \Delta \mathbf{q} \quad \text{Gleichung 49}$$

Daher gilt auch:

$$\mathbf{K}_q = \mathbf{J}^T \cdot \mathbf{K}_x \cdot \mathbf{J} \quad \text{Gleichung 50}$$

Weiter kann daraus abgeleitet werden, dass aufgrund der im allgemeinen Fall nicht diagonal aufgebauten Steifigkeitsmatrizen \mathbf{K} bei Aufbringen einer Kraft oder eines Moments eine parallelkinematische Struktur in mehrere Koordinatenrichtungen ausweicht.

4 Stand der Technik parallelkinematischer Strukturen

In diesem Kapitel soll nun ein kurzer Überblick zum Stand der Technik parallelkinematischer Strukturen vermittelt werden, wobei die unterschiedlichen Gestaltungsschemata sowie eine Einteilung der Parallelkinematiken nach Bleicher [4] erfolgen soll. Im Abschluss werden einige parallele Werkzeugmaschinenstrukturen aufgezeigt.

4.1 Gestaltungsschema

Grundsätzlich basiert der Antrieb zur Positionierung der Endeffektorplattform parallelkinematischer Strukturen bis dato auf zwei verschiedenen Grundprinzipien: entweder aus einer Verlagerung der Fußpunkte oder einer Veränderung der Strebenlängen. Diese beiden Grundprinzipien werden aber auch kombiniert eingesetzt.

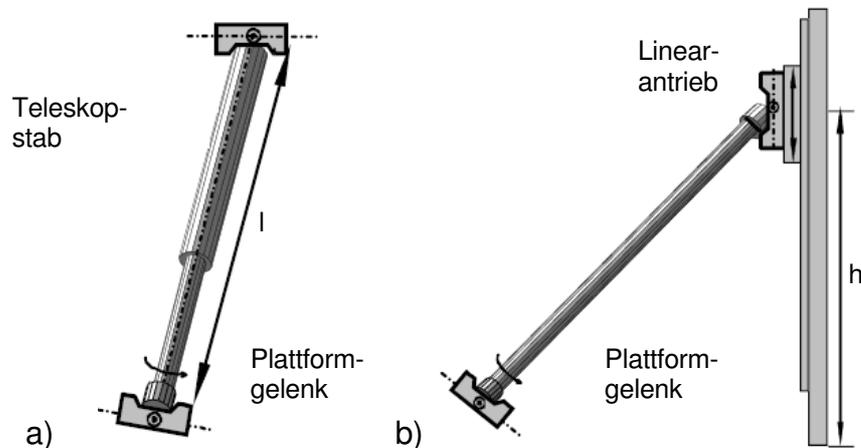


Abbildung 37: Bewegungsgrundprinzipien a) Teleskopstrebe
 b) Verlagerung des Gelenkfußpunktes [71]

Beruhend auf dieser Feststellung wurde durch Pritschow und Wurst [72] eine Einteilung dreiachsiger Stabkinematiken wie folgt getroffen:

- Kinematiken mit einer translatorischen und zwei rotatorischen Achsen

4. Stand der Technik parallelkinematischer Strukturen

- Kinematiken mit einer rotatorischen und zwei translatorischen Achsen
- Kinematiken mit drei rotatorischen Achsen
- Kinematiken mit drei translatorischen Achsen

Bleicher erweitert diese Einteilung noch um Strukturen mit einem Parallelitätsgrad zwischen 1 und 3 und definiert den Vorgang bei der Auslegung und Gestaltung von parallelen Strukturen, wie nachfolgende Tabelle 5 veranschaulichen soll [4].

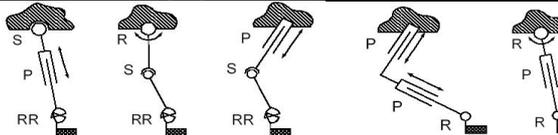
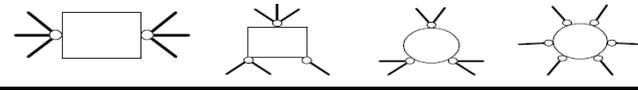
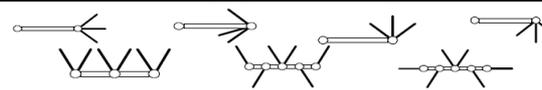
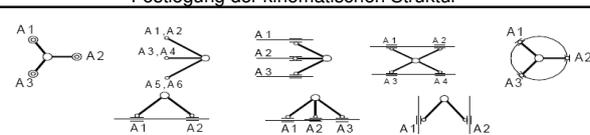
1. Getriebefreiheitsgrad	Festlegung der Anzahl an Freiheitsgraden F																																																																
	<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="width: 15%;">2</td> <td style="width: 15%;">3</td> <td style="width: 15%;">4</td> <td style="width: 15%;">5</td> <td style="width: 15%;">6</td> </tr> </table>	2	3	4	5	6																																																											
2	3	4	5	6																																																													
2. Parallelitätsgrad	Festlegung der Anzahl an kinematischen Ketten k																																																																
	<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="width: 15%;">2</td> <td style="width: 15%;">3</td> <td style="width: 15%;">4</td> <td style="width: 15%;">5</td> <td style="width: 15%;">> 6</td> </tr> </table>	2	3	4	5	> 6																																																											
2	3	4	5	> 6																																																													
3. kinematisches Schema	Festlegung des kinematischen Schemas																																																																
	<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th colspan="2" rowspan="2">kinematischen Ketten k</th> <th colspan="5">Gesamtheitsgrad F</th> </tr> <tr> <th>2</th> <th>3</th> <th>4</th> <th>5</th> <th>6</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td rowspan="2" style="text-align: center;">3</td> <td style="text-align: center;">Gesamtanzahl an Gelenksfreiheiten</td> <td style="text-align: center;">9</td> <td style="text-align: center;">16</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">Varianten</td> <td style="text-align: center;">6-3 / 5-4</td> <td style="text-align: center;">6-5-3 / 6-5-4</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td rowspan="2" style="text-align: center;">4</td> <td style="text-align: center;">Gesamtanzahl an Gelenksfreiheiten</td> <td style="text-align: center;">10</td> <td style="text-align: center;">16</td> <td style="text-align: center;">22</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">Varianten</td> <td style="text-align: center;">6-4 / 6-5</td> <td style="text-align: center;">6-5-4 / 6-5-5</td> <td style="text-align: center;">6-6-6-4 / 6-6-5-5</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td rowspan="2" style="text-align: center;">5</td> <td style="text-align: center;">Gesamtanzahl an Gelenksfreiheiten</td> <td style="text-align: center;">11</td> <td style="text-align: center;">17</td> <td style="text-align: center;">23</td> <td style="text-align: center;">29</td> <td></td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">Varianten</td> <td style="text-align: center;">6-5</td> <td style="text-align: center;">6-6-5</td> <td style="text-align: center;">6-6-6-5</td> <td style="text-align: center;">6-6-6-6-5</td> <td></td> </tr> <tr> <td rowspan="2" style="text-align: center;">6</td> <td style="text-align: center;">Gesamtanzahl an Gelenksfreiheiten</td> <td style="text-align: center;">12</td> <td style="text-align: center;">18</td> <td style="text-align: center;">24</td> <td style="text-align: center;">30</td> <td style="text-align: center;">36</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">Varianten</td> <td style="text-align: center;">6-6</td> <td style="text-align: center;">6-6-6</td> <td style="text-align: center;">6-6-6-6</td> <td style="text-align: center;">6-6-6-6-6</td> <td style="text-align: center;">6-6-6-6-6-6</td> </tr> </tbody> </table> <div style="text-align: right; margin-top: 10px;"> <p>Hochgradig parallele Strukturen mit $P_{g,max}=2$ z.B. für $F=2$: (2-2-2-2)</p> </div>	kinematischen Ketten k		Gesamtheitsgrad F					2	3	4	5	6	3	Gesamtanzahl an Gelenksfreiheiten	9	16				Varianten	6-3 / 5-4	6-5-3 / 6-5-4				4	Gesamtanzahl an Gelenksfreiheiten	10	16	22			Varianten	6-4 / 6-5	6-5-4 / 6-5-5	6-6-6-4 / 6-6-5-5			5	Gesamtanzahl an Gelenksfreiheiten	11	17	23	29		Varianten	6-5	6-6-5	6-6-6-5	6-6-6-6-5		6	Gesamtanzahl an Gelenksfreiheiten	12	18	24	30	36	Varianten	6-6	6-6-6	6-6-6-6	6-6-6-6-6	6-6-6-6-6-6
kinematischen Ketten k				Gesamtheitsgrad F																																																													
		2	3	4	5	6																																																											
3	Gesamtanzahl an Gelenksfreiheiten	9	16																																																														
	Varianten	6-3 / 5-4	6-5-3 / 6-5-4																																																														
4	Gesamtanzahl an Gelenksfreiheiten	10	16	22																																																													
	Varianten	6-4 / 6-5	6-5-4 / 6-5-5	6-6-6-4 / 6-6-5-5																																																													
5	Gesamtanzahl an Gelenksfreiheiten	11	17	23	29																																																												
	Varianten	6-5	6-6-5	6-6-6-5	6-6-6-6-5																																																												
6	Gesamtanzahl an Gelenksfreiheiten	12	18	24	30	36																																																											
	Varianten	6-6	6-6-6	6-6-6-6	6-6-6-6-6	6-6-6-6-6-6																																																											
4. kinematisches Prinzip	Festlegung des Aufbaus der kinematischen Ketten																																																																
																																																																	
5. Antrieb	Festlegung der Antriebsart																																																																
	<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="width: 50%;">Direkter Antrieb → translatorisch</td> <td style="width: 50%;">Indirekter Antrieb → rotatorisch</td> </tr> </table>	Direkter Antrieb → translatorisch	Indirekter Antrieb → rotatorisch																																																														
Direkter Antrieb → translatorisch	Indirekter Antrieb → rotatorisch																																																																
6. Spindelorientierung	Festlegung der Spindelorientierung																																																																
	<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="width: 50%;">horizontal</td> <td style="width: 50%;">vertikal</td> </tr> <tr> <td></td> <td style="text-align: right;">spezifisch</td> </tr> </table>	horizontal	vertikal		spezifisch																																																												
horizontal	vertikal																																																																
	spezifisch																																																																
7. Plattform	Festlegen der Gelenkanordnung auf der Plattform																																																																
																																																																	
8. Krafrichtung	Festlegung der Krafrichtung																																																																
																																																																	
9. kinematische Struktur	Festlegung der kinematischen Struktur																																																																
																																																																	

Tabelle 5: Gestaltungsschema nach Bleicher [4]

4.2 Einteilung der Parallelkinematiken

Die Einteilung von parallelkinematischen Strukturen kann nach unterschiedlichen Gesichtspunkten erfolgen, die keinen festen Regeln unterliegen. Einige dieser Klasseneinteilungen sollen hier angeführt werden.

- Einteilung nach der *topologischen Struktur*: Wie bereits in einem früheren Kapitel gezeigt, besteht die Möglichkeit nach offenen, geschlossenen oder teilgeschlossenen kinematischen Ketten zu unterscheiden, wobei im Werkzeugmaschinenbau die Begriffe seriell, parallel und hybrid eine weitere Verbreitung mit derselben Bedeutung erlangt haben.
- Nahezu identisch ist die Einteilung nach dem *Parallelitätsgrad*: serielle Strukturen weisen einen Parallelitätsgrad $P_g < 1$ auf, vollparallele Systeme haben einen Parallelitätsgrad $P_g = 1$ und hochgradig parallele Strukturen einen Parallelitätsgrad $P_g > 1$
- Einteilung nach der *Anzahl der Bewegungsfreiheitsgrade*: In einem Beitrag zum Fertigungstechnischen Kolloquium Stuttgart von Neugebauer et al. [73] wird diese Einteilung als die geeignetste Methode für Parallelkinematiken vorgeschlagen. Wobei in Hinblick auf flexible Transferstraßen Strukturen vom Freiheitsgrad $F = 3$ als am idealsten erscheinen. Bei Systemen mit Freiheitsgrad $F = 2$ ist meist von Scherenkinematiken die Rede. Parallelstrukturen mit Freiheitsgrad $F = 3$ werden auch als Tripoden bezeichnet. Für die Parallelkinematiken mit Freiheitsgrad $F = 5$ hat sich die Bezeichnung Pentapode etabliert und die klassische Stewart-Gough-Plattform wird häufig mit dem Synonym Hexapode bezeichnet.

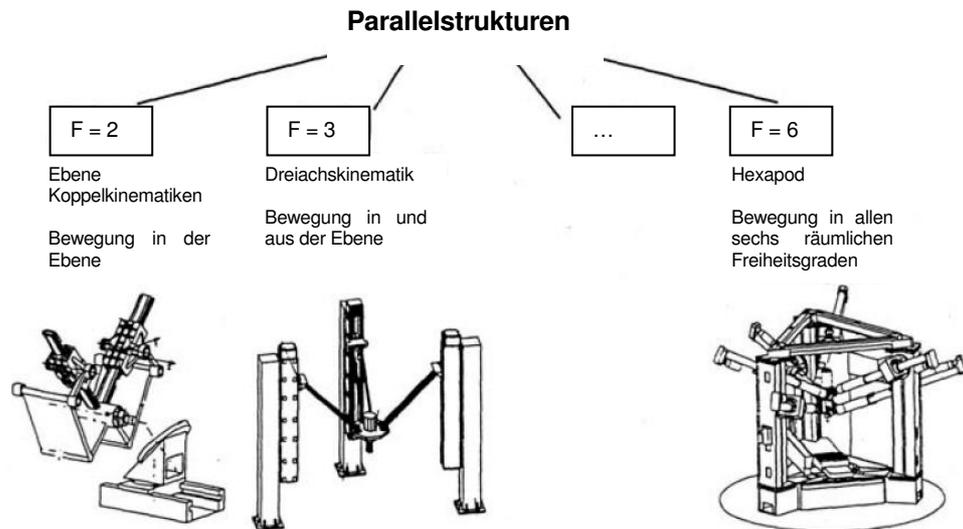


Abbildung 38: Einteilung nach der Anzahl an Freiheitsgraden [74]

- Einteilung nach der *Anzahl an sphärischen Gelenken*: Nach Faugere und Lazard [75] kann bei parallelen Plattformen nach der Anzahl und Verteilung der sphärischen Gelenke zwischen Endeffektorplattform und Maschinengestell unterschieden werden.
- Einteilung nach der *mechanischen Ausprägung der Positionierantriebe*: Da die Positionierung der Endeffektorplattform entweder aus einer Längenveränderung der Streben oder einer Verlagerung der Stabfußpunkte bzw. aus einer Kombination beider Varianten herrühren kann, ist eine Einteilung nach den Antrieben zur Ausführung der Änderung der Getriebestellung ebenfalls möglich [76] (vgl. Abbildung 29).
- Einteilung nach der *fertigungstechnischen Anwendung*: Grundlegend kann, den Richtlinien der NC-Gesellschaft folgend [77], auch eine Einteilung nach den unterschiedlichen Fertigungsverfahren erfolgen, wobei als wesentliche Verfahren Bohren, Fräsen, Schleifen, Laserstrahl- und Wasserstrahlschneiden, Laserschweißen, Montage, Handhabung, Messen und das Sägen hervorgehoben werden sollen (vgl. Abbildung 22).

Eine Klassifizierung kann natürlich auch unter Berücksichtigung mehrerer der oben beschriebenen Kriterien erfolgen. So soll Tabelle 6 anhand der topologischen Grundstruktur und der Anzahl an Freiheitsgraden eine mehrkriterielle Einteilung veranschaulichen.

	Getriebe- freiheitsgrade	Bearbeitungs- achsen	Bauformen
Parallelkinematische Strukturen →geschlossene Kinematische Ketten	3 → Tripode	X/Y/Z	LINAPOD / ISW, Uni Stuttgart Quickstep / Krause&Mauser TRIAGLIDE / Mikron SKM 400 / Heckert Urane SX / Renault-Automation V100 / Index
	5 → Pentapode	X/Y/Z A/B	PENTA / IFH, Uni Braunschweig P 800 M / Metronom
	6 → Hexapode	X/Y/Z A/B/C	6X HEXA / Mikromat CMW 300 / CMW HEXAGLIDE / IFW, ETH Zürich HEXA M / Toyoda LINAPOD III / ISW, Uni Stuttgart HOH 600 / Ingersoll Milling PARALIX / ZFS, Uni Stuttgart PM 600 / Okuma TORNADO 2000 / Hexel VARIAX / Gidding&Lewis
Hybride Strukturen →teilgeschlossene kinematische Ketten	3	X/Y/Z	DYNA M / WZI, RWTH Aachen VISION / Chirion GENIUS 500 / Cross-Hüller
	5	X/Y/Z A/C	GEORG V / IFW, Uni Hannover TRICEPT / SMT
		X/Y/Z A/B	ECO SPEED / DS Technologie GmbH

Tabelle 6: Einteilungsmöglichkeit paralleler und hybrider Bauformen sowie Maschinenbeispielen [4]

4.3 Überblick über parallelkinematische Strukturen

Im Folgenden sollen Kenndaten zu Werkzeugmaschinen parallelkinematischer Bauart angeführt werden. Es gilt zu berücksichtigen, dass die Kenndaten zum Teil aus Verkaufsbroschüren entnommen sind, daher sind die Kennzahlen umsichtig zu interpretieren, denn z.B. bei Steifigkeitswerten werden sehr oft die Kenndaten der Vorzugsrichtungen genannt. In suboptimalen Richtungen können diese Werte erheblich einbrechen.

4.3.1 HOH-600, Ingersoll Milling Machining Company



Abbildung 39: HOH-600, Ingersoll

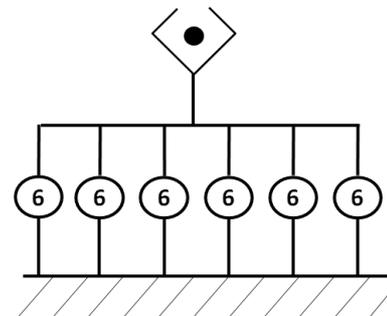


Abbildung 40: Kinematisches Schema HOH-600

Maschinentyp	vollparallel, Hexapode	
Arbeitsraum	600 x 600 x 800mm ³	$\Rightarrow \frac{\text{Arbeitsraum}}{\text{Bauraum}} = \frac{1}{462}$
Schwenkwinkel	±15° A/B-Achse	
Baugröße	6745x5641x3500mm ³	
Vorschubachsen	6	
Antriebe	längenveränderliche Stäbe	
Steifigkeit	25N/μm	
Genauigkeit	±10μm	
Vorschubgeschwindigkeit	30m/min	
Beschleunigung	0,5m/s ²	
Hauptspindel	37,5kW, 20.000 min ⁻¹ , horizontal eingebaut	
max. Werkzeuggewicht	12kg	
Steuerung	Fanuc CNC/Siemens 840D	

Tabelle 7: Technische Daten, HOH-600

4.3.2 VOH-1000, Ingersoll Milling Machining Company

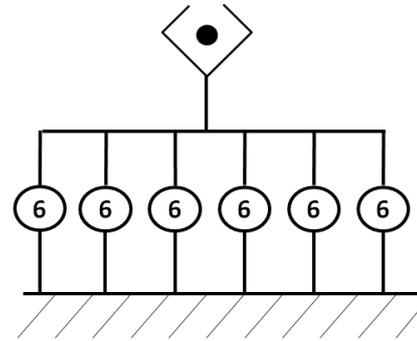


Abbildung 42: Kinematisches Schema VOH-1000

Abbildung 41: VOH-1000, Ingersoll

Maschinentyp	vollparallel, Pentapode	
Arbeitsraum	1000 x 1000 x 1200mm ³	
Schwenkwinkel	±15° A/B-Achse	⇒ $\frac{\text{Arbeitsraum}}{\text{Bauraum}} = \frac{1}{215}$
Baugröße	7239 x 7925 x 4500mm ³	
Vorschubachsen	6	
Antriebe	längenveränderliche Stäbe	
Steifigkeit	350N/μm	
Genauigkeit	±20μm	
Vorschubgeschwindigkeit	30m/min	
Beschleunigung	4,8m/s ²	
Hauptspindel	37,5kW, 20.000 min ⁻¹ , vertikal eingebaut	
max. Werkzeuggewicht	12kg	
Steuerung	Fanuc CNC/Siemens 840D	

Tabelle 8: Technische Daten, VOH-1000

4.3.3 Variax, Gidding & Lewis

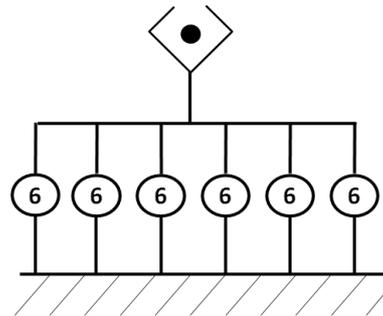
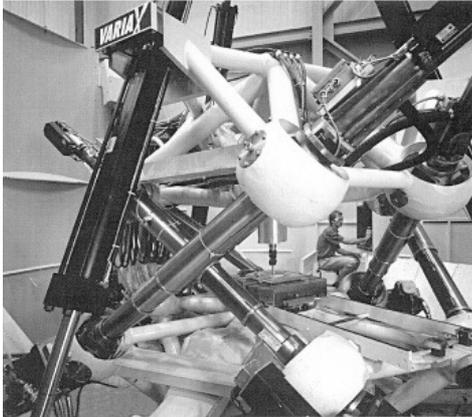


Abbildung 43: Variax, Gidding & Lewis

Abbildung 44: Kinematisches Schema Variax

Maschinentyp	vollparallel, Pentapode
Arbeitsraum	630 x 630 x 630mm ³
Schwenkwinkel	±25° A/B-Achse
Baugröße	6700 x 6550 x 4300mm ³
Vorschubachsen	6
Antriebe	längenveränderliche Stäbe
Steifigkeit	175N/μm
Genauigkeit	±11μm
Vorschubgeschwindigkeit	66m/min
Beschleunigung	≤3g
Hauptspindel	40kW, 24.000 min ⁻¹ , vertikal eingebaut
max. Belastung	31kN
Steuerung	Gidding & Lewis 8000 H

$$\Rightarrow \frac{\text{Arbeitsraum}}{\text{Bauraum}} = \frac{1}{754}$$

Tabelle 9: Technische Daten, Variax

4.3.4 Tornado 2000, Hexel



Abbildung 45: Tornado 2000, Hexel

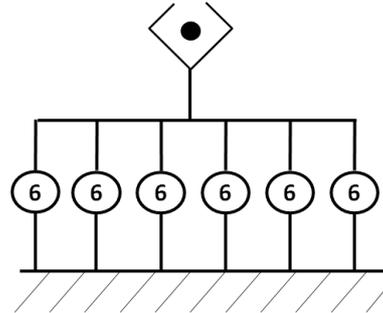


Abbildung 46: Kinematisches Schema Tornado 2000

Maschinentyp	vollparallel, Hexapode
Arbeitsraum	600 x 600 x 600mm ³
Schwenkwinkel	±30° A/B-Achse
Baugröße	6m ² x 3800mm
Vorschubachsen	6
Antriebe	längenveränderliche Stäbe
Steifigkeit	300N/μm
Genauigkeit	±25μm
Vorschubgeschwindigkeit	18m/min
Beschleunigung	1g
Hauptspindel	20kW, 20.000 min ⁻¹ , vertikal eingebaut
Steuerung	PC basierte Steuerung

⇒ $\frac{\text{Arbeitsraum}}{\text{Bauraum}} = \frac{1}{106}$

Tabelle 10: Technische Daten, Tornado 2000

4.3.5 6X Hexa, Mikromat



Abbildung 47: 6X Hexa, Mikromat

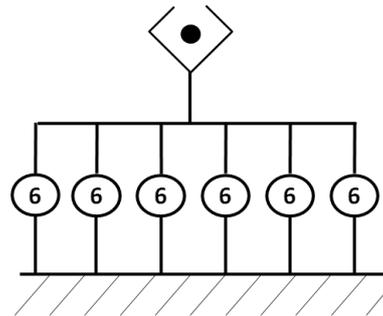


Abbildung 48: Kinematisches Schema 6X Hexa

Maschinentyp	vollparallel, Hexapode	
Arbeitsraum	630 x 630 x 630mm ³	$\Rightarrow \frac{\text{Arbeitsraum}}{\text{Bauraum}} = \frac{1}{535}$
Schwenkwinkel	±30° A/B-Achse	
Baugröße	4500 x 6200 x 4000mm ³	
Vorschubachsen	6	
Antriebe	längenveränderliche Stäbe	
Steifigkeit	40N/μm	
Genauigkeit	10μm	
Vorschubgeschwindigkeit	100m/min	
Beschleunigung	50m/s ²	
Hauptspindel	16kW, 30.000 min ⁻¹ , vertikal eingebaut	
Steuerung	andronic 400	

Tabelle 11: Technische Daten, 6X

4.3.6 HexaM, Toyota



Abbildung 49: HexaM, Toyota

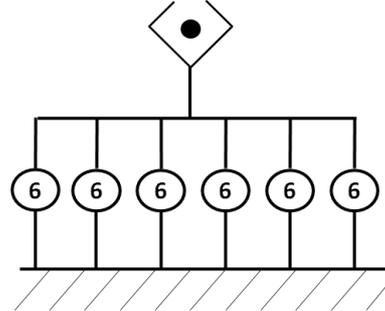


Abbildung 50: Kinematisches Schema HexaM

Maschinentyp	vollparallel, Hexapode
Arbeitsraum	400 x 400 x 350mm ³
Schwenkwinkel	±30° A/B-Achse
Baugröße	4500 x 6200 x 4000mm ³
Vorschubachsen	6
Antriebe	längenveränderliche Stäbe
Steifigkeit	40N/μm
Genauigkeit	4μm
Vorschubgeschwindigkeit	100m/min
Beschleunigung	14,7m/s ²
Hauptspindel	24.000 min ⁻¹ , vertikal eingebaut

$$\Rightarrow \frac{\text{Arbeitsraum}}{\text{Bauraum}} = \frac{1}{535}$$

Tabelle 12: Technische Daten, HexaM

4.3.7 Hexaglide, ETH Zürich



Abbildung 51: Hexaglide, ETH Zürich

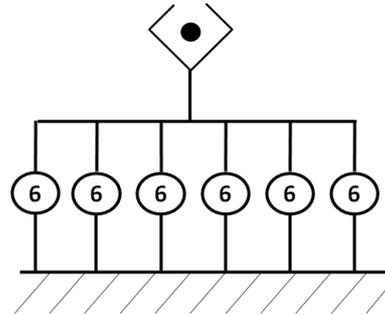


Abbildung 52:
Kinematisches
Schema Hexaglide

Maschinentyp	vollparallel, Hexapode
Arbeitsraum	600 x 400 x 400mm ³
Schwenkwinkel	±30° A/B-Achse
Baugröße	3450 x 2000 x 2620mm ³
Vorschubachsen	6
Antriebe	Verlagerung der Gelenksfußpunkte
Steifigkeit	5N/μm
Genauigkeit	±1 μm
Vorschubgeschwindigkeit	60m/min
Beschleunigung	1g
Hauptspindel	10kW, 42.000 min ⁻¹ , vertikal eingebaut
Steuerung	PC basierend/Siemens 840D

$$\Rightarrow \frac{\text{Arbeitsraum}}{\text{Bauraum}} = \frac{1}{188}$$

Tabelle 13: technische Daten, Hexaglide

4.3.8 Paralix, ZFS Stuttgart

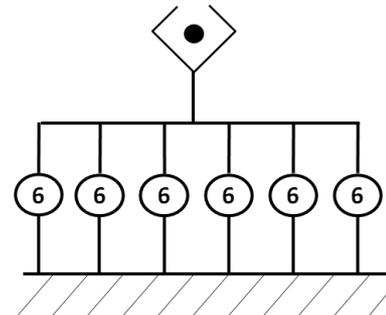
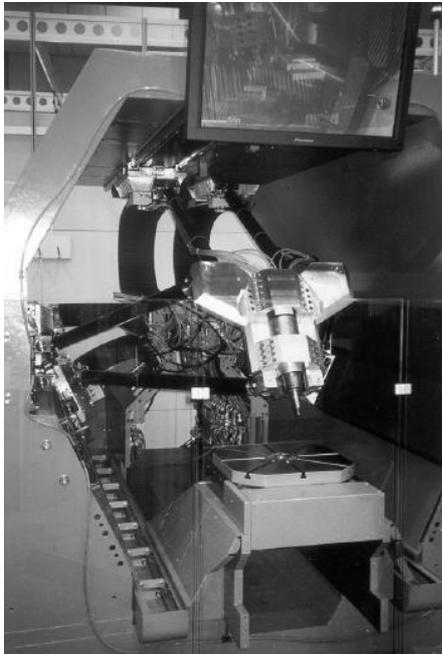


Abbildung 54:
Kinematisches Schema
Paralix

Abbildung 53: Paralix, ZFS
Stuttgart

Maschinentyp	vollparallel, Hexapode
Arbeitsraum	500 x 400 x 400mm ³
Schwenkwinkel	-
Baugröße	-
Vorschubachsen	6
Antriebe	-
Steifigkeit	22N/μm
Genauigkeit	10μm/m
Vorschubgeschwindigkeit	60m/min
Beschleunigung	10m/s ²
Hauptspindel	vertikale Spindel
Steuerung	Siemens Sinumerik 840D

Tabelle 14: Technische Daten Paralix, ZFS Stuttgart

4.3.9 Tricept TMC 845, Neos

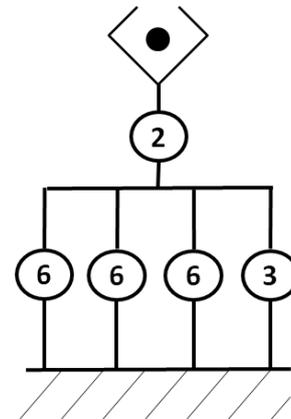


Abbildung 55: Tricept TMC 845, Neos

Abbildung 56: Kinematisches Schema Tricept

Maschinentyp	hybride Struktur, Tripode
Arbeitsraum	800 x 800 x 400mm ³
Schwenkwinkel	-
Baugröße	3700 x 3600 x 5000mm ³
Vorschubachsen	5
Antriebe	Längenveränderliche Streben
Steifigkeit	-
Genauigkeit	±25µm
Vorschubgeschwindigkeit	90m/min
Beschleunigung	2g
Hauptspindel	33kW, 30.000 min ⁻¹ , vertikal eingebaut
Steuerung	Siemens Sinumerik 840D

Tabelle 15: Technische Daten, Tricept

4.3.10 Dyna M, WZL Aachen

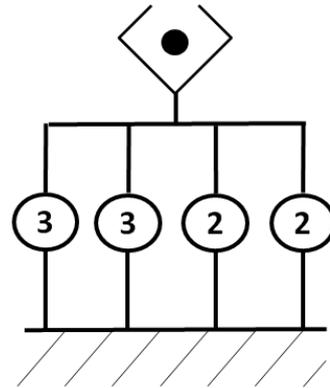


Abbildung 57: Dyna M, WZL Aachen

Abbildung 58: Kinematisches Schema Dyna M

Maschinentyp	hybride Kinematik, Scherenkinematik
Arbeitsraum	630 x 630 x 500mm ³
Schwenkwinkel	-
Baugröße	3000 x 6000 x ca.3500mm ³
Vorschubachsen	3
Antriebe	Längenveränderliche Streben
Steifigkeit	35N/μm
Genauigkeit	-
Vorschubgeschwindigkeit	90m/min
Beschleunigung	1,5g
Hauptspindel	horizontal eingebaut (15kW, 19.000min ⁻¹)
Steuerung	Siemens Sinumerik 840D

$$\Rightarrow \frac{\text{Arbeitsraum}}{\text{Bauraum}} = \frac{1}{317}$$

Tabelle 16: Technische Daten, Dyna M

4.3.11 V100, Index

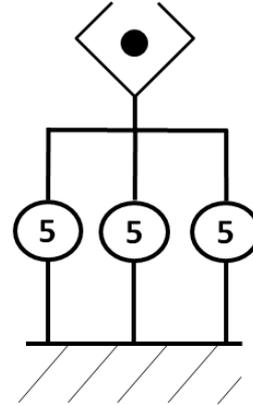


Abbildung 60:
Kinematisches Schema
V 100

Abbildung 59: V 100, Index

Maschinentyp	Tripode	
Arbeitsraum	250 x 250 x 150mm ³	$\Rightarrow \frac{\text{Arbeitsraum}}{\text{Bauraum}} = \frac{1}{870}$
Schwenkwinkel	30°	
Baugröße	1700 x 2000 x 2400mm ³	
Vorschubachsen	3	
Antriebe	Streben konstanter Länge	
Steifigkeit	22N/μm	
Genauigkeit	-	
Vorschubgeschwindigkeit	60m/min	
Beschleunigung	1g	
Hauptspindel	vertikal eingebaut (13kW, 10.000min ⁻¹)	
Steuerung	Siemens Sinumerik 840D	

Tabelle 17: Technische Daten, V 100

4.3.12 SKM 400, Heckert

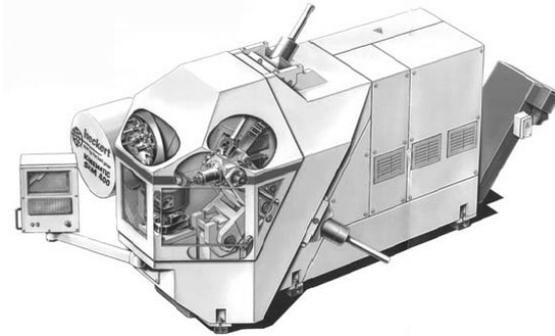


Abbildung 61: SKM 400, Heckert

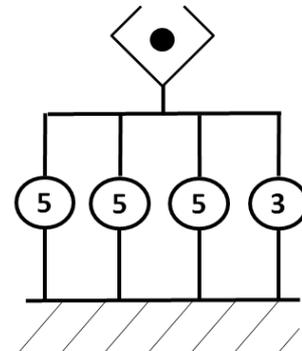


Abbildung 62: Kinematisches Schema SKM 400

Maschinentyp	Tripode
Arbeitsraum	650 x 650 x 650mm ³
Schwenkwinkel	0
Baugröße	4800 x 3300 x 3845mm ³
Vorschubachsen	3
Antriebe	längenveränderliche Streben
Steifigkeit	-
Genauigkeit	20µm
Vorschubgeschwindigkeit	100m/min
Beschleunigung	10m/s ²
Hauptspindel	horizontale Spindel (31kW, 15.000min ⁻¹)
Steuerung	Siemens Sinumerik 840D

$$\Rightarrow \frac{\text{Arbeitsraum}}{\text{Bauraum}} = \frac{1}{164}$$

Tabelle 18: Technische Daten, SKM 400

4.3.13 Urane SX, Renault-Automation

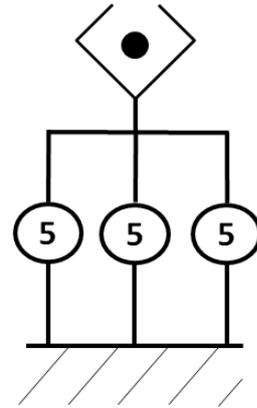


Abbildung 63: Urane SX, Renault Automation

Abbildung 64: Kinematisches Schema Urane SX

Maschinentyp	Delta Struktur mit 3 parallelen Linearführungen
Arbeitsraum	500 x 500 x 200mm ³
Schwenkwinkel	- $\Rightarrow \frac{\text{Arbeitsraum}}{\text{Bauraum}} = \frac{1}{8}$
Baugröße	Breite 1600mm
Vorschubachsen	3
Antriebe	Streben konstanter Länge
Steifigkeit	-
Genauigkeit	20µm
Vorschubgeschwindigkeit	100m/min
Beschleunigung	50m/s ²
Hauptspindel	horizontale Spindel (15kW, 40.000min ⁻¹)
Steuerung	Siemens 840D

Tabelle 19: Technische Daten, Urane SX

4.3.14 Georg V, IFW Universität Hannover

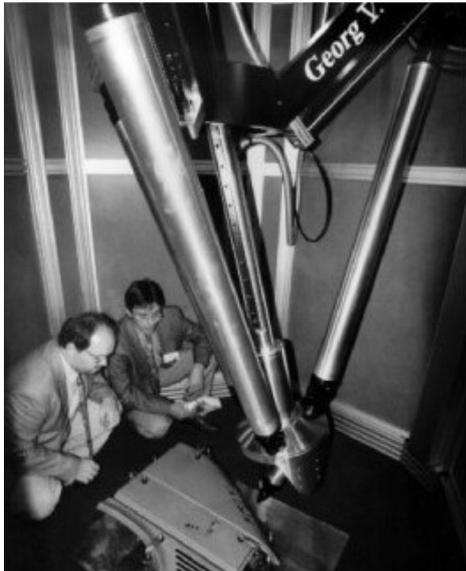


Abbildung 65: Georg V,
IFW Universität Hannover

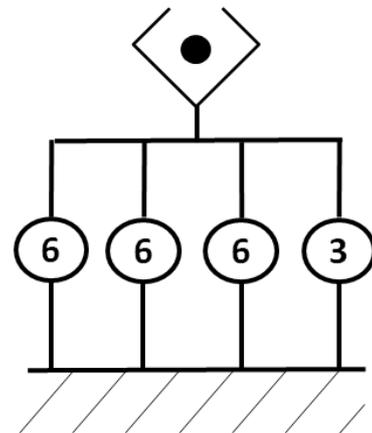


Abbildung 66:
Kinematisches Schema
Georg V

Maschinentyp	hybride Bauform, Tripode	
Arbeitsraum	$\text{Ø}2000 \times 1000\text{mm}^3$	$\Rightarrow \frac{\text{Arbeitsraum}}{\text{Bauraum}} = \frac{1}{5}$
Schwenkwinkel	-	
Baugröße	$\text{Ø}2500 \times 3200\text{mm}^3$	
Vorschubachsen	5	
Antriebe	-	
Steifigkeit	-	
Genauigkeit	-	
Vorschubgeschwindigkeit	$60\text{m}/\text{min}^{-1}$	
Beschleunigung	-	
Hauptspindel	vertikal eingebaut	
Steuerung	Siemens 840D	

Tabelle 20: Technische Daten, Georg V

4.3.15 Triaglide, Mikron

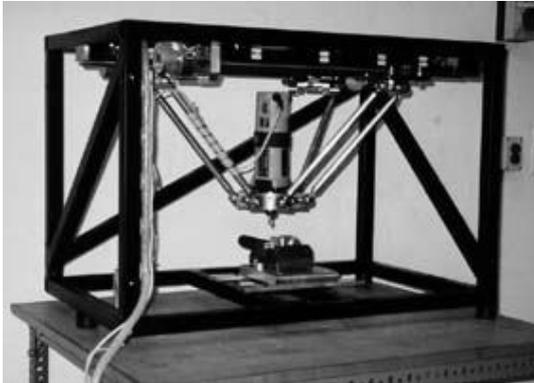


Abbildung 67: Triaglide, Mikron

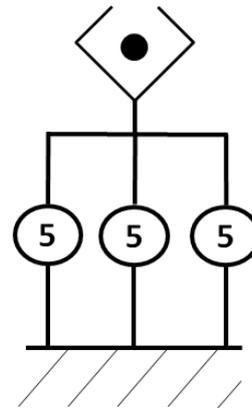


Abbildung 68: Kinematisches Schema Triaglide

Maschinentyp	Tripode
Arbeitsraum	170 x 120 x 170mm ³
Schwenkwinkel	0
Baugröße	-
Vorschubachsen	3
Antriebe	Streben konstanter Länge
Steifigkeit	-
Genauigkeit	10µm
Vorschubgeschwindigkeit	25m/s
Beschleunigung	15m/s ²
Hauptspindel	vertikal eingebaut 5kW 35.000min ⁻¹
Steuerung	-

Tabelle 21: Technische Daten, Triaglide

Die hier gezeigten parallelkinematischen bzw. hybriden Werkzeugmaschinen stellen eine Auswahl dar. Es existieren zahlreiche weitere z.B. der Pentapode P500 der Fa. Metrom, die Struktur Robomill der Fa. Fill oder die hybride Dreiachseinheit X-Cut des IFT. Von den genannten sind aber für einen Vergleich nicht alle Daten zugänglich.

4.4 Die Versuchsplattform Quickstep

Als Versuchsplattform für die Kalibrierung von parallelkinematischen Werkzeugmaschinen mit dem neu entwickelten Messsystem, wurde die parallelkinematische Werkzeugmaschine Quickstep herangezogen.

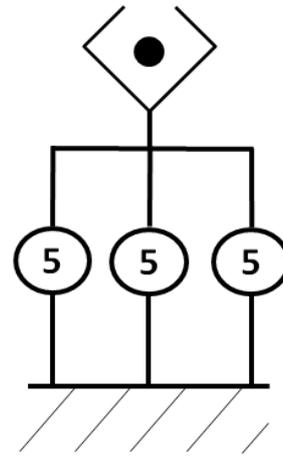


Abbildung 70:
Kinematisches Schema
Quickstep HS 500

Abbildung 69: Quickstep
HS 500, Krause & Mauser

Maschinentyp	Tripode	
Arbeitsraum	630 x 630 x 500mm ³	$\Rightarrow \frac{\text{Arbeitsraum}}{\text{Bauraum}} = \frac{1}{119}$
Schwenkwinkel	0	
Baugröße	4300 x 2200 x 2500mm ³	
Vorschubachsen	3	
Antriebe	Streben konstanter Länge	
Steifigkeit	-	
Genauigkeit	-	
Vorschubgeschwindigkeit	80m/s	
Beschleunigung	15m/s ²	
Hauptspindel	horizontal eingebaut	
Steuerung	Indramat	

Tabelle 22: Technische Daten, Quickstep HS 500

4.5 Mori Seiki NMV 5000 DCG-Referenzversuchsplattform

Das hier vorgestellte Messverfahren ist nicht auf parallelkinematische Plattformen beschränkt. Daher wurde eine serielle Kinematik, welche eine hohe Grundgenauigkeit aufweist, die 5-Achs-Werkzeugmaschine Mori Seiki NMV 5000 DCG, für vergleichende Untersuchungen herangezogen.



Abbildung 71: NMV 5000 DCG der Fa. Mori Seiki [78]

Maschinentyp	serielles 5-Achs-Bearbeitungszentrum
Arbeitsraum	730 x 510 x 510mm ³
Schwenkwinkel	C-Achse 360° B-Achse 360°/340°
Baugröße	4500 x 2830 x 3150mm ³
Vorschubachsen	5
Antriebe	-
Steifigkeit	-
Genauigkeit	-
Vorschubgeschwindigkeit	X/Y/Z max. 50.000mm/min C max. 120min ⁻¹ B max. 35min ⁻¹
Beschleunigung	-
Hauptspindel	vertikal eingebaut
Steuerung	Fanuc

Tabelle 23: Technische Daten, NMV 5000 DCG [78]

5 Systemgenauigkeiten paralleler Strukturen

Durch die erreichbare Maß- und Formtoleranz eines Werkstücks lässt sich das Potential und die Güte einer Werkzeugmaschine hinsichtlich deren Genauigkeit gut erkennen. Das Bearbeitungsergebnis betreffend Maßhaltigkeit oder Oberflächenqualität wird maßgeblich durch die statische und dynamische Genauigkeit der Maschinenbewegung beeinflusst [79].

Da sich in der Fertigung der Einsatz kartesischer Koordinatensysteme zur Beschreibung der Werkstückgeometrie bewährt hat und bei seriellen Werkzeugmaschinen zumeist eine kartesische Anordnung der Vorschubachsen gegeben ist, kann jeder Werkstückkoordinatenrichtung zumeist eine Vorschubachse der Werkzeugmaschine direkt zugewiesen werden. Bei einer Bearbeitungsbewegung entlang einer Werkstückkoordinatenachse wirken daher nur Fehlereinflüsse der zugeordneten Vorschubachse. Die verbleibenden Vorschubachsen zeigen keinerlei Einfluss. Bei parallelen Werkzeugmaschinen stellt ein Verfahren entlang einer Werkstückkoordinatenachse eine kombinierte Bewegung einiger oder aller kinematischen Ketten dar. Da der Anteil der einzelnen Achsen während der Bewegung variiert, ist der Gesamtfehler in der Bewegung eine sich stetig verändernde Zusammensetzung aus den Einzelfehlern der Elemente aller beteiligten kinematischen Glieder. Um Fehler in der Bearbeitung zu minimieren, genügt es daher bei seriellen Maschinen im Allgemeinen, die Fehler der einzelnen Vorschubachsen zu ermitteln und durch Justierung oder Kompensation zu reduzieren. Dies erfolgt zumeist mit eindimensionalen, spezialisierten Messvorrichtungen. Einige wenige Messverfahren gestatten auch die Untersuchung von zwei Freiheitsgraden in einem Messzyklus. Für parallele Maschinen ist dies zumeist technisch nicht sinnvoll, da hier die Abweichungen im gesamten Arbeitsraum bestimmt werden müssen. Momentan verfügbare Messmittel sind entweder sehr zeitintensiv einzusetzen, bieten nicht die Genauigkeit oder sind zu sehr auf einen bestimmten Maschinentypen maßgeschneidert und daher nicht

flexibel einsetzbar. Im Folgenden soll detaillierter auf diese Aspekte eingegangen werden.

5.1 Fehlerverhalten

Auf dem direkten Zusammenhang zwischen einer Vorschubachse und der Werkzeugbewegung beruhen nicht nur die Messmethoden, sondern auch die Vorschriften und Normen zur Abnahme und Kontrolle einer Werkzeugmaschine, die z.B. in den Normen DIN ISO 230 [80], DIN ISO 10791 [81] oder VDI/DGQ 3441 [82] festgeschrieben sind. Inhalt dieser Vorschriften und Normen ist es, die Maschinenstruktur im unbelasteten Zustand statisch zu vermessen, wobei Positionsfehler und Orientierungsänderungen in den einzelnen Führungsachs-bewegungen ermittelt werden. Dynamische Bahnabweichungen, die aus Reaktionskräften bei der Bearbeitung resultieren, oder Belastungen, deren Ursprung in den hohen Beschleunigungen liegen, werden ergänzend durch die Fertigung von genormten Abnahmewerkstücken (Abbildung 72) mit definierten Geometrien und Kurvenzügen berücksichtigt und erlauben Rückschlüsse auf die Maschinendynamik [81, 83 und 84].

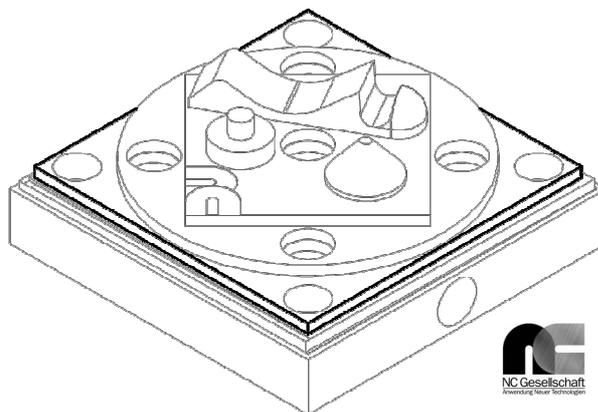


Abbildung 72: Abnahmeteil der NC-Gesellschaft [83]

Die statischen Fehler bei der Positionierung im Arbeitsraum lassen sich für eine dreiachsige, serielle Bearbeitungsmaschine durch 21 Parameter beschreiben. Dies zeigt Abbildung 73.

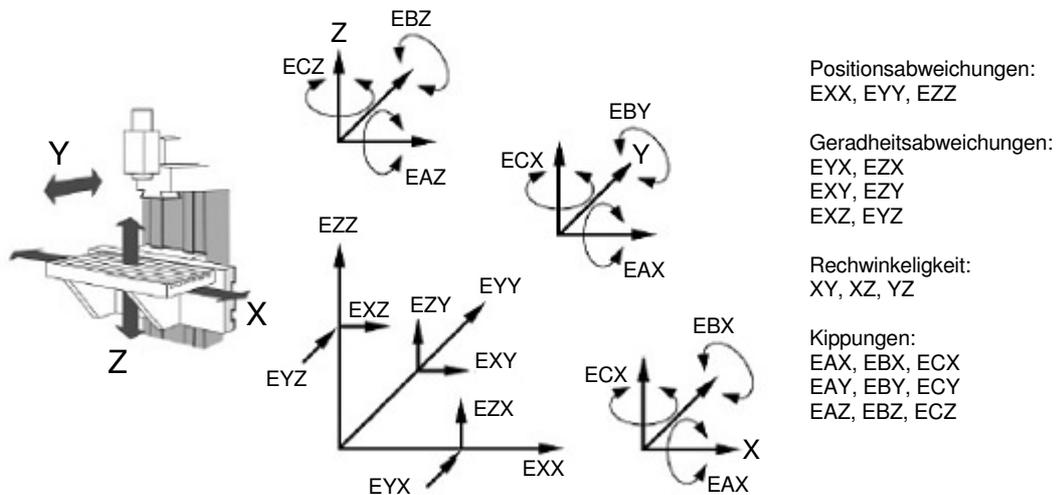


Abbildung 73: Fehlerparameter einer seriellen, dreiachsigen Werkzeugmaschine [61]

Wie Staimer in Untersuchungen an einem Hexapoden zeigt [85], sind hier mindestens 42 Parameter zu bestimmen: jeweils drei Koordinatenanteile der 12 Gelenkdrehpunkte sowie die sechs Basislängen der längenveränderlichen Gelenkstäbe. Man kann erkennen, dass im Gegensatz zu seriellen Maschinen, wo zur Erhöhung der Systemgenauigkeit Fehler einzelner Antriebsachsen erfasst und getrennt kompensiert werden, bei parallelkinematischen Maschinen eine erweiterte und umfassendere Herangehensweise erforderlich ist.

Erschwerend kommt hinzu, dass bei parallelen Strukturen eine direkte Lagemessung am Tool Center Point (TCP) aufgrund des Aufbaus meist nicht möglich ist. Die Lagemessung erfolgt daher indirekt, bei Stabkinematiken mit längenunveränderlichen Streben zum Beispiel über das Messen des Verschiebeweges der Gelenkpunkte. Dabei können Fehleranteile der zwischen Messort und Endeffektorplattform befindlichen Elemente der kinematischen Kette nicht direkt Berücksichtigung finden, sondern nur über ein Fehlermodell, das in der Steuerung hinterlegt ist. Stabkinematiken mit längenveränderlichen Streben gestatten ein näheres Heranführen des Messsystems an den TCP. Alternativ

werden redundante Positionsmesssysteme genutzt, um eine bessere Lageregelung zu erlauben (vgl.7. Systeme zum Kalibrieren von Werkzeugmaschinen). Ein Beispiel stellt der Tricept der Firma SMT dar [86].

5.2 Einflussgrößen auf die Systemgenauigkeit von PKM

Um zwischen dem kartesischen Koordinatensystem des Werkstückes und dem maschineneigenen Antriebskoordinatensystem (Führungskordinatensystem) einen Bezug herzustellen, wird, wie bereits ausführlich dargelegt, die Jacobimatrix erstellt. Die Jacobimatrix beinhaltet sämtliche geometrischen Informationen der Werkzeugmaschine und ist daher als die mathematische Beschreibung des Systems anzusehen. Dieses mathematische Modell ist selbstverständlich eine Vereinfachung der realen Struktur und erlaubt daher keine vollständige Beschreibung des Systems. In Anlehnung an die statische und dynamische Maschinengenauigkeit, können die Fehlerursachen für Abweichungen zwischen idealem Modell und der realen Maschinenbewegung in statische und dynamische Fehler unterteilt werden [87].

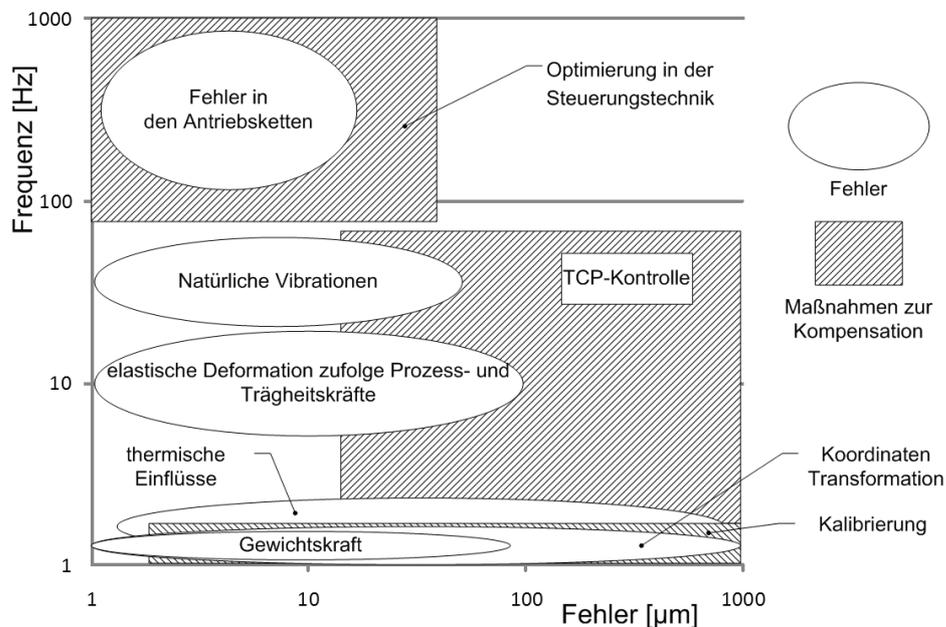


Abbildung 74: Größenordnung der Fehlerquellen in Abhängigkeit von der Frequenz [87]

Eine unkompenzierte parallelkinematische Maschine weist am Tool Center Point durchschnittlich kartesische Fehler in der Größenordnung von ca. $150\mu\text{m}$ bis $250\mu\text{m}$ auf 600mm Verfahrweg auf [44]. Eine Verbesserung der Positioniergenauigkeit kann durch eine geeignete Kalibrierung und Optimierung der Steuer- und Regelungstechnik erreicht werden. Bevor auf die Kalibrierung im Speziellen in Kapitel 6 eingegangen wird, werden die einzelnen Fehlereinflussfaktoren kurz skizziert.

5.2.1 Statische Fehlergrößen

Grundvoraussetzung für eine exakte Positionierung des Endeffektors im Arbeitsraum ist eine hohe statische Genauigkeit. Die Dynamik der Maschine während der Verfahrbewegung bzw. Reaktionskräfte haben keinen Einfluss auf den Betrag der statischen Fehler. Folgende drei Fehlergruppen können als dominant angesehen werden:

- thermische Einflüsse
- Gewichtskrafteinfluss
- Koordinatentransformationsfehler

5.2.1.1 Thermische Einflüsse

Die Maschinengenauigkeit wird in großem Ausmaß durch thermische Verlagerungen beeinflusst, welche durch Wärmequellen sowohl innerhalb, als auch außerhalb der Maschine, verursacht werden. Insbesondere bei Parallelkinematiken befinden sich in den kinematischen Ketten Bauelemente, die großen Einfluss auf dieses Verhalten haben. Die Streben weisen z.B. eine ungünstige thermische Wirklänge hinsichtlich Wärmedehnung und eine geringe Wärmekapazität auf. Dies führt dazu, dass bereits geringe Temperaturschwankungen zu starken Verlagerungen in der Struktur führen können [4].

Abbildung 75 zeigt, wie sich der TCP im Zuge einer Aufwärmphase verlagert. Die Z-Position ändert sich in diesem speziellen Verfahrenzyklus um 50µm. Das ist damit zu begründen, dass die Wirkrichtung aller Streben annähernd in Richtung der z-Achse zeigt.

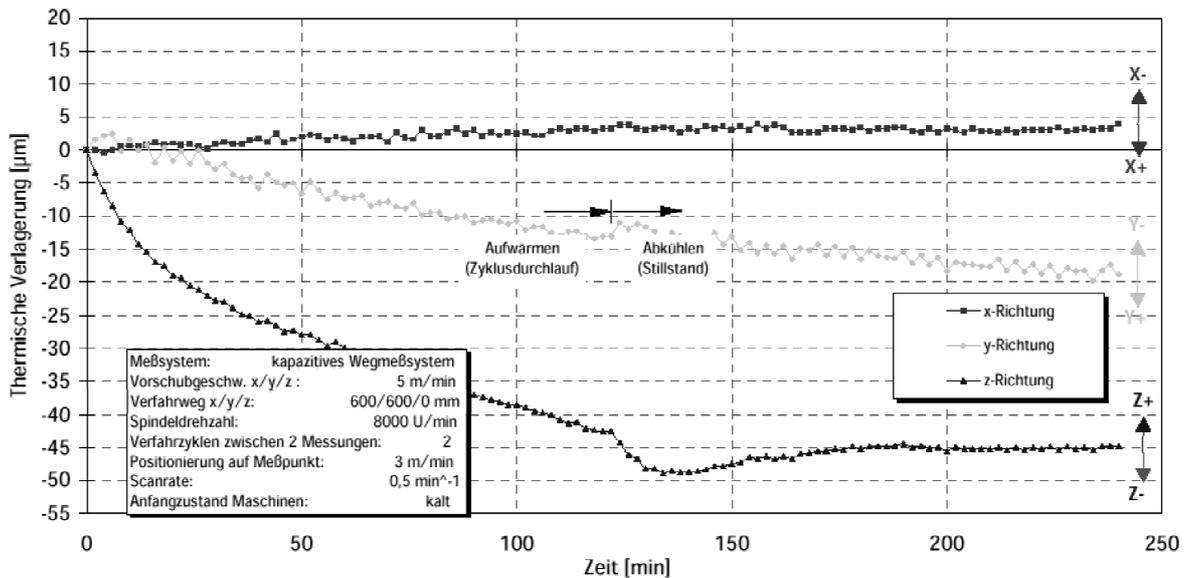


Abbildung 75: Thermische Verlagerung der Endeffektorplattform am Tripoden Quickstep im Aufwärmzyklus [4]

Als effizienteste Methode insbesondere bei inhomogener Temperaturverteilung hat sich die Kühlung einzelner kinematischer Komponenten bewährt. Hauptaugenmerk ist hier im Besonderen auf die Antriebe zu legen, da die Verlustleistungsabgabe eine wesentliche Wärmequelle innerhalb der Maschine darstellt. Wechselnde äußere Umwelteinflüsse, wie sie im Werkstattalltag eigentlich die Regel sind, haben ebenfalls immanenten Einfluss und erfordern eventuell ein Kühlen der Maschinenstruktur.

Als Alternative, jedoch sehr aufwendige Methode, können thermische Einflüsse durch Temperaturüberwachung relevanter Maschinenteile kompensiert werden. Dazu werden Temperatursensoren an den exponierten Bereichen der Maschine angebracht und die thermisch eingebrachten werkstoffabhängigen

Längenänderungen im geometrischen Maschinenmodell für die Koordinatentransformation (Jacobimatrix) berücksichtigt. Bei komplexen kinematischen Strukturen wird der messtechnische Aufwand allerdings unverhältnismäßig hoch im Vergleich zur erzielbaren Korrektur wie in [88] dargestellt wurde.

5.2.1.2 Gewichtskrafteinfluss

Der Einfluss des Gewichts der Endeffektorplattform führt sowohl bei seriellen als auch bei parallelen Strukturen zu elastischen Deformationen. Unterscheidungsmerkmal beider Ausprägungen ist jedoch, dass bei seriellen Strukturen die Verformung über dem Arbeitsraum annähernd gleich ist, bei Parallelstrukturen ändert sich hingegen abhängig von der Arbeitsraumposition die Gesamtsteifigkeit der Führungsketten. Die Verformung ist demnach nicht mehr über dem Arbeitsraum konstant anzusetzen [4].

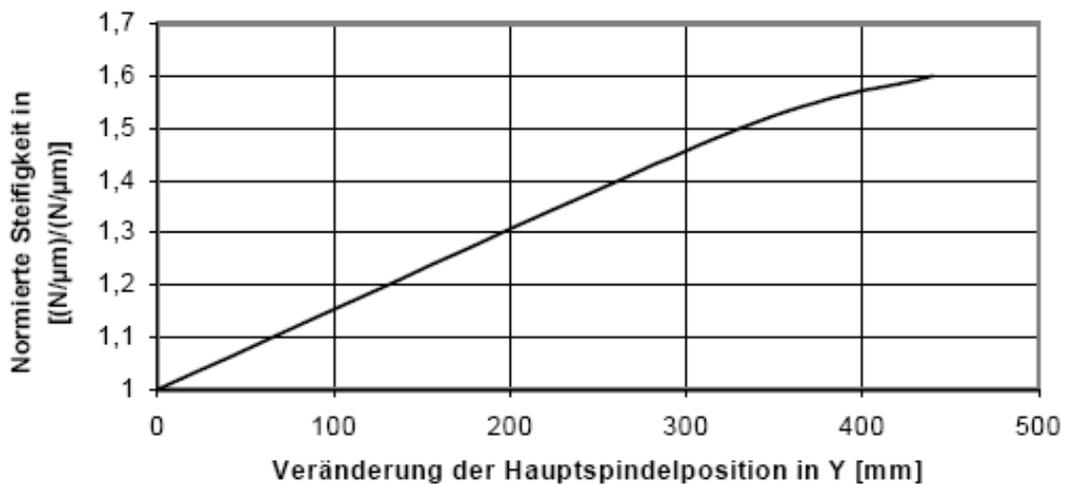


Abbildung 76: Veränderung der Struktursteifigkeit in Abhängigkeit der Hauptspindelposition in Y am Quickstep [4]

Abbildung 76 zeigt am Beispiel der parallelkinematischen Werkzeugmaschine Quickstep, wie bei einer Veränderung der TCP-Position entlang der y-Richtung, die Steifigkeit variiert.

Für die Kompensation des Gewichtskrafteinflusses stehen zwei Alternativen zur Auswahl. Einerseits können die kartesischen Anteile der durch die Gewichtskraft bedingten Verlagerung an der beweglichen Plattform im Zuge der Maschinenkalibrierung gemessen und in einer Verlagerungsmatrix in der Steuerung hinterlegt werden. Andererseits kann im Rahmen der Koordinatentransformation das mathematische Modell der Struktur um sein elastisches Verhalten erweitert und in dieser Form in der Steuerung der Maschine hinterlegt werden. Hauptproblem dieser Methode ist die Notwendigkeit der Kenntnis der exakten Steifigkeitswerte aller Komponenten der kinematischen Kette, welche sich oftmals nur schwer oder mit hohem Aufwand ermitteln lassen.

5.2.1.3 Koordinatentransformationsfehler

Wie bereits im Kapitel 3.2 dargelegt, wird zur Bestimmung der Antriebskoordinaten aus der Werkstückgeometrie eine Koordinatentransformation durchgeführt. Die Jacobi-Matrix beinhaltet das kinematische Modell der Parallelkinematik in mathematischer Schreibweise. Um das Modell in einem vernünftigen Rahmen nutzen zu können, unterliegt es zum Einen einer gewissen Vereinfachung. Andererseits sind nicht alle Parameter, die in diesem Modell enthalten sind, exakt bekannt. Daraus resultiert, dass der Transformationsalgorithmus eine Abweichung der realen Position von der idealen Sollposition bewirkt. Vereinfachungen hinsichtlich verschiedener geometrischer Größen, z.B. exakte Länge der Streben, exakte Position eines Rotationsgelenkes etc. sind notwendig, da der rechentechnische Aufwand dramatisch ansteigen würde und die Maschinensteuerung Zwischenbahnpunkte nicht mehr in ausreichender Geschwindigkeit berechnen und bereitstellen könnte [87], um die geforderte Bahngenauigkeit bei hoher Geschwindigkeit und Beschleunigung zu gewährleisten. Im Zuge der Fertigung und der Montage der Maschinenteile werden zwangsläufig Abweichungen von der idealen Struktur auftreten, die Unschärfen im Betrag der Transformationsparameter darstellen. An der fertig montierten Maschine können diese Parameter aufgrund unzureichender Zugänglichkeit bzw. der beschränkten Messmittel großteils nicht mehr exakt bestimmt werden. Wie Bleicher beschreibt,

können die einzelnen Parameterabweichungen aufgrund des anisotropen, nichtlinearen Verhaltens von Parallelkinematiken sowohl verstärkend, als auch ausgleichend auf Fehler in der Positioniergenauigkeit wirken, wodurch die auftretenden Fehler betragsmäßig groß werden können [4].

Um die Genauigkeit von parallelkinematischen Strukturen zu erhöhen, wird bei der Inbetriebnahme im Allgemeinen eine Kalibrierung durchgeführt. Im Zuge der Ermittlung der Positionsabweichungen können die Modellparameter angepasst und somit die Positioniergenauigkeit erhöht werden. Die Vorgehensweise dazu soll im Kapitel 6 dargelegt werden.

5.2.2 Dynamische Fehlergrößen

Wird eine parallelkinematische Bearbeitungsmaschine bei höheren Bearbeitungsgeschwindigkeiten eingesetzt, kommen neben den statischen Fehlergrößen immer stärker die dynamischen Fehlergrößen ins Spiel. Nach [87] können folgende Ursachen als wesentliche Störgrößen bei einer hohen Bearbeitungsgenauigkeit angegeben werden:

- natürliche Vibrationen
- Fehler in den Antrieben
- elastische Deformation der Maschinenstruktur

5.2.2.1 Natürliche Vibrationen

Die Art und Stärke der Vibrationen wird wesentlich durch die eingeprägte Struktursteifigkeit der Maschine vorgegeben. Die Dynamik der Maschine wird daher wesentlich von den kleinsten Eigenfrequenzen der Maschinenbauteile bzw. der Struktur begrenzt. Bis zum jetzigen Zeitpunkt ist es kaum möglich, natürliche Schwingungen steuerungstechnisch positiv zu beeinflussen. Unterschiedliche Ansätze z.B. mit piezoelektrischen Aktuatoren oder dämpfenden Materialien werden in der Literatur dargestellt [89, 90, 91, 92].

5.2.2.2 Fehler in den Antrieben

Insbesondere in der Hochgeschwindigkeitsbearbeitung wird von den Antrieben eine hohe Dynamik gefordert. Die Antriebe müssen bei hohen Belastungen eine sehr exakte Positionierung gestatten. Durch das positionsabhängige Kraftübertragungsverhältnis und damit wechselnden Betriebsbedingungen der Antriebe, sowie deren gegenseitige Beeinflussung, können unter ungünstigen Umständen Oszillationen auftreten [93].

Als typische Antriebsfehler können Umkehrspiel, geschwindigkeitsproportionale Bahnfehler in Abhängigkeit von Steuerungsparametern und Abweichungen als Folge äußerer Störkräfte genannt werden [87]. Einfluss kann auf diese Fehler zumeist durch eine weitere Optimierung des Regelkreises der Antriebssysteme genommen werden. Als Veranschaulichung, wie mit einer Optimierung der Steuerungsparameter die Qualität der bearbeiteten Fläche positiv beeinflusst werden kann, sei auf Abbildung 77 hingewiesen.



Abbildung 77: Einfluss der Steuerungsparameter auf die Güte der Oberfläche am Beispiel der Parallelkinematik Linapod [87]

Durch Optimierung der Antriebsparameter konnte an der unteren Bearbeitungsfläche eine qualitativ hochwertigere Oberfläche hergestellt werden.

5.2.2.3 Elastische Deformation der Maschinenstruktur

Neben der elastischen Deformation aufgrund der Eigengewichtsbelastung kommt es wegen der dynamischen Kräfte zu einer weiteren Deformation. Wie bei den natürlichen Vibrationen ist hier die bereits in der Entwurfsphase der Maschinenstruktur eingeprägte Maschinensteifigkeit von wesentlicher Bedeutung, welche in späterer Folge kaum mehr beeinflusst werden kann.

$$k = \frac{F}{\Delta l}$$

Gleichung 51

k Steifigkeit in [N/mm]

F Kraft in [N]

Δl Deformation in [mm]

Durch den Zusammenhang von dynamischer Kraft und Struktursteifigkeit ist somit auch das dynamische Verhalten bzw. die dynamische Grenze der Struktur festgelegt.

6 Kalibrierung von Werkzeugmaschinen

Wesentlicher Aspekt zur Steigerung der Systemgenauigkeit ist die Erfassung der tatsächlichen Fehler. Um ein systematisches Vorgehen zu gewährleisten, wurden verschiedene Normen veröffentlicht. Zu den bekanntesten Normen zählen die ISO 230-2 und die VDI/DGQ 3441. Im Folgenden sollen die Inhalte der Normen kurz skizziert und dazu genutzt werden, geeignete Kalibrierstrategien anzuwenden. In der Literatur werden verschiedene Fehlermodelle unterschieden, welche ebenfalls dargestellt werden.

Zur tatsächlichen Fehlerbestimmung existieren verschiedene am Markt erhältliche oder in Forschungseinrichtungen entwickelte Messsysteme, deren Eigenschaften hier beschrieben und gegenübergestellt werden sollen.

6.1 Normen und Richtlinien

Im Normenstandard ISO 230 sind Messmethoden zur Bestimmung von statischen und dynamischen Eigenschaften von Werkzeugmaschinen beschrieben (vgl. Abbildung 73). Die statischen Tests werden hinsichtlich Definition und Durchführung durch die ISO 230-1 [80] und ISO 230-2 [94] abgedeckt. Diese Teilnormen decken dabei die Vermessung von einzelnen Achsen ab. ISO 230-6[95] erweitert mittels Diagonaltest die Anzahl der simultan prüfbarer Achsen auf bis zu drei. Dynamische Untersuchungen werden in der Norm ISO 230-4 [96] abgedeckt, wobei der Kreisformtest als Prüfmethode eingesetzt wird. Ähnlich der ISO 230 existiert die weit verbreitete Richtlinie VDI/DGQ 3441 [82], wobei die Grundlagen der statischen Prüfung der Arbeits- und Positioniergenauigkeit im Mittelpunkt steht. Die Normen VDI/DGQ 3442 [97], VDI/DGQ 3443 [98] und VDI/DGQ 3444 [99] präzisieren den Bedarf bzw. die Durchführung der Prüfung auf bestimmte Maschinentypen, wie Drehmaschinen, Fräsmaschinen und Koordinatenbohrmaschinen sowie Bearbeitungszentren.

6.1.1 Begriffsdefinitionen nach ISO 230-2

Die Norm ISO 230-2 gibt die Begriffe, welche für die Messwerte relevant sind, wieder. Diese sollen hier in geraffter Form dargelegt werden:

Positionsabweichung x_{ij} :

Stellt die tatsächlich vom Ziel erreichte Position minus die Zielposition dar.

$$x_{ij} = P_{ij} - P_i \qquad \text{Gleichung 52}$$

Die Positionsabweichung kann einseitig oder zweiseitig angegeben werden und bezieht sich auf eine Messreihe, bei der das Anfahren an die Zielposition entweder immer von der gleichen Richtung bzw. von beiden Seiten entlang der zu vermessenden Achse erfolgt.

Gekennzeichnet werden die Messwerte mit nach oben bzw. nach unten gerichteten Pfeilen, wobei ein nach oben gerichteter Pfeil einem Anfahren in positiver Fahrerrichtung entspricht.

Man unterscheidet gemittelte einseitige bzw. zweiseitige *Positionsabweichungen* an einer Position:

$$\overline{x_i} \uparrow = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n x_{ij} \uparrow \qquad \text{Gleichung 53}$$

$$\overline{x_i} \downarrow = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n x_{ij} \downarrow \qquad \text{Gleichung 54}$$

bzw. für zweiseitiges Anfahren:

$$\overline{x_i} = \frac{\overline{x_i} \uparrow + \overline{x_i} \downarrow}{2} \qquad \text{Gleichung 55}$$

Für die *Umkehrspanne* wird zwischen der Umkehrspanne an einer Position B_i , der Umkehrspanne einer Achse B und der gemittelten Umkehrspanne \bar{B} unterschieden.

$$B_i = \bar{x}_i \uparrow - \bar{x}_i \downarrow \quad \text{Gleichung 56}$$

$$B = \max.[|B_i|] \quad \text{Gleichung 57}$$

$$\bar{B} = \frac{1}{m} \sum_{i=1}^m B_i \quad \text{Gleichung 58}$$

Für die Bestimmung der Positionierungsunsicherheit wird der *Schätzwert der einseitigen Standardunsicherheit der Positionierung an einer Position*, $s_i \uparrow$ und $s_i \downarrow$ errechnet.

$$s_i \uparrow = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{j=1}^n (x_{ij} \uparrow - \bar{x}_i \uparrow)^2} \quad \text{Gleichung 59}$$

$$s_i \downarrow = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{j=1}^n (x_{ij} \downarrow - \bar{x}_i \downarrow)^2} \quad \text{Gleichung 60}$$

Die *einseitige* bzw. *zweiseitige Positionierungsunsicherheit einer Achse* errechnet sich damit aus:

$$A \uparrow = \max[\bar{x}_i \uparrow + 2s_i \uparrow] - \min[\bar{x}_i \uparrow - 2s_i \uparrow] \quad \text{Gleichung 61}$$

$$A \downarrow = \max[\bar{x}_i \downarrow + 2s_i \downarrow] - \min[\bar{x}_i \downarrow - 2s_i \downarrow] \quad \text{Gleichung 62}$$

$$A = \max[\bar{x}_i \uparrow + 2s_i \uparrow; \bar{x}_i \downarrow + 2s_i \downarrow] - \min[\bar{x}_i \uparrow - 2s_i \uparrow; \bar{x}_i \downarrow - 2s_i \downarrow] \quad \text{Gleichung 63}$$

Als Grundlage für eine Maschinenabnahme sollten lt. Normempfehlung neben den oben angegebenen Parametern auch die *ein- bzw. zweiseitige Wiederholpräzision der Positionierung R* einer Achse, sowie die *ein- bzw. zweiseitige systematische*

Positionsabweichung einer Achse E und die *gemittelte zweiseitige Positionsabweichung M* einer Achse angegeben werden.

Zur Bestimmung der *einseitigen Wiederholpräzision der Positionierung an einer Position*, $R_i \uparrow$ und $R_i \downarrow$ wird die Standardunsicherheit mit dem Erweiterungsfaktor 2 zur erweiterten Unsicherheit kombiniert:

$$R_i \uparrow = 4s_i \uparrow \quad \text{Gleichung 64}$$

$$R_i \downarrow = 4s_i \downarrow \quad \text{Gleichung 65}$$

Für die *zweiseitige Wiederholpräzision der Positionierung an einer Position* R_i ergibt sich:

$$R_i = \max[2s_i \uparrow + 2s_i \downarrow + |B_i|; R_i \uparrow; R_i \downarrow] \quad \text{Gleichung 66}$$

Auf Basis der Wiederholpräzision der Positionierung an einer Position kann die einseitige bzw. zweiseitige *Wiederholpräzision der Achse* bestimmt werden.

$$R \uparrow = \max[R_i \uparrow] \quad \text{Gleichung 67}$$

$$R \downarrow = \max[R_i \downarrow] \quad \text{Gleichung 68}$$

$$R = \max[R_i] \quad \text{Gleichung 69}$$

Die *einseitige systematische Positionsabweichung einer Achse*, bezeichnet mit $E \uparrow$ oder $E \downarrow$, wird als Differenz zwischen dem algebraischen Größt- und Kleinstwert der gemittelten einseitigen Positionsabweichungen für eine Annäherungsrichtung $\bar{x}_i \uparrow$ oder $\bar{x}_i \downarrow$ an beliebiger Position P_i entlang der zu messenden Achse definiert:

$$E \uparrow = \max[\bar{x}_i \uparrow] - \min[\bar{x}_i \downarrow] \quad \text{Gleichung 70}$$

$$E \downarrow = \max[\bar{x}_i \downarrow] - \min[\bar{x}_i \downarrow] \quad \text{Gleichung 71}$$

Ähnlich kann für die *zweiseitige systematische Positionsabweichung einer Achse E* geschrieben werden:

$$E = \max[\bar{x}_i \uparrow, \bar{x}_i \downarrow] - \min[\bar{x}_i \uparrow, \bar{x}_i \downarrow] \quad \text{Gleichung 72}$$

Die *gemittelte zweiseitige Positionsabweichung einer Achse M* errechnet sich ähnlich aus:

$$M = \max[\bar{x}_i] - \min[\bar{x}_i] \quad \text{Gleichung 73}$$

Für die Durchführung der Messungen sind mindestens 5 Zielpositionen pro Meter vorgeschrieben, die Mindestanzahl aller Messpunkte darf die Zahl fünf ebenfalls nicht unterschreiten. Des Weiteren muss jede Zielposition aus jeder Richtung fünfmal angefahren werden.

Neben den zuvor angegebenen Parameteren, werden für lineare Achsen bis 2000mm Länge auch die *Abweichungsgrenzen* $\bar{x}_i \uparrow + 2s_i \uparrow$ und $\bar{x}_i \uparrow - 2s_i \uparrow$ sowie $\bar{x}_i \downarrow + 2s_i \downarrow$ und $\bar{x}_i \downarrow - 2s_i \downarrow$ berechnet.

Nachfolgend sind aus der Norm beispielhafte Messdiagramme entnommen. Abbildung 78 beschreibt das Messergebnis samt seinen Parametern bei einseitiger Messung und positivem Anfahren der Zielposition.

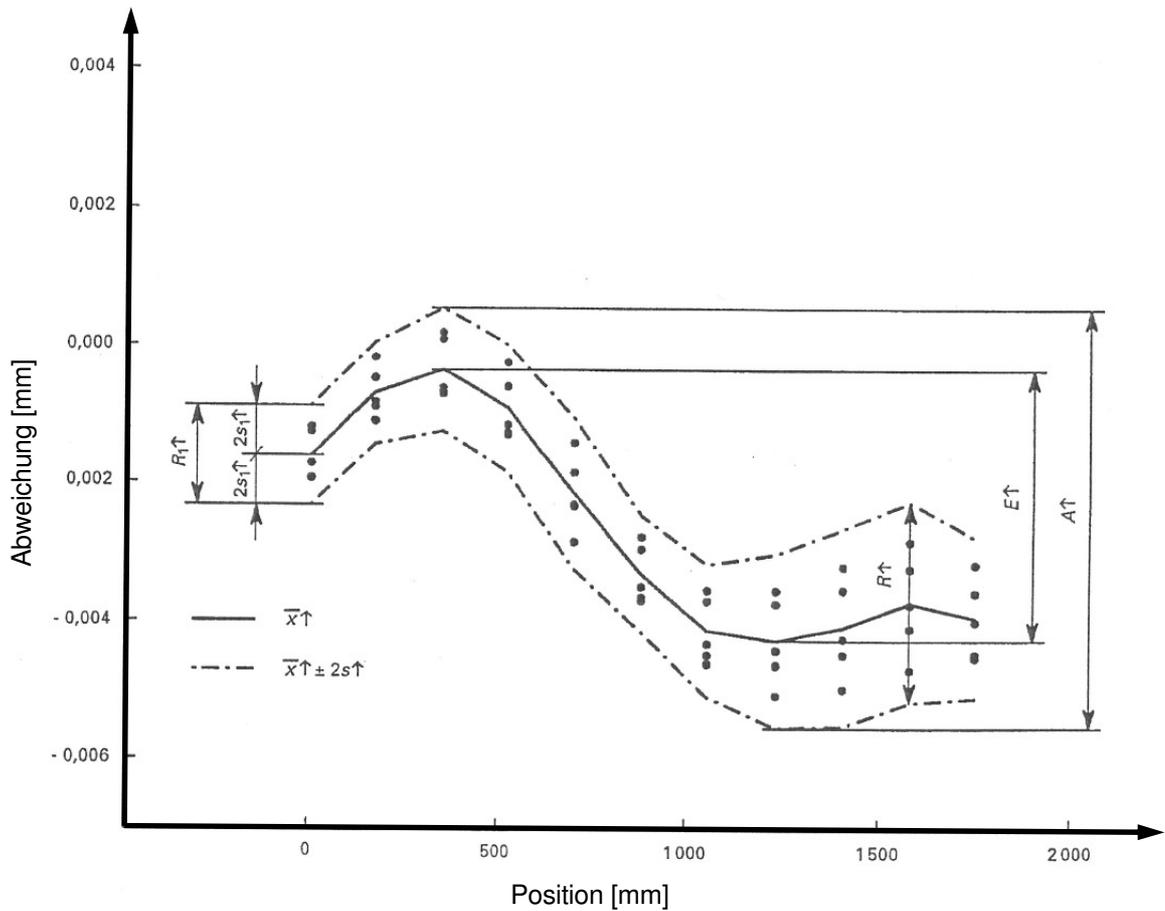


Abbildung 78: Einseitige Positionierungsunsicherheit und Wiederholpräzision der Positionierung [94]

Abbildung 79 soll die Parameter einer Messreihe mit zweiseitigem Anfahren der Zielpositionen veranschaulichen. Für eine höhere Aussagekraft bezüglich der Genauigkeit einer Werkzeugmaschine sollte im Rahmen von Vermessungstätigkeiten die Methode mit zweiseitigem Anfahren bevorzugt werden, da die zweiseitige Positionierungsunsicherheit A einer Achse im Allgemeinen doch deutlich höher ausfällt als die einseitige.

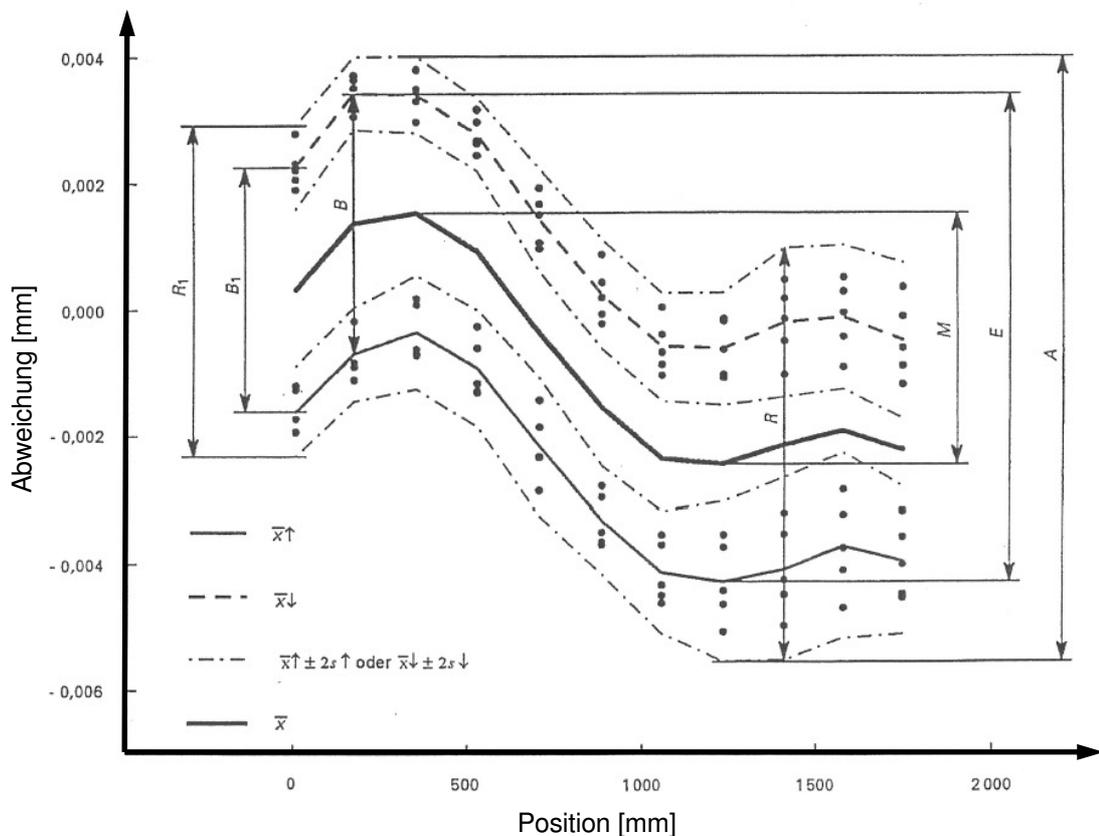


Abbildung 79: Zweiseitige Positionierungsunsicherheit und Wiederholpräzision der Positionierung [94]

Die Norm ISO 230-2 hat international eine weite Verbreitung gefunden. Da in Deutschland zahlreiche Anbieter von Werkzeugmaschinen zu finden sind, hat sich parallel eine weitere Norm etabliert. Diese soll nachfolgend umrissen werden.

6.1.2 Begriffsdefinitionen nach VDI/DGQ 3441

Auch diese Richtlinie widmet sich der statischen Prüfung sowohl von Arbeitsgenauigkeit als auch Positionsgenauigkeit von Werkzeugmaschinen. Dazu definiert diese Richtlinie drei wesentliche Begriffe, was sich darauf begründet, dass die Messgenauigkeit direkt durch das Maß der Messunsicherheit ausgedrückt wird:

- Fertigungsunsicherheit als Maß für die Fertigungsgenauigkeit
- Arbeitsunsicherheit als Maß für die Arbeitsgenauigkeit

- Positionsunsicherheit als Maß für die Positionsgenauigkeit

Die Fertigungsunsicherheit ist als Maß für die Genauigkeit definiert, mit der ein Werkstück auf einer vorgegebenen Maschine, bei einem definierten Betriebszustand, hergestellt werden kann. Darunter sind somit maschinenbedingte als auch nichtmaschinenbedingte Abweichungen subsummiert, wie Abbildung 80 veranschaulicht.

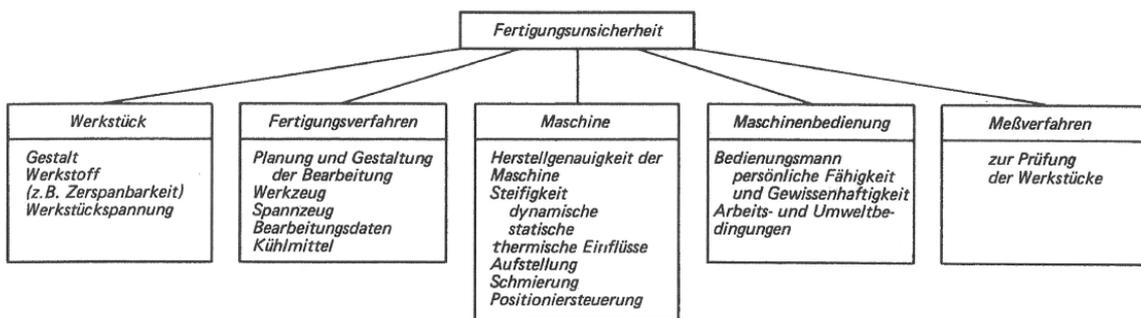


Abbildung 80: Einflussgrößen auf die Fertigungsungenaugkeit eines Werkstückes [82]

Die Beurteilung einer Maschine erfolgt jedoch allein aufgrund von maschinenbedingten Abweichungen, welche aus der Vielzahl an Einflussgrößen extrahiert werden müssen. Die maschinenbedingten Abweichungen, welche bei der Herstellung von Teilen auf einer Werkzeugmaschine entstehen, werden unter dem Titel Arbeitsunsicherheit zusammengefasst und setzen sich aus systematischen und zufälligen Anteilen zusammen (siehe Abbildung 81)

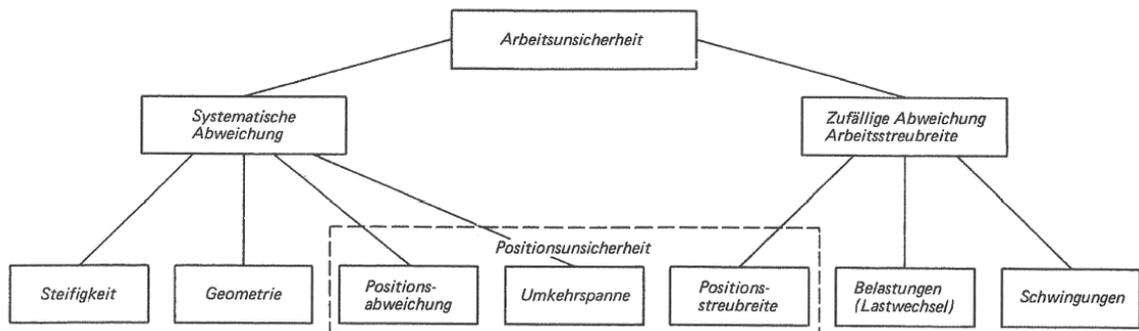


Abbildung 81: Arbeitsunsicherheit der Maschine und deren Einflussgrößen [82]

Bei Werkzeugmaschinen mit Positioniereinrichtung, insbesondere NC-gesteuerten Maschinen, wird die Positionierunsicherheit definiert, welche angibt, mit welcher Genauigkeit eine beliebig vorgewählte Position im Arbeitsraum einer Werkzeugmaschinenachse erreicht werden kann.

Bei der direkten Messung an der Maschine werden in der Richtlinie folgende Kenngrößen festgelegt:

- Positionstoleranz
- Positionsunsicherheit
- Positionsabweichung
- Umkehrspanne
- Positionsstreuung

Diese Kenngrößen werden für jede Achse bei nicht belasteter Maschine getrennt ermittelt. Hier wird deutlich, dass die Normen und Richtlinien den Fokus sehr stark auf den seriellen Aufbau von Werkzeugmaschinen haben.

Positionstoleranz T_P

Unter Positionstoleranz wird die zulässige Gesamtabweichung im Arbeitsbereich einer Maschinenachse verstanden. Die einzelnen Positionstoleranzen, welche von den einzelnen Achsen ermittelt wurden, müssen kleiner oder zumindest gleich der vom Hersteller angegebenen Positionstoleranz der gesamten Anlage sein.

Positionsunsicherheit P

Diese entspricht der ermittelten Gesamtabweichung der zu prüfenden Achse unter Berücksichtigung der Kennwerte der Einzelpositionen, welche Positionsabweichung, Umkehrspanne und Positionsstreuung sind. Aus Abbildung 81 ist ableitbar, dass hierunter sowohl systematische Fehler als auch stochastische Fehler zusammengefasst sind.

$$P = \max[\bar{x}_j + \frac{1}{2}(U_j + P_{sj})] - \min[\bar{x}_j - \frac{1}{2}(U_j + P_{sj})] \quad \text{Gleichung 74}$$

Positionsabweichung P_a

Unter Positionsabweichung P_a ist als systematische Abweichung die maximale Differenz der Mittelwerte aller Messpositionen definiert.

$$P_a = \left| \max[\bar{x}_j] - \min[\bar{x}_j] \right| \quad \text{Gleichung 75}$$

Umkehrspanne U

Die Umkehrspanne U stellt ebenfalls eine systematische Kenngröße dar, die sich aus den Mittelwerten der Messwerte beider Anfahrrichtungen für jede Position der Prüfachse errechnet.

$$U_j = |\bar{x}_j \downarrow - \bar{x}_j \uparrow| \quad \text{Gleichung 76}$$

Die mittlere Umkehrspanne \bar{U} stellt den arithmetischen Mittelwert aller Umkehrspannen aller Messpositionen dar.

$$\bar{U} = \frac{1}{m} \sum_{j=1}^m U_j \quad \text{Gleichung 77}$$

Positionsstreuung P_s

Die Positionsstreuung P_s beschreibt alle für die gewählte Achse auftretenden zufälligen Abweichungen in jeder Position. Die Größe wird mit Hilfe einer festgelegten statistischen Aussagewahrscheinlichkeit angegeben.

$$P_{s_j} = 6\bar{s}_j \quad \text{Gleichung 78}$$

mit

$$\bar{s}_j = \frac{s_j \uparrow + s_j \downarrow}{2} \quad \text{Gleichung 79}$$

und

$$s_j \uparrow = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_{ij} \uparrow - \bar{x}_j \uparrow)^2} \quad \text{Gleichung 80}$$

$$s_j \downarrow = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_{ij} \downarrow - \bar{x}_j \downarrow)^2} \quad \text{Gleichung 81}$$

Die mittlere Positionsstreuung \bar{P}_s stellt auch hier den arithmetischen Mittelwert der Streubreiten aller Messpositionen der Prüfachse dar.

$$\bar{P}_s = \frac{1}{m} \sum_{j=1}^m P_{s_j} \quad \text{Gleichung 82}$$

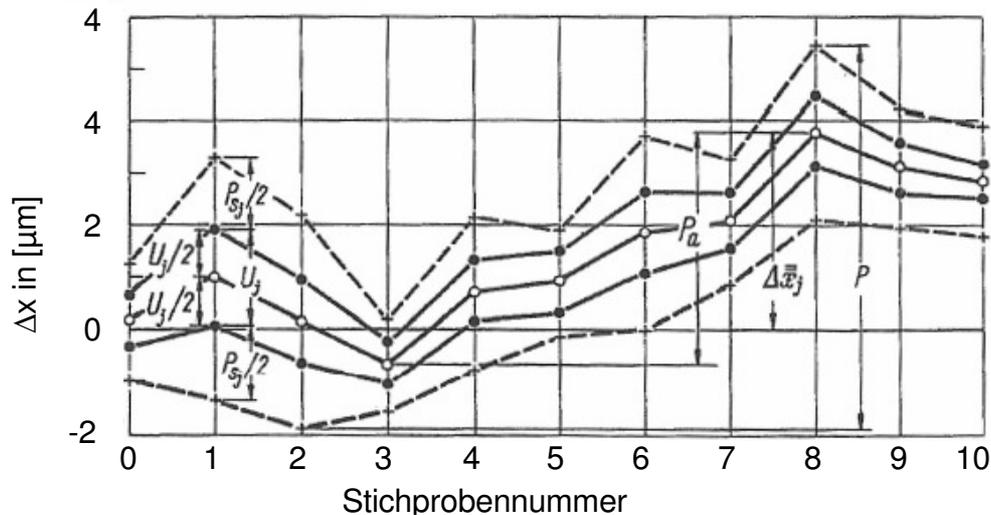


Abbildung 82: Kenngrößen nach VDI/DGQ 3441 [82]

Für eine ausreichende statistische Genauigkeit sind mindestens 10 Einzelmesswerte notwendig, wobei dies auch fünf Einzelmesswerte mit positiver und negativer Anfahrriichtung sein können. Zur Beurteilung der Positionsgenauigkeit sollten lt. VDI/DGQ 3441 folgende Kennwerte angegeben werden:

- Positionsabweichung P_a
- max. Positionsstreubreite P_{smax}
- mittlere Positionsstreubreite \bar{P}_s
- max. Umkehrspanne U_{max}
- mittlere Umkehrspanne \bar{U}

Die Kennwerte der Richtlinie VDI/DGQ 3441 korrelieren mit jenen der ISO 230. Die Spannweite R_j findet in der systematischen Positionsabweichung E eine Entsprechung. Selbiges gilt für die Positionsstreubreite P_s und der Wiederholpräzision der Positionierung R , sowie für die Positionsabweichung P_a und der gemittelten zweiseitigen Positionsabweichung M .

6.2 Kalibrierstrategien

Kalibrieren definiert sich nach Ernst [100] als die Messabweichungen einer Maschine oder eines Messsystems mithilfe eines Normals zu ermitteln und in einem Protokoll zu dokumentieren. Die geometrischen Fehler sind im Allgemeinen durch ein mathematisches Modell beschreibbar, da es sich um systematische, reproduzierbare Fehler handelt. Die mathematische Beschreibbarkeit erlaubt eine Anpassung des kinematischen Modells in der Maschinensteuerung, indem die Koordinatentransformation an die realen Maschinenabmessungen angepasst wird. Ähnlich wie bei den geometrischen Abweichungen kann eine ähnliche Vorgangsweise zur Beschreibung der Auswirkung der Verlagerung der Endeffektorposition aufgrund der Gewichtskraft gewählt werden. In der Maschinensteuerung können folgende statische Fehlergrößen durch Kompensation berücksichtigt werden:

- Fehler in den Positionsmesssystemen
- thermische Fehler
- Gewichtskrafteinflüsse
- geometrische Fehler

Fehler in den Positionsmesssystemen können verschiedene Ursachen aufweisen, beispielhaft seien hier Fehler in der Maßverkörperung, Montagefehler oder Fehler in der Signalabtastung angeführt. Wie in [100] beschrieben, können diese Fehlereinflüsse nachträglich messtechnisch erfasst und steuerungstechnisch kompensiert werden. Auch die Fehler durch Gewichtskraft- und thermische Einflüsse können, wie in Kapitel 5.2.1 ansatzweise dargelegt, in der Maschinensteuerung berücksichtigt werden.

Der Fehlereinfluss durch geometrische Fehler kann durch Erfassen der realen Geometrieparameter, der Kalibrierung der Kinematik, minimiert werden. Dem

Kalibrieren kommt daher eine besondere Bedeutung zu und stellt eine wichtige Maßnahme dar, die Systemgenauigkeit signifikant zu steigern.

6.2.1 Nichtparametrische Kalibrierung oder Kompensation

Ein wesentliches Merkmal der nichtparametrischen Kalibrierung stellt die Unabhängigkeit von der mathematischen Modellbeschreibung der kinematischen Verhältnisse dar. In festgesetzten Punkten im Arbeitsraum werden Istpositionen bestimmt und den Sollpositionen gegenüber gestellt. Bei den festgesetzten Punkten im Arbeitsraum kommt in der Literatur auch häufig der Terminus Stützstellen zur Anwendung. Aus den Abweichungen zwischen Soll- und Istposition werden Korrekturwerte ermittelt, die in Korrektur- oder Kompensationstabellen Eingang finden. Welche in die Maschinensteuerungen hinterlegt werden und der eigentlichen Verfahrensbewegung überlagert werden. Korrekturwerte für Positionen zwischen den Stützstellen werden durch Interpolationsalgorithmen in der Steuerung ermittelt. Die Korrekturwerte gelten selbstverständlich nur für die vermessene Maschinenkonfiguration. Sollten sich Randbedingungen, wie zum Beispiel durch Kollision verursacht, ändern, muss die Maschine neuerlich vermessen und eine neue Korrekturtabelle erstellt werden. Jeder Freiheitsgrad der Maschine bedingt eine eigene dreidimensionale Matrix, woraus folgt, dass der Aufwand mit steigender Anzahl der Freiheitsgrade steigt [4]. Die nichtparametrische Kalibrierung ist nicht auf parallelkinematische Systeme beschränkt und wird daher von vielen Steuerungsherstellern serienmäßig unterstützt. Maschinenhersteller nutzen diese Funktionalität jedoch zumeist nur in geringem Maße.

6.2.2 Parametrische Kalibrierung oder Identifikation

Im Gegensatz zur nichtparametrischen Kalibrierung, welche unabhängig vom kinematischen Modell des Systems einsetzbar ist, steht die parametrische Kalibrierung. Durch Messung von Positions-Istdaten kann auf die reale Maschinengeometrie rückgeschlossen werden. Die geometrischen Parameter, welche in der Maschinensteuerung hinterlegt sind und die Transformationen beschreiben, entsprechen im Allgemeinen nicht den realen Verhältnissen. Die

Gegenüberstellung der Istposition und der aktuellen Maschinenparametrierung gestattet die Erstellung einer Fehlergleichung. Durch Minimierung dieser Funktion können optimierte Maschinenparameter ermittelt werden, die die realen Verhältnisse besser repräsentieren [101]. Die Implementation der optimierten Maschinenparameter in die Steuerung stellt den eigentlichen Kalibriervorgang dar.

Wesentlicher Aspekt der Identifikation ist, dass ein direkter Zusammenhang zwischen Fehlerursache und Fehlerwirkung hergestellt wird. Das erlaubt eine direkte Beurteilung der Sensitivität einzelner Fehler bezüglich der Positionsbeeinflussung. Mittels einer Fehlersensitivitätsanalyse können die einzelnen Fehler hinsichtlich des Einflusses quantifiziert und schließlich soweit reduziert werden, dass Fehler mit geringem Einfluss eliminiert werden können. Eine Reduktion des Modelles ist dahingehend wichtig, da aufwendige Modelle die eine hohe Anzahl an Fehlern berücksichtigen im Allgemeinen eine Identifikation der Modellparameter nur schwer zulassen.

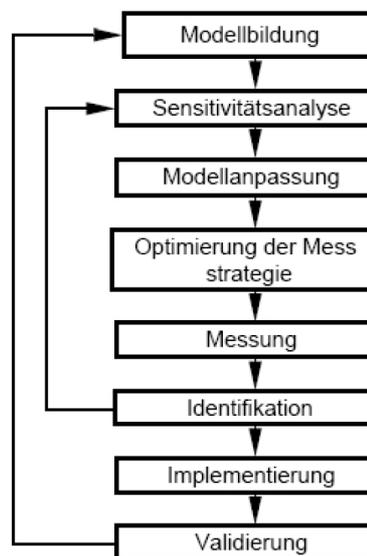


Abbildung 83: Ablauf der parametrischen Kalibrierung [4]

Sollten jedoch wesentliche Einflussgrößen im Modell unberücksichtigt bleiben, ist eine zufriedenstellende Kompensation aufgrund einer unzureichenden Abbildung

der kinematischen Zusammenhänge nicht möglich [82]. Abbildung 83 zeigt schematisch den Ablauf im Zuge einer parametrischen Kalibrierung.

6.2.3 Selbstkalibrierung

Als dritte Variante soll hier die Selbstkalibrierung dargestellt werden. Streng genommen handelt es sich hier um eine Variante der parametrischen Kalibrierung, wobei der Ablauf zur Identifikation jedoch in der Maschine selbst stattfindet.

Voraussetzung für die Selbstkalibrierung ist der Einsatz von einem oder mehreren redundanten Messsystemen. Als Beispiel seien hier das Vermessen passiver Gelenke in der Maschinenstruktur, die Messwertgeber redundanter Antriebe in hochgradig parallelen oder hybriden Strukturen oder die Nutzung redundanter kinematischer Ketten als Messwertgeber, wenn diese zum Sperren von Freiheitsgraden genutzt werden, angeführt [vgl. 4].

Es sei jedoch darauf hingewiesen, dass nach Petrovic [79] der Einsatz redundanter Messsysteme einige Nachteile mit sich bringt, welche nachfolgend angeführt werden sollen:

- Reduktion der Messgenauigkeit durch ungünstige Messauflösung
- Probleme bei der Implementierung der Messgeber in das mechanische Design
- Reduktion der Dynamik des Systems durch zusätzliche bewegte Massen
- signifikante Erhöhung der Systemkosten

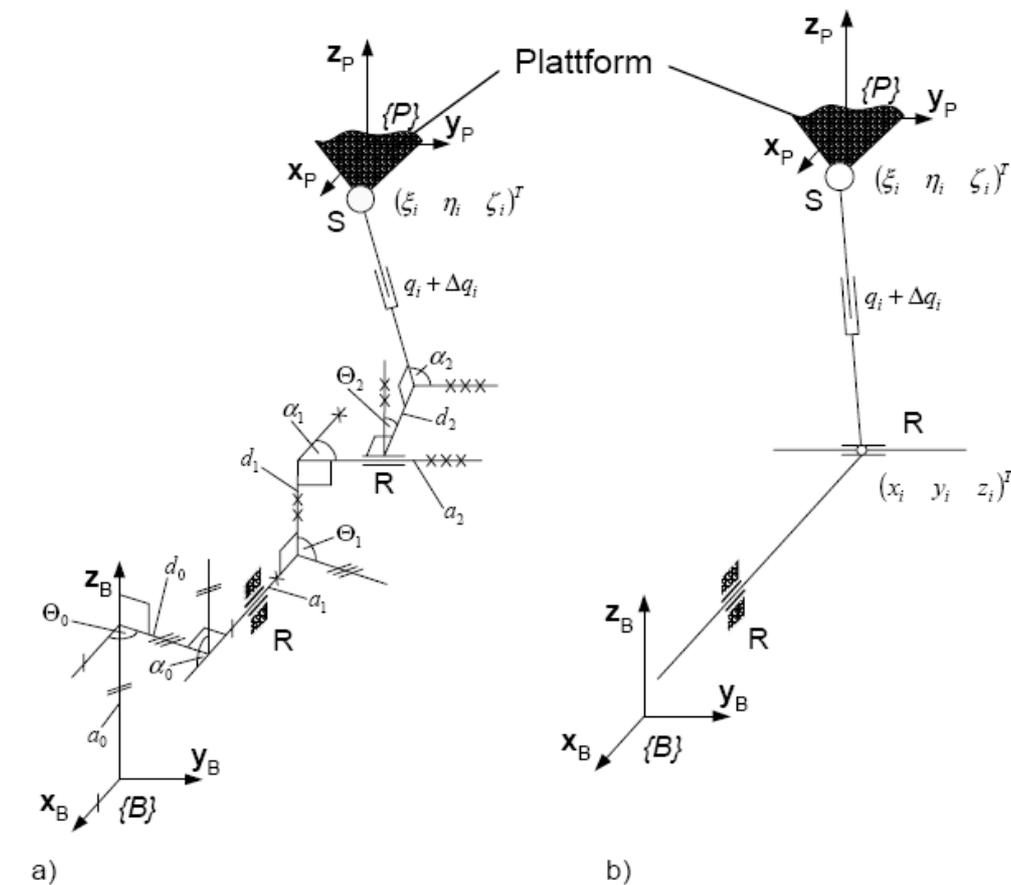
Da insbesondere hohe Systemkosten im Allgemeinen von den Herstellern vermieden werden, ist diese Variante für einen wirtschaftlichen Einsatz individuell zu prüfen.

6.3 Fehlermodelle

Für die Bildung eines Fehlermodells ist eine genaue Kenntnis der geometrischen Daten der einzelnen kinematischen Ketten unumgänglich. Die Erfassung dieser geometrischen Daten ist messtechnisch jedoch nicht immer auf direktem Wege möglich, weshalb diese Größen indirekt bestimmt werden müssen. Mögliche Abweichungen seien nachfolgend angeführt:

- Position und Orientierung der Führungsachsen bei Systemen mit längenunveränderlichen Streben
- Position der Gelenke am Grundgestell und auf der beweglichen Plattform
- Gelenkfehler aus windschiefen Drehachsen in den Gelenken des Rastsystems und des Gangsystems
- Stablängen
- Fehler in freiheitsgradreduzierenden kinematischen Elementen, wie z.B. Zentralsäulen, Koppeln oder Scheren
- seriell angeordnete kinematische Elemente, wie Dreh- und Schwenkeinheiten

Die Anzahl der berücksichtigten geometrischen Fehler ist bestimmend für die Komplexität des resultierenden Fehlermodells. Ein vollständiges Fehlermodell beinhaltet daher sämtliche Fehler, die durch Fertigung oder Montage auftreten können [vgl. 102, 103]. Das vollständige Modell lässt sich mittels Sensitivitätsanalyse vereinfachen und reduzieren, sodass ein ideales Modell, welches nur mehr die für die Beschreibung notwendigen Parameter enthält, resultiert [104]. Nachfolgend sollen exemplarisch das vollständige und das reduzierte Modell einer kinematischen Kette einer hexapodischen Struktur mit längenveränderlicher Strebe gegenüber gestellt werden.



Modell	Berücksichtigte Toleranz	Parametervektor für Kalibrierung	Passive Gelenkkoordinaten
Vollständiges	Plattform, Basis, Streben und Gelenkachsen	$(a_0, \theta_0, d_0, \alpha_0, a_1, d_1, \alpha_1, a_2, d_2, \alpha_2, i, \Delta q, u, v, w)^T$	$(\theta_1, \theta_2)^T$
Reduziertes	Plattform und Basis	$(x_0, y_0, z_0, \Delta q, u, v, w)^T$ $a_1 = a_2 = 0, \alpha_0 = \alpha_1 = 90^\circ, d_1 = d_2 = 0$	-

Abbildung 84: a) vollständiges und b) reduziertes Modell einer längenveränderlichen Strebe [4, vgl. 104, 105, 106]

In dem in Abbildung 84 dargestellten Fall der längenveränderlichen Strebe konnte durch Reduktion die Anzahl der bestimmenden Parameter von 15 auf 7 verringert werden. Für die komplette hexapodische Struktur sind somit 42 Parameter zu identifizieren.

7 Systeme zum Kalibrieren von Werkzeugmaschinen

Aus den vorangegangenen Kapiteln ist ersichtlich, dass der geometrischen Messtechnik, also der Bestimmung von Position und Orientierung des Tool Center Points (TCP), eine große Bedeutung bei der Kalibrierung von Werkzeugmaschinen im Allgemeinen und von parallelkinematischen Werkzeugmaschinen im Speziellen zukommt. Die Tatsache, dass zur parametrischen Kalibrierung, im Gegensatz zur nichtparametrischen Kalibrierung, bereits ein Freiheitsgrad genügen kann, gestattet hier den flexibleren Einsatz verschiedener Messstrategien [107]. Die Qualität der Kalibrierung, das heißt, die nach dem Kalibrieren erreichbare Positioniergenauigkeit der Werkzeugmaschine, hängt in starkem Maß von der Genauigkeit der Messdaten ab. In der Messtechnik ist folgender Zusammenhang gebräuchlich [4]: um die im Werkzeugmaschinenwesen übliche Positioniergenauigkeit von $10\mu\text{m}$ zu gewährleisten, sind Messmittel mit einer Genauigkeit von $1\mu\text{m}$ bei einer Auflösung von $0,1\mu\text{m}$ geeignet. Damit wird die Forderung erfüllt, dass die Messung etwa eine Zehnerpotenz genauer erfolgen soll als das gewünschte Kalibrierungsergebnis [82]. Die Messsysteme können in zwei Kategorien eingeteilt werden: Messsysteme zur Bestimmung eines Freiheitsgrades und Messsysteme zur simultanen Bestimmung mehrerer Freiheitsgrade. Nachfolgend soll ein kompakter Überblick über am Markt befindliche Systeme dargelegt werden.

7.1 Eindimensionale Messsysteme

Unter dem Begriff der eindimensionalen Messsysteme können Drehgeber, Maßstäbe sowie Interferometer, die auf induktiven, magnetischen oder photoelektrischen Prinzipien beruhen, subsumiert werden.

7.1.1 Laserinterferometrie

Für die Vermessung von konventionellen Werkzeugmaschinen hat sich seit geraumer Zeit die Laserinterferometrie mit homodynen Michelson-Interferometer als Standard etabliert. Systeme nach dem homodynen Messprinzip arbeiten, im Gegensatz zu heterodynen, mit nur einer Frequenz des Lasers, wie die

nachstehenden Abbildungen zeigen. Ein heterodynes System erlaubt direkt eine Erkennung der Bewegungsrichtung aus der Differenzbildung der Messfrequenzen (in den Abbildungen als Beat Frequency bezeichnet), hat aber den Nachteil, dass die stabile Bereitstellung der beiden Frequenzen aufwendiger ist.

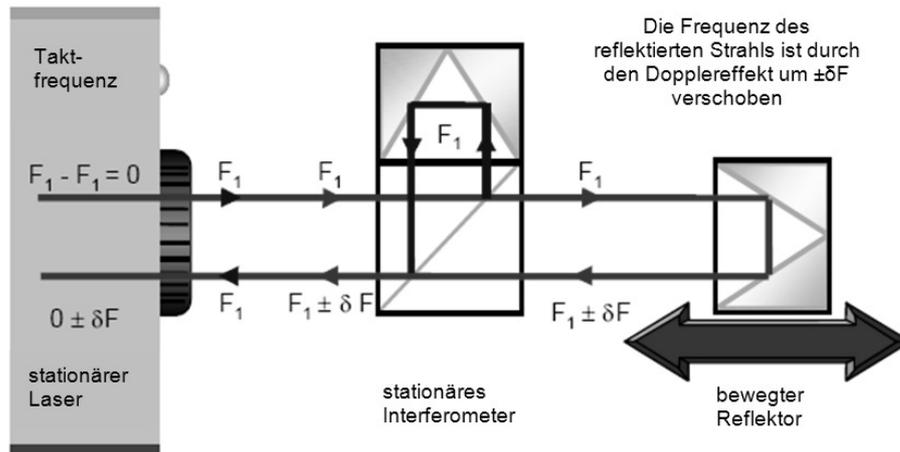


Abbildung 85: Homodynes Messprinzip [108]

Durch geeignete Elektronik bzw. Algorithmen lassen sich auch bei homodynen Systemen die Bewegungsrichtungen detektieren, was in [108] ausführlich beschrieben wird.

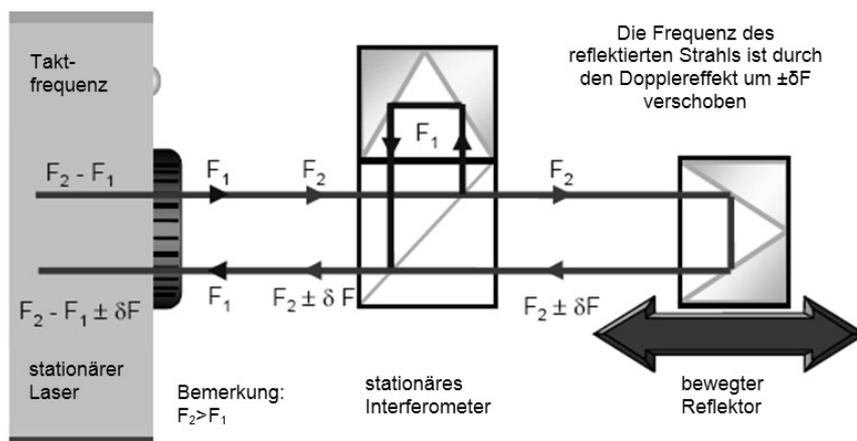


Abbildung 86: Heterodynes Messprinzip [108]

Mittels Lasermesstechnik wird die Rückführung der Maschinengenauigkeit auf die vorgegebenen Standards nach den geltenden Normen für die Qualitätszertifizierung von Produktions- und Messmaschinen nachgewiesen [100, vgl. Kapitel 6.1 Normen und Richtlinien]. Beim Laserinterferometer dient die Wellenlänge eines Helium-Neon-Lasers als Bezugsbasis. Die Wellenlänge beträgt im Vakuum $0,6329914\mu\text{m}$ und kann sehr exakt stabilisiert werden. Als problematisch erweist sich hierbei jedoch die Abhängigkeit der Wellenlänge von der chemischen Zusammensetzung der Luft sowie von deren Parametern Druck, Temperatur und Feuchtigkeit. Die Genauigkeit der Messung kann durch die Ermittlung und Kompensation sämtlicher relevanter Einflüsse (Umwelteinheit, -modul) sichergestellt werden. Laserinterferometer erreichen unter Messraumbedingungen eine Genauigkeit von $0,5\mu\text{m/m}$ bei einer Auflösung von 1nm [109] und können somit als eines der genauesten Messmittel für die Maschinenvermessung betrachtet werden. Laserinterferometer sind am Markt in zwei verschiedenen Varianten verfügbar:

- Laserinterferometer mit Retroreflektor

Hier wird der Laserstrahl nach Durchtritt durch das Interferometer (den Stahlteiler oder Beamsplitter) zu 50% zum Referenzreflektor und zu 50% zum bewegten Reflektor abgelenkt. Sowohl der Referenzreflektor, als auch der bewegte Reflektor, sind hier als Prismen ausgeführt, sodass der reflektierte Strahl einen alternativen, parallelen Rückweg zum Interferometer nimmt (vgl. Abbildung 87).

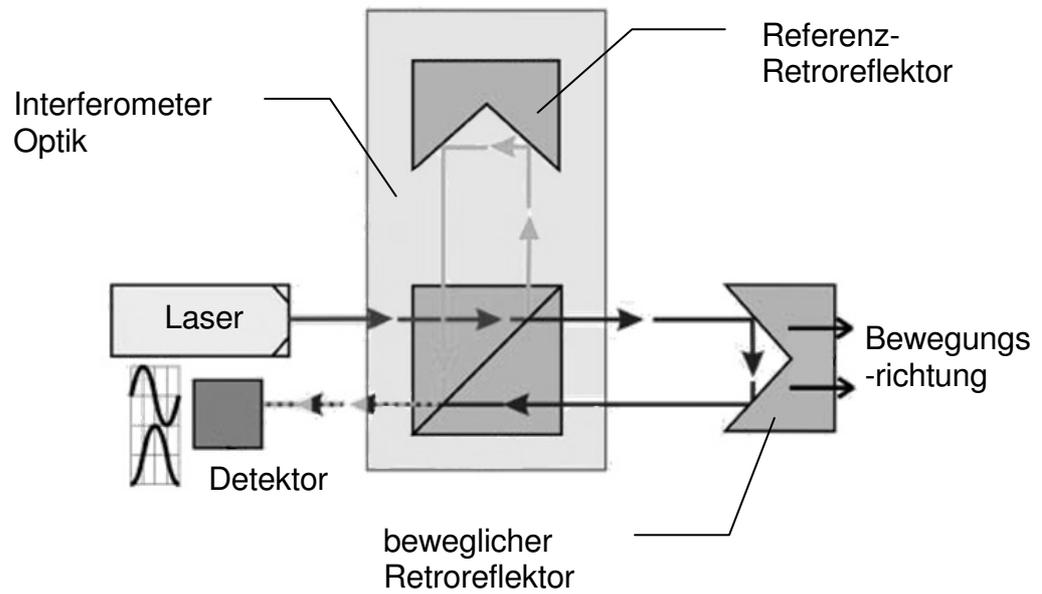


Abbildung 87: Retroreflektor-Prinzip [110]

In Abbildung 88 ist ein auf dem Markt etabliertes System, welches nach dem Retroreflektorprinzip arbeitet, dargestellt.



Abbildung 88: XL-80 Interferometer von Renishaw [111]

- Laserinterferometer mit Planspiegel

Beim Planspiegelinterferometer wird der ausgesendete Laserstrahl gleich wie beim Retroreflektorprinzip im Interferometer gesplittet. Der entscheidende Unterschied liegt in den beiden Reflektoren.

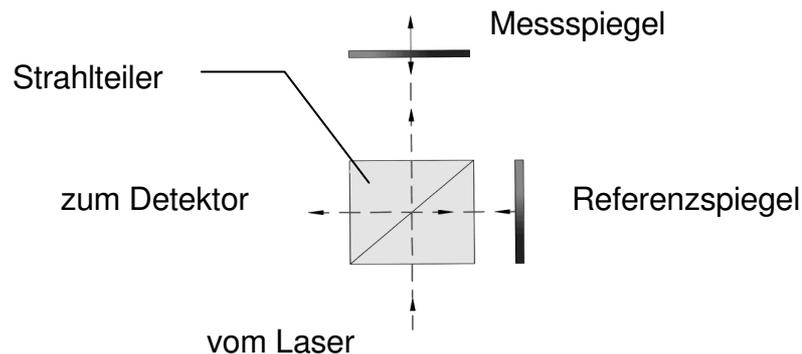


Abbildung 89: Planspiegel-Prinzip (klassisches Michelson Interferometer) [112]

Die Reflektoren sind, wie aus der Bezeichnung ableitbar, plane Flächen, welche als Planspiegel oder Vorderflächenspiegel bezeichnet werden. Der ausgesendete und der reflektierte Strahl durchlaufen daher denselben Weg (vgl. Abbildung 89).

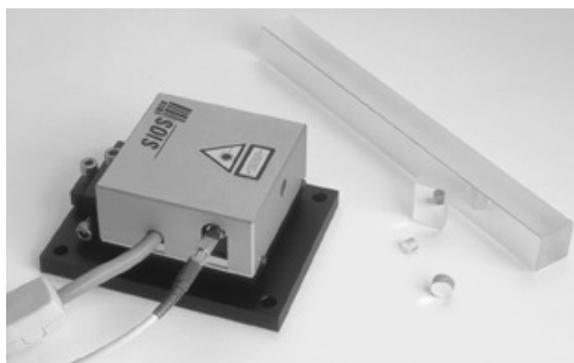


Abbildung 90: Planspiegelinterferometer SP 2000 von Sios [113]

Die Auswertung beider Systeme folgt jedoch demselben Prinzip der Überlagerung einer stationären Frequenz des Referenzstrahls mit einer phasenverschobenen

Frequenz des Messstrahls, welcher vom bewegten Reflektor zurückgesandt wird. Sind daher als homodyne Michelson-Interferometer zu klassifizieren. Aus der Änderung des Interferenzmusters (Abbildung 91) kann die Distanz ermittelt werden.

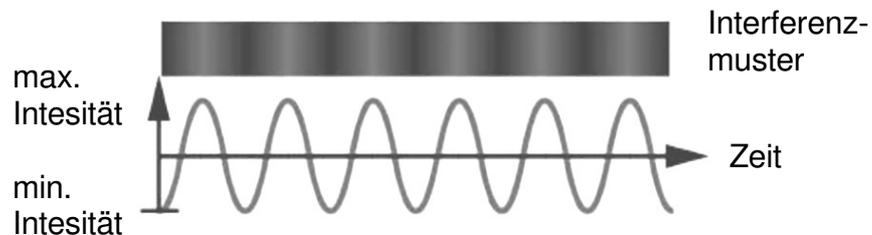


Abbildung 91: Interferenzmuster aus Referenzstrahl und Messstrahl [110]

Bei geeigneter Wahl der Auswertungsstrategie des Interferenzmusters lassen sich dabei Auflösungen bis in den Subnanometerbereich erreichen (vgl. Tabelle 29)

7.1.2 Mechanischer Maßstab

Alternativ, wenn auch seltener, kommen Systeme mit mechanischen Maßstäben zum Einsatz. Als Vertreter dieser Ausprägung kann das Vergleichsmessgerät VM182 der Fa. Heidenhain genannt werden (siehe Abbildung 92).

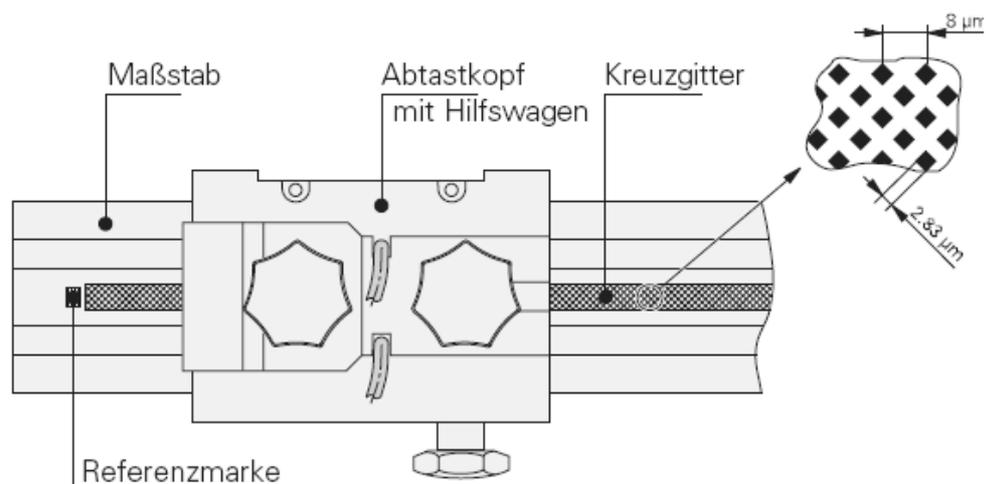


Abbildung 92: Schema des Vergleichsmessgeräts Heidenhain VM182 [114]

Dieses Längenmessgerät arbeitet nach dem photoelektrischen Prinzip und besteht aus einem Stahlmaßstab mit einer sehr genauen Teilung und einem interferenziellen Abtastkopf. Die Genauigkeit wird mit $\pm 1\mu\text{m}/\text{m}$ angegeben und erlaubt Messschritte im Bereich von $0,1\mu\text{m}$. Damit sind ebenfalls die Anforderungen zur Vermessung von Werkzeugmaschinen erfüllt.



Abbildung 93: Vergleichsmessgerät Heidenhain VM182 [81]

Nachteilig zeigt sich der Aufwand für die Aufstellung und Ausrichtung von eindimensionalen Messsystemen. Speziell bei der Vermessung des gesamten Arbeitsraums stellt dies einen großen Aufwand dar. Um Maschinenstillstandszeiten möglichst klein zu halten, wäre ein System zur simultanen Erfassung mehrerer Freiheitsgrade mit oben genannter Genauigkeit zielführend.

7.2 Mehrdimensionale Messsysteme

Mehrdimensionale Messsysteme ermöglichen die simultane Ermittlung mehrerer Messgrößen, wobei die Systeme zumeist aus einer Kombination von mehreren konventionellen Messsystemen mit einem oder zwei Freiheitsgraden bestehen. Die resultierende Messunsicherheit des gesamten Messsystems setzt sich aus den

Messunsicherheiten der Einzelsysteme zusammen und ist daher stets größer als die des Einzelsystems.

Nachfolgend sollen einige mehrdimensionale Messsysteme vorgestellt werden, wobei eine Unterscheidung in 2D-Messsysteme und volumetrische Messsysteme vorgenommen wurde.

7.2.1 2D-Messsysteme

Zum aktuellen Zeitpunkt sind zwei 2D-Messsysteme gebräuchlich. Diese Systeme werden aber nicht oder nur in Ausnahmefällen für Forschungszwecke zum Vermessen und Kalibrieren von Werkzeugmaschinenstrukturen herangezogen. Die Aufgabe dieser Messsysteme ist vielmehr in der qualitativen Beurteilung von Werkzeugmaschinen zu suchen.

7.2.1.1 Double-Ball-Bar-Test

Der am weitesten verbreitete Vertreter ist hier der Double-Ball-Bar-Test. Mit dessen Hilfe ist es möglich, Kreisformtests durchzuführen. Kreisformtests erlauben es, Geometriefehler der Werkzeugmaschine zu erkennen und das dynamische Verhalten der Werkzeugmaschine, respektive deren Antriebe, zu beurteilen.

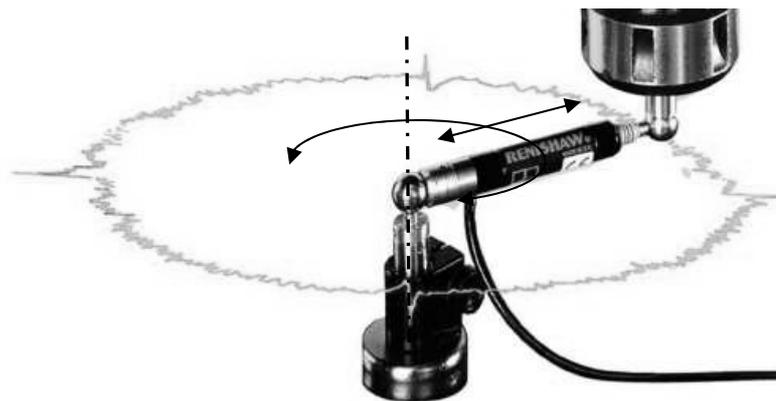


Abbildung 94: Double-Ball-Bar-Messgerät QC10 von Renishaw
[111]

7. Systeme zum Kalibrieren von Werkzeugmaschinen

Der Kreisformtest erfolgt, wie in Abbildung 94 dargestellt, durch Aufzeichnen einer kreisförmigen Bewegung des TCP in einer Ebene mit einer definierten Vorschubgeschwindigkeit. Das Messsystem zeichnet während dieser Bewegung die Veränderung des Mittelpunktabstandes auf. Mittels Triggersignalen, z.B. durch größere Änderung des Mittelpunktabstandes, kann eine direkte Relation zwischen der Winkelposition während des Umlaufs und der Radiusänderung hergestellt werden. Ergebnisse von Kreisformtests mit großen Radien geben Auskunft über die Maschinengeometrie. Der Kreisformtest bei kleinen Radien gibt dagegen Aufschluss über die Regelgenauigkeit der Steuerung bei hohen Achsbeschleunigungen.

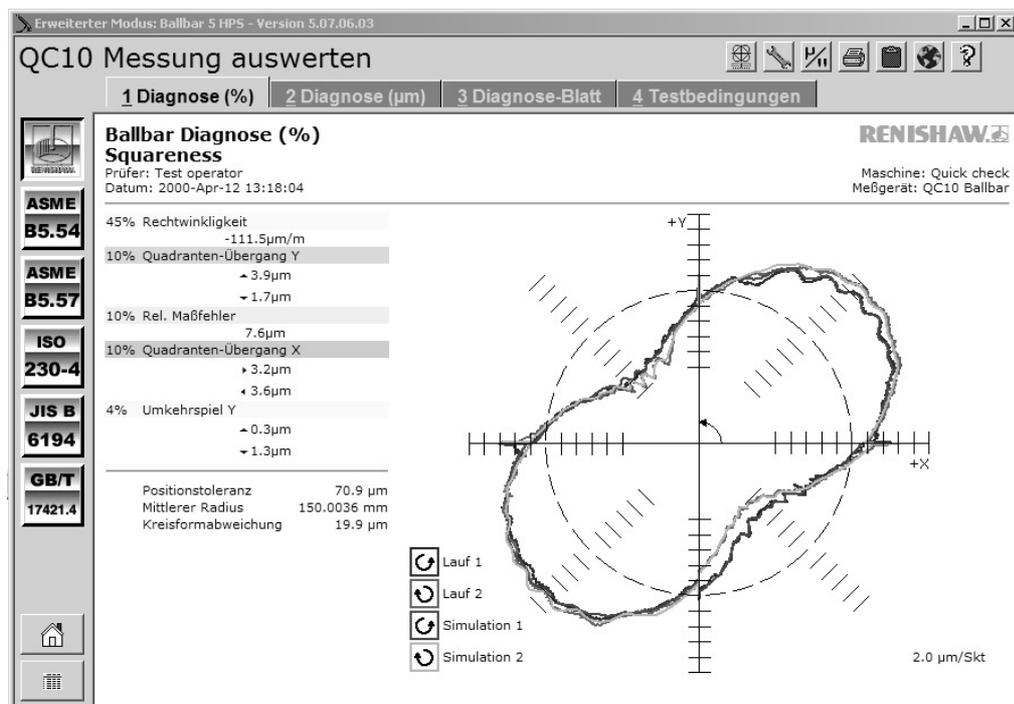


Abbildung 95: Kreisformtest-Prüfprotokoll

Aus der Form der Kurve können mögliche Fehlerursachen aufgezeigt werden. Die mit den Kreisformtests ermittelten Daten ermöglichen Rückschlüsse auf die Ursachen der Abweichungen:

- Abweichungen in Rechtwinkligkeit der Maschinenachsen

- Umkehrspitzen bei Quadranten-Übergängen
- Umkehrspannen, Umkehrspiele
- inkorrekte Kompensationswerte in der numerischen Steuerung
- Fehler infolge unterschiedlicher Wärmeausdehnung der Maschinenkomponenten
- Kippen der Maschinenachsen
- Achsabgleich
- Geschwindigkeitseinflüsse
- Beschleunigungseinflüsse

Eine quantitative Beurteilung ist jedoch nur bedingt möglich. Zur exakten Auswertung muss wieder auf den Einsatz konventioneller Messsysteme, wie zum Beispiel das Laserinterferometer, zurückgegriffen werden. Der Double-Ball-Bar-Test hilft jedoch bei der raschen Abschätzung von Fehlertendenzen.

7.2.1.2 Heidenhain Kreuzgitter-Messgerät

Als weiteres 2D-Messsystem bietet die Firma Heidenhain ein Zwei-Koordinaten-Messgerät mit Phasengitterteilung in Kreuzgitterform an (vgl. Abbildung 96). Dieses System gestattet neben dem Kreisformtest auch den Eckentest sowie den Step-Response-Test.



Abbildung 96: Kreuzgitter-Messgerät KGM 181/182 von Heidenhain [100]

Die Funktionsweise und der Aufbau des Kreuzgitter-Messgerätes können Abbildung 97 entnommen werden.

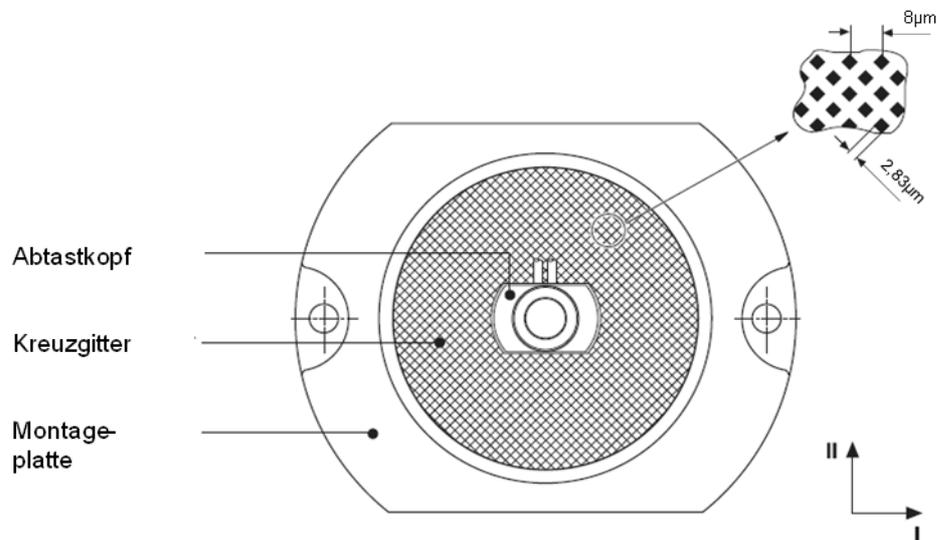


Abbildung 97: Schema des Kreuzgitter-Messgeräts KGM 181/182 nach Heidenhain[114]

Beim Eckentest wird die Erzeugung einer scharfkantigen 90°-Ecke simuliert, beim Step-Response-Test kann die kleinste noch einwandfrei fahrbare Schrittweite ermittelt werden [100]. In Abbildung 98 ist ein Versuch an einer Fräsmaschine dargestellt, wo erkennbar ist, dass die eigentlich scharfkantig auszuführenden Stufen verrundet werden.

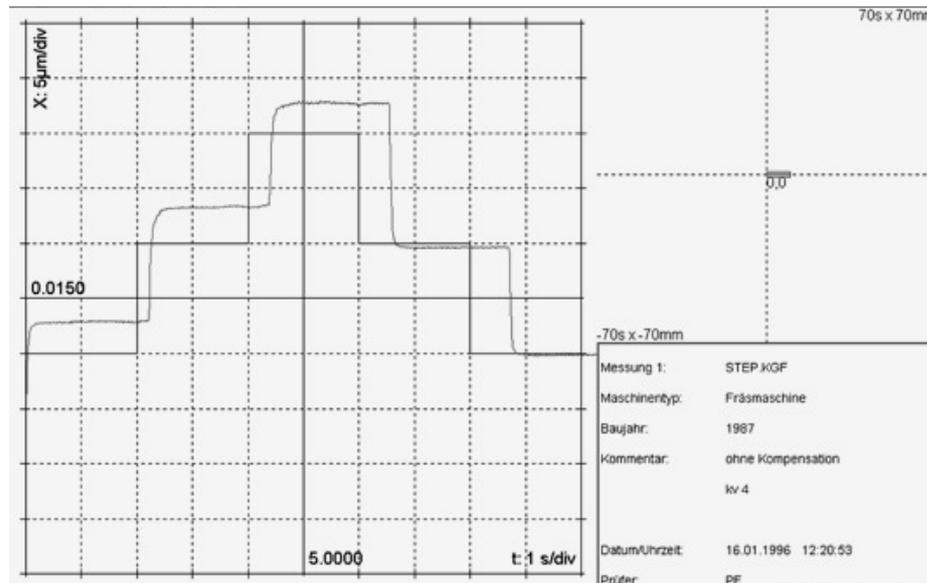


Abbildung 98: Step-Response-Test nach Heidenhain [100]

Double-Ball-Bar-Systeme weisen zumeist eine Genauigkeit von etwa $\pm 1\mu\text{m}$ auf, die Kreuzgittertests entsprechen einer Genauigkeitsklasse von $\pm 2\mu\text{m}$ [114]. Der Messbereich von Kreuzgitter-Messgeräten ist auf Durchmesser von bis zu 230mm beschränkt.

7.2.2 Volumetrische Messsysteme

Unter dem Begriff der volumetrischen Messsysteme sollen alle Messgeräte subsummiert werden, welche zur simultanen Erfassung von drei oder mehr Freiheitsgraden dienen. Als Messprinzipien kommen zumeist optische aber auch mechanische Systeme zum Einsatz.

7.2.2.1 Optische Messsysteme

Der immanente Vorteil optischer Messsysteme liegt in der masselosen Maßverkörperung durch den Lichtstrahl. Dieser Vorteil gilt selbstverständlich für Systeme jeglichen Freiheitsgrades. Für den Messvorgang selbst werden jedoch Hilfsmittel wie Reflektoren oder Marken benötigt, die an der zu vermessenden, also zumeist bewegten, Stelle anzubringen sind.

Der bekannteste Vertreter der volumetrischen, optischen Messsysteme ist der Lasertracker. Der Lasertracker stellt eine Kombination aus klassischem Laserinterferometer zur Distanzmessung zwischen Strahlteiler und Reflektor und zweier rotatorischer Wegmesssysteme zur Bestimmung der sphärischen Winkel des Laserstrahls dar. Der Laserstrahl des Interferometers wird durch zwei rotatorische Antriebe dem Reflektor über eine Intensitätsbestimmung des Laserstrahls nachgeführt. Der Reflektor ist möglichst nahe dem TCP anzuordnen. Aus den Kugelkoordinaten kann mittels einfacher Koordinatentransformation auf die kartesischen Koordinaten X, Y und Z rückgeschlossen werden.

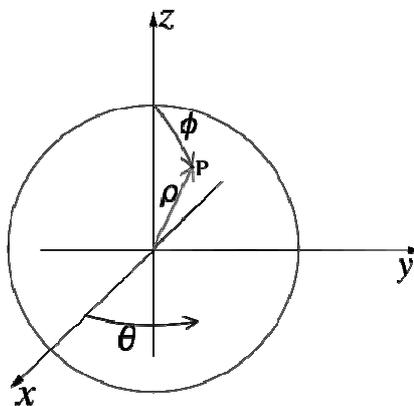


Abbildung 99: Kugelkoordinaten

7. Systeme zum Kalibrieren von Werkzeugmaschinen

$$x = r \cdot \sin \theta \cdot \cos \phi$$

Gleichung 83

$$y = r \cdot \sin \theta \cdot \sin \phi$$

Gleichung 84

$$z = r \cdot \cos \theta$$

Gleichung 85

Die Genauigkeit ist im Allgemeinen auf Werte um 10µm/m begrenzt und reicht für eine Maschinenkalibrierung unter diesem Wertebereich nicht aus. Die Genauigkeit setzt sich aus der Genauigkeit der Einzelkomponenten zusammen. Das Interferometer liefert in Strahlrichtung eine Genauigkeit von 0,5µm/m (siehe 7.2.1 2D-Messsysteme). Die Schwachstellen des Systems liegen daher in den Winkelstellsystemen. Die Messgenauigkeit kann daher bewusst erhöht werden, wenn die Winkelstellantriebe möglichst wenig genutzt werden. Als Vorteil des Systems sei hier erwähnt, dass damit ein sehr großer Arbeitsraum (bis 150m) abgedeckt werden kann. Es existieren zahlreiche Anbieter in diesem Sektor. Auszugsweise sollen hier Leica, API, Faro und Metris genannt werden.



Abbildung 100: Lasertracker Systeme von Leica (links) [115] und Faro (rechts) [116]

Aufgrund der herausragenden Funktionen sollen vier Systeme besonders hervorgehoben werden.

SmartTrack

Der als SmartTrack-Sensor bezeichnete Messkopf der Firma API, lässt in Kombination mit dem hauseigenen Laser Tracker3 eine Vermessung aller sechs Raumbewegungsgrade zu. Neben den translatorischen Freiheitsgraden in X-, Y- und Z-Richtung, können auch die drei rotatorischen Freiheitsgrade um die Hauptbewegungsrichtungen erfasst werden. Der Sensor wird anstelle des herkömmlichen Reflektors eingesetzt. Zur Auswertung wird eine spezifische Software der Fa. API benötigt.

Nickwinkel	$\pm 55^\circ$
Gierwinkel	$\pm 140^\circ$
Rollwinkel	$\pm 30^\circ$
Winkelauflösung des SmartTRACK Sensor	± 3 Bogensekunden

Tabelle 24: Technische Spezifikation des SmartTrack-Sensors lt. Herstellerangaben [117]



Abbildung 101: SmartTrack Sensorkopf der Firma API [117]

XD-Laser

Das zweite System, ebenfalls von der Firma API, der XD-Laser gestattet in der Serie „6D“ die Messung von Position, Geradheit, Nicken, Gieren, Rollen und Ebenheit in einem Messzyklus. Die Genauigkeit wird für die Version „Regular“ in der Position mit 0,5ppm, für Nicken und Gieren mit $\pm(1\mu\text{m} + 0,1\mu\text{m}/\text{m})$ oder 1%, für Rollen mit $\pm 1\mu\text{m}$ für die Geradheit mit $\pm(1\mu\text{m} + 0,2\mu\text{m}/\text{m})$ und für die Ebenheit mit $\pm(1\text{Bs} + 0,2\text{Bs}/\text{m})$ angegeben [118]. Das Messsystem erlaubt bei kartesischen Systemen ein rasches Einmessen der Freiheitsgrade. Bei parallelen Systemen ist der XD-Laser eher für die Parameteridentifikation, denn die Kompensation geeignet, da für die Vermessung des gesamten Arbeitsraumes ein hoher Rüstaufwand notwendig wird.



Abbildung 102: XD-Laser von API [118]

Lasertracer

Ein weiteres herausstechendes System am Markt ist der Lasertracer der Firma Etalon. Hier wurde gezielt am Schwachpunkt der Lasertracker angesetzt und die mechanischen Winkelstellsysteme nach einem neuen Konzept entworfen. Eine hochpräzise Kugel und ein temperaturinvarianter Träger dienen als Gelenk zur Realisierung der sphärischen Winkelbewegungen. Die bei anderen Systemen auftretenden Messunsicherheiten aufgrund von Fertigungstoleranzen in den Drehgelenken sowie temperaturabhängige Deformationen konnten laut Hersteller daher weitgehend eliminiert werden.

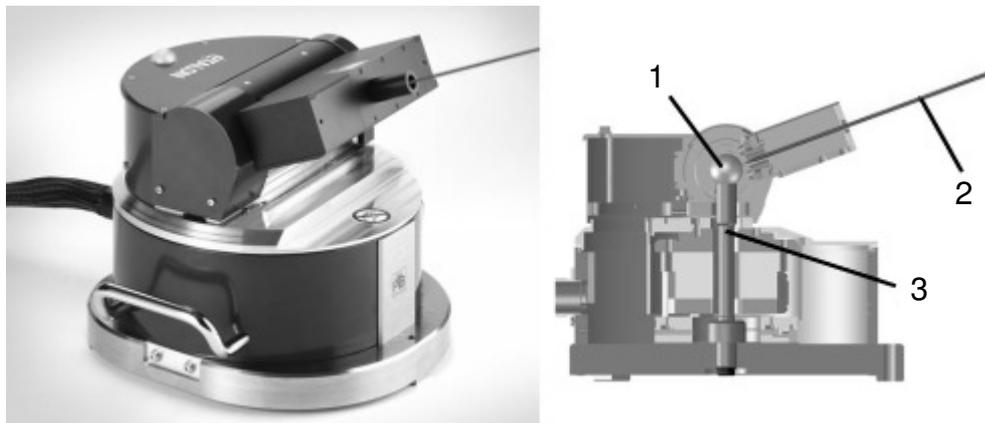


Abbildung 103: Lasertracer mit Referenzkugel (1), Messstrahl (2) und temperaturinvariantem Träger (3) [119]

Messbereich	
Bereich Elevationswinkel	-20° bis + 85°
Bereich Azimuthwinkel	± 200°
Messbereich	200mm bis 10m
Genauigkeit	
Frequenzstabilität Laser 24 h	$2 \cdot 10^{-8}$
Stabilität Referenzkugel	± 0.1 μm
Auflösung Interferometer	1 nm
Längenmessunsicherheit (k=2)	0,2 μm + 0,3 μm/m

Tabelle 25: Technische Spezifikation des Lasertracer lt. Herstellerangaben [120]

Bei einer Gegenüberstellung eines konventionellen Lasertrackers mit dem Lasertracer gibt die Firma Etalon die Messunsicherheit wie in Abbildung 104 dargestellt an.

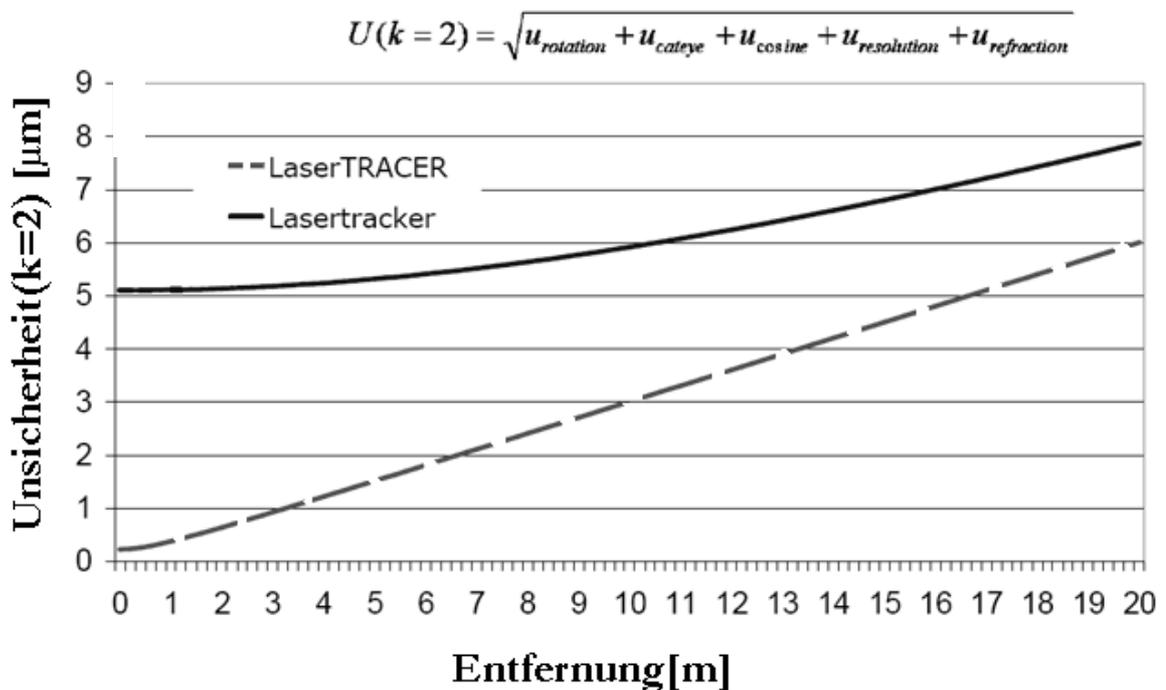


Abbildung 104: Vergleich Lasertracker mit Lasertracer [120]

IMTEK/Micos Lasertrackersystem

Als letztes System sei der Lasertracker angeführt. Der Lasertracker wurde von der Fa. Micos GmbH mit dem Institut für Mikrosystemtechnik (IMTEK), der Albert-Ludwigs-Universität Freiburg entwickelt. Signifikanter Unterschied zu den Mitbewerbern ist die Strahlablenkung durch eine Optik. Nach Angaben der Entwickler können hier bei den kritischen rotatorischen Freiheitsgraden Wiederholgenauigkeiten <1,65 Bogensekunden erreicht werden.



Abbildung 105: Micos Lasertracker [121]

Tabelle 26 gibt die relevanten Eckdaten des Lasertrackersystems wieder.

Messvolumen	Distanz (adaptive Verstärkung)	bis zu 10m
	Distanz (reines Tracking)	bis zu 30m
	Winkel, horizontal	$\pm 20^\circ$ (optisch)
	Winkel, vertikal	$\pm 20^\circ$ (optisch)
Tracking Speed	lateral, radial (begrenzt durch Splitfrequenzen des Laserkopfes)	$< 0,7\text{m/s}$
Interferometer	Strahldurchmesser	3mm in 1m Entfernung
	Nichtlinearität	$< 4,2\text{nm}$
	Auflösung	ca. 158nm
Winkel	Auflösung (AD-Wandler)	$< 6\mu\text{rad}$
	Genauigkeit (analog)	$< 8\mu\text{rad}$
	Wiederholgenauigkeit (Kurzzeit)	$8\mu\text{rad}$
	Linearität des Positionssensors	min. 99,9% über 20° (mechanisch)
	Nullpunktdrift	max. $15\mu\text{rad}/^\circ\text{C}$
	Skalendrift	max. $50\text{ppm}/^\circ\text{C}$
Messrate (Raumpunkt)		bis zu 37kHz
Abmessungen (ohne Laserkopf) (mm)		L x B x H = 190 x 120 x 160
Gewicht des Messkopfes (ohne Laserkopf)		5,4kg
Gewicht des Controllers		15,5kg

Tabelle 26: Technische Daten IMTEK Lasertracker [121]

Hexscan

Der Hexscan gestattet die simultane Erfassung von sechs Freiheitsgraden [122]. Dazu werden zwei Sender mit jeweils einem gegenüberliegenden Empfänger rechtwinkelig zueinander angeordnet. Die von den Sendern emittierten Strahlenvorhänge werden von drei zylindrischen Prüfkörpern unterbrochen. Der positions- und orientierungsabhängige Schattenwurf wird ausgewertet, wobei die Eindringtiefe, die zweidimensionale Verschiebung sowie die rotatorische Position in drei Winkeln berechnet werden kann. Das Anwendungsgebiet umfasst neben statischen auch dynamische Messungen zur Referenzierung und Kalibrierung. Die Genauigkeit des Systems wird mit 1-2µm angegeben. Der mögliche Messbereich von 100x100x80mm³ sowie der Schwenkwinkel von ±15° reicht im Allgemeinen nicht für die vollständige Vermessung des Arbeitsraums einer klassischen Werkzeugmaschine.

ICam

Mit dem Messsystem ICam der Firma Imetric werden mittels einer hochauflösenden Digitalkamera Bilder von an einem Prüfkörper angebrachten Bezugsmarken aufgezeichnet und softwaretechnisch ausgewertet [123]. Dieses Verfahren ist auch für große Messbereiche geeignet und erreicht eine Genauigkeit von ±10µm/m. Die Anwendung im präzisen Werkzeugmaschinen Sektor ist aufgrund der geringen Genauigkeit hingegen zu hinterfragen.

Die technischen Kenndaten sind Tabelle 27 zu entnehmen.

Auflösung	3060 x 2036 (ca. 6,3 Megapixel)
Messbereich	bis ca. 30m x 30m x 30m
Messgenauigkeit	1:100000 bezogen auf das Objektvolumen; d.h. 0.020mm bei 2000mm ³

Tabelle 27: Technische Daten ICam [123]

K-400 CMM

Das Koordinatenmessgerät K-400 der Firma Krypton arbeitet mit drei linearen CCD-Infrarotkameras, welche die Signale von LED-Lichtquellen aufzeichnen [124]. Über das Prinzip der Triangulation wird aus den Daten die Position berechnet. Bei einem Messvolumen von 6m^3 wird die Einzelpunktgenauigkeit mit $60\mu\text{m}$ und die volumetrische Genauigkeit mit $90\mu\text{m}$ angegeben, was jedoch für den Einsatz in der Werkzeugmaschinenkalibrierung bei weitem nicht ausreicht. Ein ähnliches Verfahren wurde für eine zweidimensionale Lösung am Institut für Fertigungstechnik der TU Wien entwickelt und patentiert [125].



Abbildung 106: K 400 der Fa. Krypton [126]

7.2.2.2 Mechanische Messsysteme

Mechanische Systeme zeichnen sich durch den Einsatz von taktilen Sensoren oder die Verwendung von Maßstäben aus. Nachfolgend werden einige Systeme beispielhaft vorgestellt.

Omnigage

Dieses Messsystem der Firma Tetra Precision [127] ermöglicht die Ermittlung der Raumposition eines Objektes mittels Trilaterationsverfahren. Dazu wird ein Teleskopstab, in den ein Laserinterferometer integriert ist verwendet. Das Laserinterferometer wird über ein Glasfaserkabel von einer externen Laserlichtquelle versorgt. Mittels Laserinterferometrie erfolgt die Längenmessung zwischen den beiden kugelförmigen Stabenden. Diese hochgenauen Kugeln werden bei der Messung manuell in Magnethalter eingelegt. Einer der Magnethalter befindet sich auf dem zu vermessenden Objekt und drei auf der raumfesten Plattform. Für die Bestimmung der Raumposition wird die Distanz zwischen jedem der drei Fußpunkte und dem Objekt erfasst und über das Prinzip der Trilateration ausgewertet. Die Abstände der Fußpunkte werden zu Beginn der Messung ermittelt und stellen die Bezugsbasis dar. Bei einem Messbereich von 330mm bis 730mm je Stab wird eine Systemgenauigkeit von rund 1 μm erreicht.

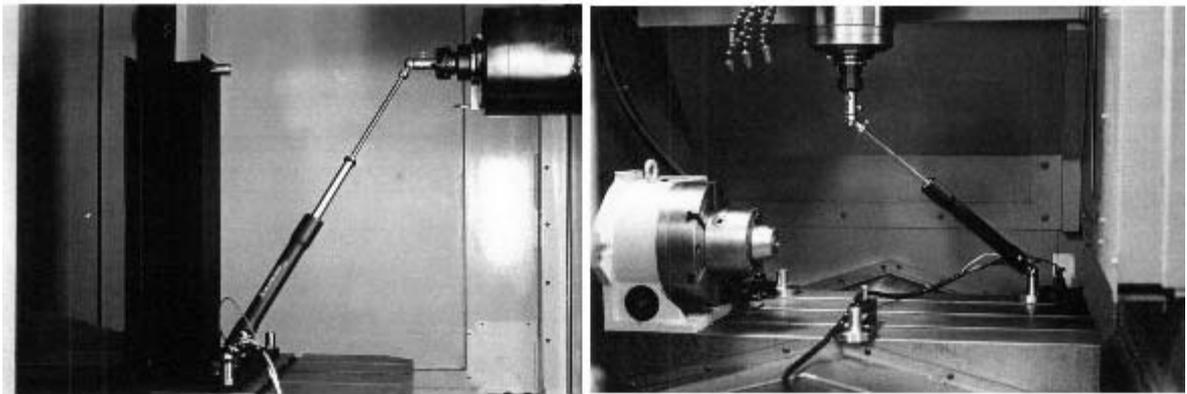
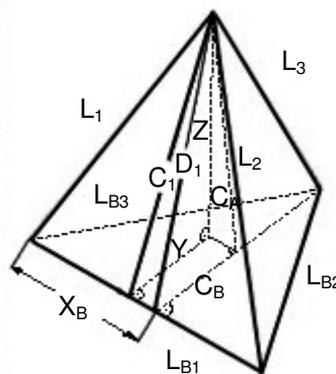


Abbildung 107: Omnigage der Fa. Tetra Precision [127]

Messtripode

Das Prinzip der Trilateration, wie beim System Omnigage, macht sich auch der Messtripode der TU Hamburg-Harburg zunutze. Hier erfolgt die Auswertung der drei Distanzen allerdings simultan. Ein manuelles Umsetzen des Teleskops wie beim

Omnigage ist nicht notwendig. Der Messbereich der einzelnen Beine des Tripoden liegt zwischen 30mm und 400mm. Das System eignet sich prinzipbedingt nur für den dreiachsigen Anwendungsfall [128]. Die erreichbare Genauigkeit des Systems wird mit 14µm bei einer Abtastfrequenz von 28kHz angegeben. Die Abtastfrequenz reicht aus, dynamische Messungen durchzuführen. Allerdings fließt das Eigengewicht des Messsystems in das Messergebnis ein.



$$X = (L_1^2 - L_2^2 + L_{B1}^2) / (2L_{B1})$$

$$C_1 = (L_1^2 - X^2)^{0.5}$$

$$X_B = (L_{B3}^2 - L_{B2}^2 + L_{B1}^2) / (2L_{B1})$$

$$C_B = (L_{B3}^2 - X_B^2)^{0.5}$$

$$D_1 = (C_1^2 + (X_B - X)^2)^{0.5}$$

$$Y = (D_1^2 - L_3^2 + C_B^2) / (2C_B)$$

$$Z = (C_1^2 - Y^2)^{0.5}$$

Abbildung 108: Prinzip der Trilateration mittels Messtripode [124, 128]

Weiter wird in [129] eine Steward-Plattform vorgestellt, welche auch die Bestimmung von sechs Freiheitsgraden gestattet. Die Genauigkeit des Systems ist aber nicht ausreichend. Des Weiteren ist zu hinterfragen, ob die Bestimmung eines parallelkinematischen Systems mit einem anderen parallelkinematischen System, welches dieselben Probleme bei Fertigung und Montage aufweist, zielführend darzustellen ist.

Unisquare

Das Unisquare Messgerät wurde am Institut für Fertigungstechnik der Technischen Universität Graz entwickelt [130] und beruht auf dem Vergleich eines mit der bewegten Plattform mitgeführten Rahmens, der an einem kubischen

Referenzkörper entlang geführt wird. Der Rahmen trägt drei längenveränderliche Streben mit Längenmesssystem, an deren Enden Gleitschuhe mit Luftlagerung angebracht sind. Eine Strebe verfügt über zwei Winkelmesssysteme, eine zweite über ein Winkelmesssystem. Das erlaubt wieder die Messung aller sechs Freiheitsgrade. An einem ersten Prototyp mit einem Messbereich von $400 \times 400 \times 400 \text{mm}^3$ konnten entsprechend ISO 230-2($\pm 2\sigma$) $5 \mu\text{m}$ Wiederholgenauigkeit bei der Positionsmessung und $5 \mu\text{m/m}$ bei der Winkelmessung erreicht werden.

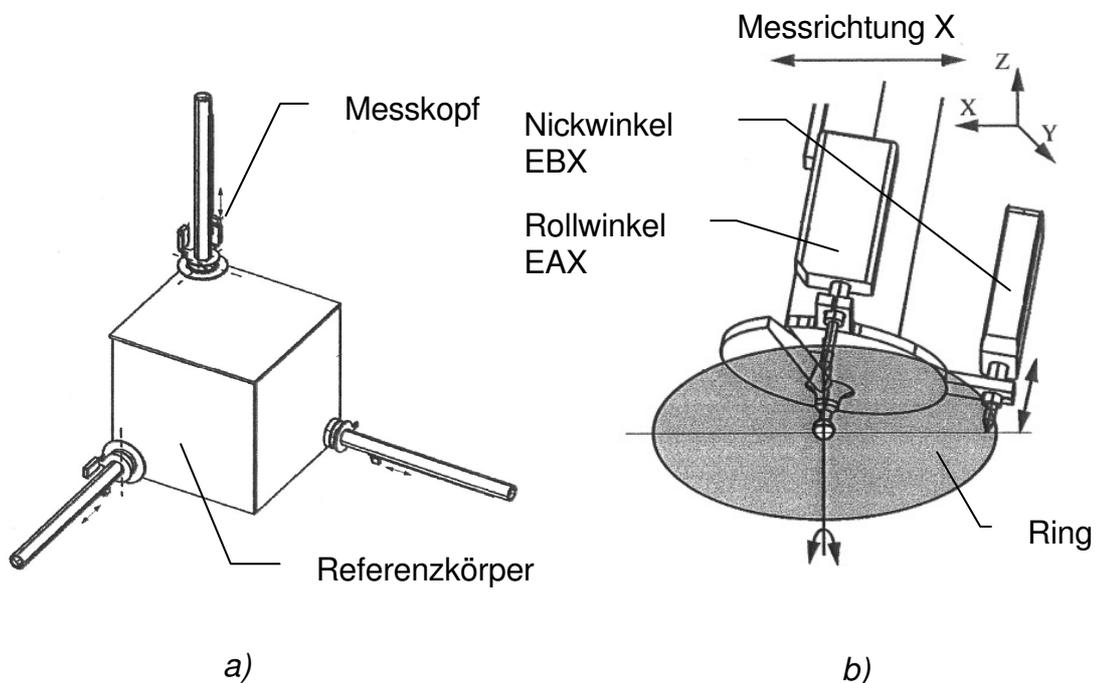


Abbildung 109: a) Schema des Unisquare, b) Detail eines Messkopfes [131]

QCM

Die QCM (kurz für Quickstep Calibration Machine) inkl. Auswertelgorithmen wurde am IFT in enger Zusammenarbeit mit der Fa. Krause & Mauser sowie der Fa. Dr. Johannes Heidenhain entwickelt und für die Vermessung der parallelkinematischen Werkzeugmaschine Quickstep eingesetzt. Das Konzept und die Algorithmen wurden in einem Beitrag [132] dargelegt. Grundidee war dabei, ein mechanisches System mit kartesisch angeordneten passiven Achsen zu realisieren, welches über

die Werkzeugaufnahme an der Hauptspindel angedockt wird. Die Werkzeugmaschine schleppt das Messsystem in der Positionierbewegung mit. Über fünf Linearmaßstäbe, je zwei für die Z- und die X-Achse sowie einem für die Y-Achse, erfolgt die Bestimmung der TCP-Position. Die doppelte Verwendung von Linearmaßstäben in den Achsen Z und X dient zur Kompensation von Gierbewegungen der Schlitten und findet Eingang in das sogenannte Phantom-Scale-Modell. Da das Messlineal der Y-Achse unmittelbar am Andockpunkt der QCM liegt, ist hier ein zweites Messsystem zur Kompensation von Gierbewegungen nicht notwendig.

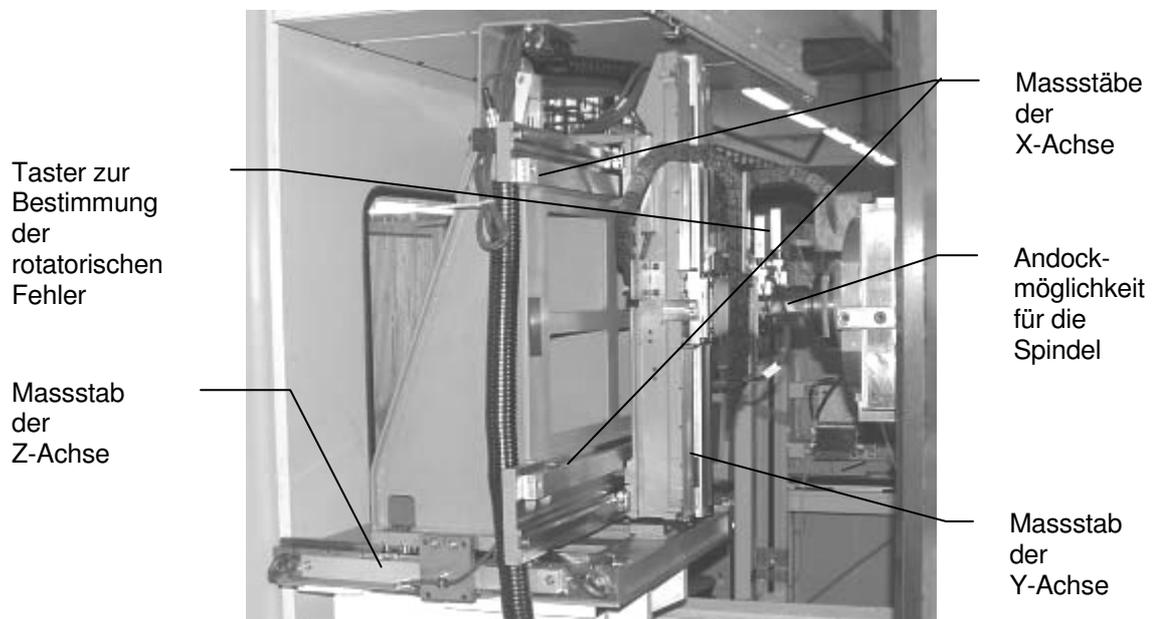


Abbildung 110: QCM eingebaut in die Quickstep HS 500

In Vergleichsmessungen mit einer Koordinatenmessmaschine konnte nach Berücksichtigung des Phantom-Scale-Modells und Kompensation des Durchhangs insbesondere der Z-Achse eine Positionsgenauigkeit von $12,2\mu\text{m}$ bei einer Streuung der Position von $1,7\mu\text{m}$ und der Orientierung von $6,3$ Bogensekunden ermittelt werden. Unter Berücksichtigung der Anforderung, dass bei einer geforderten Genauigkeit einer Werkzeugmaschine von $10\mu\text{m}$ das Messsystem für

die Kalibrierung um mindestens eine Zehnerpotenz genauer Arbeiten sollte, wurden weitere Untersuchungen und Umbauten eingeleitet.

FEM-Untersuchungen der Struktur und begleitende Messungen zeigten einige Verbesserungsmöglichkeiten: Der Unterbau für die Schienen der Z-Achse weist eine geringe Steifigkeit auf. Der Y-Schlitten ist mit zwei Führungswagen nicht ausreichend steif gegen Nick- und Gierbewegungen ausgeführt und wurde bereits gegen eine Version mit vier Führungswagen ausgetauscht. Der Z- und der X-Schlitten sind sehr steif konstruiert und können in dem auftretenden Kräftebereich als ausreichend starr angesehen werden. Dominant sind vor allem die Eigengewichtskräfte der Struktur mit den Massen Z-Schlitten 91,9kg, X-Schlitten 24,2kg und Y-Schlitten 1,9kg. Der verbleibende stochastische Fehler ist daher primär auf Steifigkeitsprobleme in den Führungswagen zurückzuführen. Dazu wurden Führungswagen mit Vorspannungen von 0,02C und 0,08C gegenüber gestellt. Der Unterschied der Losbrechkräfte wurde im belasteten (160N) und unbelasteten Fall untersucht, wobei in beiden Fällen kaum Differenzen zwischen den unterschiedlichen Vorspannklassen feststellbar waren ($\approx 1\text{N}$). Weil keine weiteren Verbesserungen der Systemgenauigkeit zu erwarten waren, wurden weitere Versuche eingestellt.

7.2.2.3 Alternative Verfahren

Bekannte volumetrische Messmethoden wie Laserscanning und Photogrammetrie, die zur Erfassung einzelner 3D-Punktkoordinaten herangezogen und auch zu „hochgenauen“ Qualitätskontrollen im Flugzeugbau eingesetzt werden [133], sind für einen Einsatz im Werkzeugmaschinenwesen zu ungenau. Akustische Systeme sind zu störanfällig und elektromagnetische Messverfahren wie z.B. ein „ μGPS “-System aus dem Projekt „Accomat“ konnten auch die Anforderungen nicht vollständig befriedigen [134, 135].

7.3 Zusammenfassung

Der gegebene Überblick zu den bekannten Messsystemen zeigt, dass kaum eine Systemlösung die Anforderungen an die Genauigkeit von rund $1\mu\text{m}$ im Messbereich von $1000 \times 1000 \times 1000\text{mm}^3$ erfüllt. Abstriche sind vorwiegend auch in der praktikablen Einsatztauglichkeit unter Werkstattbedingungen zu machen. Die vorgestellten optischen Verfahren zeigen Vorteile hinsichtlich des Messraumes und der allgemein einfachen Handhabbarkeit.

Auf Basis der Erkenntnisse aus den Versuchen mit der QCM und den aktuellen Messsystemen soll nach einer geeigneten, alternativen Messtechnik gesucht werden, welche vorzugsweise auf dem Einsatz der Lasermesstechnik beruht und ein simultanes Erfassen von mehreren Freiheitsgraden bei hoher erreichbarer Genauigkeit ermöglicht.

8 Entwicklung eines Messsystems für die volumetrische Kompensation

Aus den insbesondere durch das QCM-System gewonnenen Erkenntnissen wurde abgeleitet, dass mechanische Systeme eine nur unbefriedigende Lösung zur Fehlerbestimmung darstellen. Das klassische Laserinterferometer gilt in der Branche als anerkanntes Messsystem zur Bestimmung der klassischen Fehlerparameter einer Werkzeugmaschine. Der große Nachteil des klassischen Interferometers ist dahingehend zu suchen, dass die Ausrichtung des Laserstrahls eine zeitintensive Prozedur darstellt. Diese Ausrichtung muss für jede Raumachse wiederholt werden. Auf Basis dieser Überlegungen wurde eine alternative Methode gesucht, welche die Vorteile der Laserinterferometrie nutzt, aber einen wesentlich zeiteffizienteren Einsatz zulässt.

8.1 Lösungsansatz

Aufbauend auf der Technik der Laserinterferometrie sollte eine Lösung gefunden werden, die die Präzision des klassischen eindimensionalen Laserinterferometers mit der Flexibilität des Lasertrackers verbindet, wobei die Messgröße entsprechend dem Abbe'schen Prinzip [136] nach Möglichkeit in Richtung der Maßverkörperung liegen sollte. Die bereits in 7.1.1 dargelegte Technik der Planspiegelinterferometrie ist dabei als geeignete Messmethode identifiziert worden. Das eigentliche Messsystem, das Laserinterferometer, wird mit dem TCP mitbewegt. Der Messstrahl wird an einer planen Fläche zum Interferometer zurück reflektiert. Aus der Kombination eines Laserstrahls mit einem Planspiegel lässt sich ein (Längen-)Freiheitsgrad bestimmen. Der Laser wird für die Vermessungsaufgabe entweder in der Werkzeugaufnahme oder nahe dem TCP angebracht. Im einfachsten Fall kommen ein Planspiegellaserinterferometer und ein Planspiegel zur Bestimmung eines Freiheitsgrades zum Einsatz.

8.1.1 Simultane Positionsbestimmung

Kombiniert man drei Laserinterferometer mit drei Planspiegeln, wobei die Paarungen entsprechend einem kartesischen Koordinatensystem zueinander rechtwinklig angeordnet werden, lässt sich unter Vernachlässigung der Kippungen die Position eines Punktes im Raum bestimmen (siehe Abbildung 111).

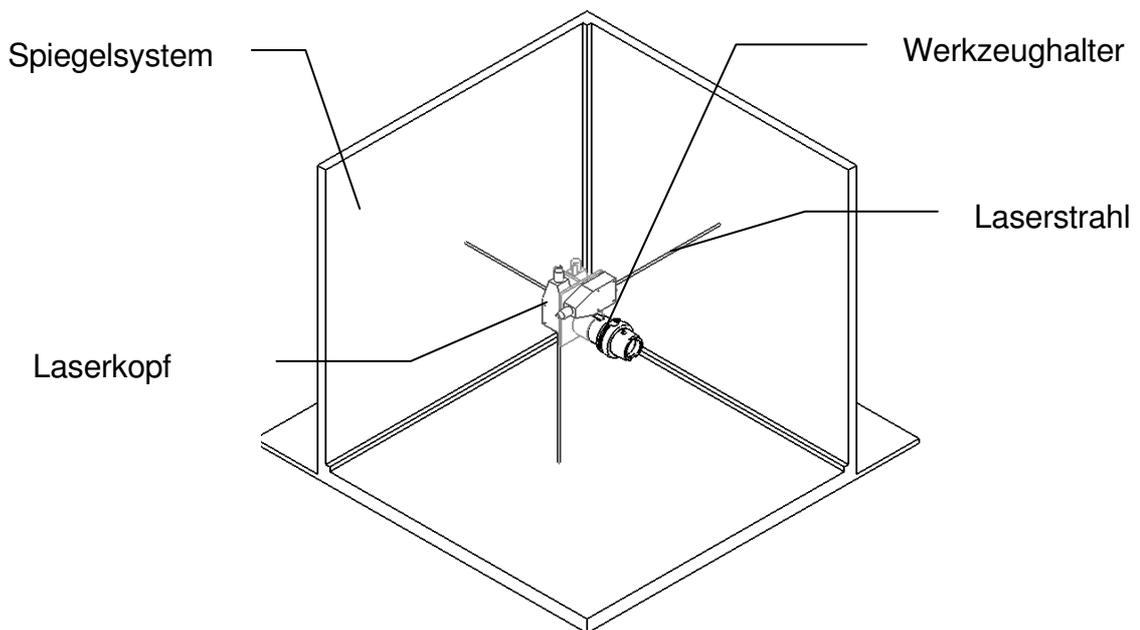


Abbildung 111: Kartesische Anordnung dreier Lasersysteme zur Bestimmung der Position (Prinzip)

Sollte der Messstrahl stark von der Normale des Reflektors abweichen, wird der reflektierte Strahl nicht mehr zum Interferometer zurückreflektiert, wodurch es folglich zu einer Strahlunterbrechung kommt. Eine Messung ist so nicht mehr möglich.

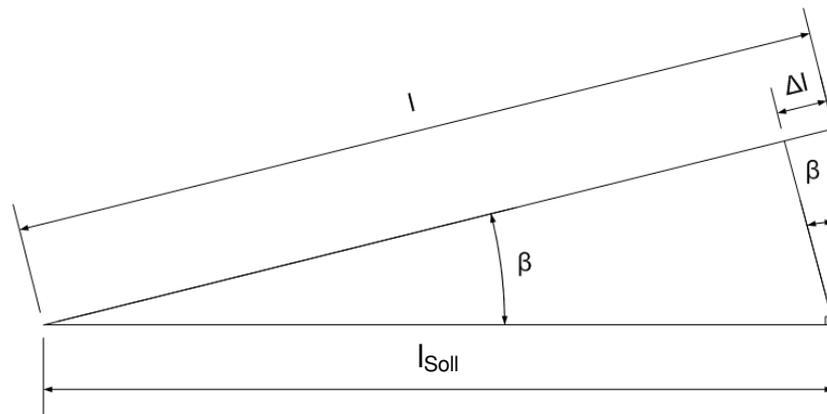


Abbildung 112: Längenmessfehler aufgrund einer Abweichung des Laserstrahls von der optischen Achse

Bei gängigen Planspiegel-Messsystemen sind Winkelabweichungen bis ca. zwei Bogenminuten möglich. Dies entspricht einem maximalen Längenmessfehler von etwa $0,169\mu\text{m}/\text{m}$, wie Gleichung 86 zeigt

$$\cos \beta = \frac{l_{\text{soll}}}{l}$$

$$\Delta l = l - l_{\text{soll}}$$

$$\Delta l = l \cdot (1 - \cos \beta)$$

mit $\beta = 2' = 0,033^\circ$ und $l = 1000\text{mm}$

$$1000\text{mm} \cdot (1 - \cos(0,033^\circ)) = \underline{1,69 \cdot 10^{-4} \text{mm}}$$

Gleichung 86

Übliche Winkelfehler von Werkzeugmaschinen sollten in einer wesentlich geringeren Größenordnung vorliegen.

8.1.2 Simultane Positions- und Orientierungsbestimmung

Am Markt sind auch entsprechende Geräte verfügbar, die es gestatten neben der Positionsbestimmung auch eine Winkelbestimmung durchzuführen. Die Winkelbestimmung wird dabei aus der Differenzlänge zweier Laserstrahlen ermittelt. Wird je Raumrichtung ein solches System eingesetzt, ist es möglich, neben der Position auch die Orientierung zu bestimmen (Abbildung 113).

8. Entwicklung eines Messsystems für die volumetrische Kompensation

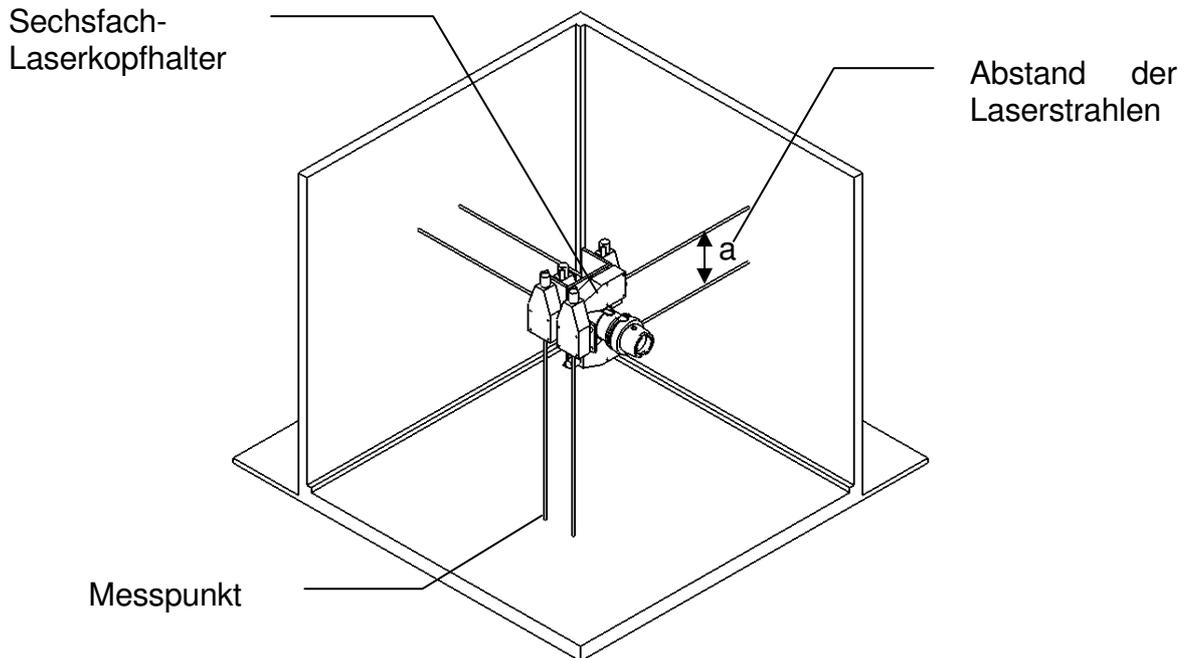


Abbildung 113: Anordnung von sechs Lasersystemen zur Bestimmung von Position und Orientierung (Prinzip)

Abbildung 114 zeigt ein Messsystem der Fa. Sios, welches es gestattet, Winkelmessungen im Bereich von ± 2 Bogenminuten durchzuführen. Wie aus Gleichung 86 zu erkennen ist, benötigt das eingesetzte Messsystem eine sehr hohe Auflösung und Wiederholgenauigkeit, damit Winkel im Bereich von Bogensekunden zuverlässig bestimmt werden können.

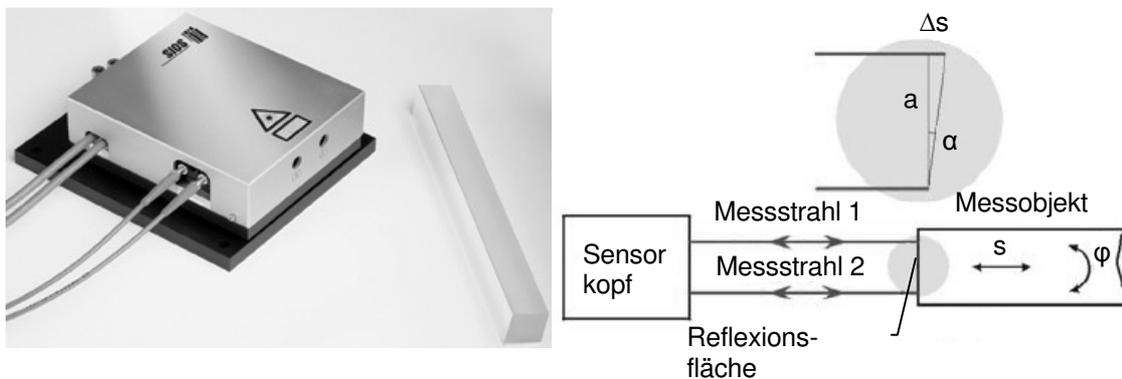


Abbildung 114: zweistrahliges Messsystem SP 2000-D von Sios inkl. Messprinzip [113]

8. Entwicklung eines Messsystems für die volumetrische Kompensation

Die Winkelauflösung des Systems in Abhängigkeit vom Abstand der Messstrahlen ist laut [113] in Tabelle 28 angegeben.

Winkelmessbereich	± 2 arcmin
Winkelauflösung bei 1nm Wegauflösung	
Strahlabstand: 2mm	0,1Bs
Strahlabstand: 4mm	0,05Bs
Strahlabstand: 12,7mm	0,02Bs
Strahlabstand: 25,4mm	0,01Bs
Winkelmessbereich mit Fokussierung	± 30 arcmin

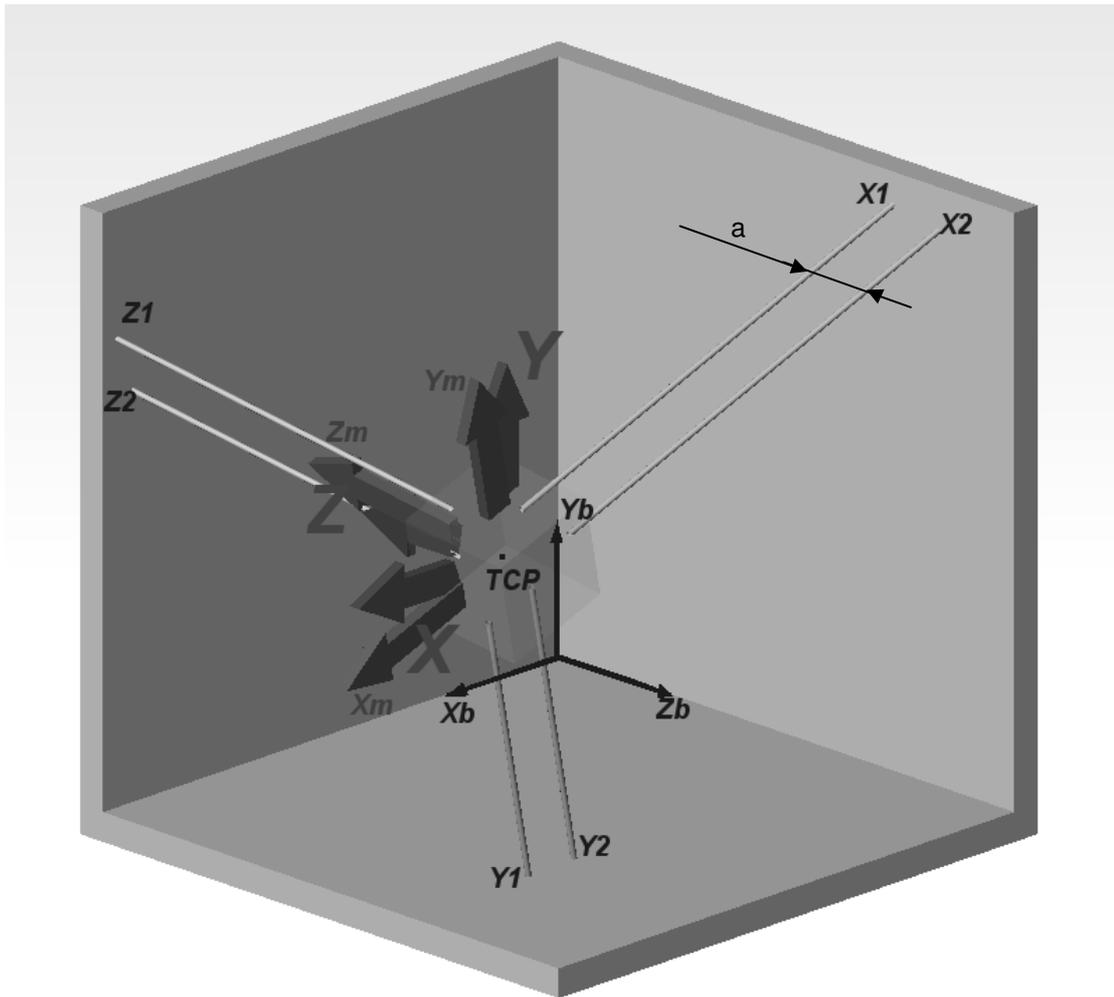
Tabelle 28: Winkelauflösungen des Sios SP 2000-D bei verschiedenen Strahlabständen [113]

Der in Tabelle 28 angegebene Winkelmessbereich mit Fokussierung ist nicht erreichbar, da eine Fokussierung aufgrund unterschiedlicher Messlängen nicht sinnvoll ist. Für eine zuverlässige Bestimmung des Winkelfehlers ist ein möglichst großer Strahlabstand zu wählen.

8.2 Koordinatentransformation

Da im Gegensatz zu anderen Messprinzipien und –systemen bei der hier angewendeten planspiegel-interferometrischen Messung die Laserquelle, also das Messsystem, mit dem TCP der Werkzeugmaschine mitbewegt wird, macht das Messsystem auch die Nick-, Gier- und Rollbewegungen der Werkzeugmaschine mit. Daraus ergibt sich, dass das Messkoordinatensystem zwar in kartesischer Form vorliegt, aber zum Bezugskoordinatensystem, dem Koordinatensystem der Werkzeugmaschine, verdreht und unter Umständen auch verschoben ist (vgl. Abbildung 115).

Dieser Umstand bedingt, dass eine korrekte Messung nur mit einem System mit mindestens sechs Laserstrahlen möglich ist. Nur in diesem Fall liegen anhand der Messergebnisse ausreichend viele Daten vor, die eine vollständige Koordinatentransformation vom Messsystem in das Maschinenkoordinatensystem erlauben.



*Abbildung 115: Koordinatensysteme beim
Planspiegelinterferometer*

Die Durchstosspunkte der Laserstrahlen in den Spiegelebenen entsprechen den Messpunkten. Die Koordinaten dieser Punkte sind aufgrund der Messwerte im koordinatensystem des Messsystems bekannt. Für eine sinnvolle Implementierung in eine Kompensationstabelle einer Werkzeugmaschinensteuerung müssen die Messpunkte in das Koordinatensystem der Werkzeugmaschine transformiert werden. Diese Transformation wird nachfolgend dargestellt.

Nachfolgend soll eine Koordinatentransformation der Form

$$\begin{pmatrix} x_b \\ y_b \\ z_b \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} m_x \\ m_y \\ m_z \end{pmatrix} + T \cdot \begin{pmatrix} x_m \\ y_m \\ z_m \end{pmatrix} \quad \text{Gleichung 87}$$

aus dem Messsystem Σ_m in das Maschinenkoordinatensystem (hier Basissystem) Σ_b mit der orthogonalen Matrix $T = (a_{ik})$ gefunden werden. Entsprechend der obigen Abbildung 115, unter der vorher angegebenen Annahme kleiner Drehwinkel, ist eine erste Näherung der orthogonalen Matrix T mit

$$T = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & -1 \end{bmatrix} \quad \text{Gleichung 88}$$

gegeben. Da die Achsen z_b und z_m entgegengesetzt angenommen wurden. Der Vektor \mathbf{m} stellt den Schiebevektor dar, um den die Koordinatensysteme verschoben sind.

Für die sechs Messpunkte, welche auf den Spiegelflächen zu liegen kommen, ergibt sich im System Σ_m :

$$\begin{aligned} Z_{1m} &= \begin{pmatrix} 0 \\ a/2 \\ z_1 \end{pmatrix} & Z_{2m} &= \begin{pmatrix} 0 \\ -a/2 \\ z_2 \end{pmatrix} \\ Y_{1m} &= \begin{pmatrix} a/2 \\ -y_1 \\ 0 \end{pmatrix} & Y_{2m} &= \begin{pmatrix} -a/2 \\ -y_2 \\ 0 \end{pmatrix} \\ X_{1m} &= \begin{pmatrix} -x_1 \\ 0 \\ a/2 \end{pmatrix} & X_{2m} &= \begin{pmatrix} -x_2 \\ 0 \\ -a/2 \end{pmatrix} \end{aligned} \quad \text{Gleichung 89a-e}$$

8. Entwicklung eines Messsystems für die volumetrische Kompensation

Die Werte x_i , y_i und z_i entsprechen den Messwerten des Lasermesssystems, a ist der Abstand zweier paralleler Messstrahlen.

Da die Punkte auf den Spiegelflächen zu liegen kommen, verschwindet im Basissystem Σ_b jeweils eine Koordinate dieser Punkte, nämlich z_b für Z_{1m} und Z_{2m} , y_b für Y_{1m} und Y_{2m} sowie x_b für X_{1m} und X_{2m} .

Daraus folgen die sechs Gleichungen:

$$0 = m_z + a_{32} \cdot \frac{a}{2} + a_{33} \cdot z_1,$$

$$0 = m_z - a_{32} \cdot \frac{a}{2} + a_{33} \cdot z_2,$$

$$0 = m_y + a_{21} \cdot \frac{a}{2} - a_{22} \cdot y_1,$$

$$0 = m_y - a_{21} \cdot \frac{a}{2} - a_{22} \cdot y_2,$$

$$0 = m_x - a_{11} \cdot x_1 + a_{13} \cdot \frac{a}{2},$$

$$0 = m_x - a_{11} \cdot x_2 - a_{13} \cdot \frac{a}{2}$$

Gleichung 90a-e

Die sechs Gleichungen haben sechs Unbekannte, sind linear unabhängig und erlauben daher die Bestimmung der a_{ik} .

Aus der Summe je zweier aufeinanderfolgender Gleichungen erhält man:

$$m_z = -a_{33} \cdot \frac{z_1 + z_2}{2},$$

$$m_y = a_{22} \cdot \frac{y_1 + y_2}{2},$$

$$m_x = a_{11} \cdot \frac{x_1 + x_2}{2}$$

Gleichung 91a-c

8. Entwicklung eines Messsystems für die volumetrische Kompensation

Aus den Differenzen je zweier aufeinanderfolgender Gleichungen erhält man:

$$\begin{aligned} a \cdot a_{32} + a_{33} \cdot (z_1 - z_2) &= 0, \\ a \cdot a_{21} + a_{22} \cdot (y_2 - y_1) &= 0, \\ a \cdot a_{13} + a_{11} \cdot (x_2 - x_1) &= 0 \end{aligned} \qquad \text{Gleichung 92a-c}$$

Für eine vereinfachte, kürzere Schreibweise soll Folgendes gelten:

$$\begin{aligned} \Delta z &:= \frac{z_2 - z_1}{a}, \\ \Delta y &:= \frac{y_2 - y_1}{a}, \\ \Delta x &:= \frac{x_2 - x_1}{a} \end{aligned} \qquad \text{Gleichung 93a-c}$$

Gleichung 93a bis c in Gleichung 92a bis c eingesetzt, ermöglicht die Schreibweise

$$\begin{aligned} a_{32} &= \Delta z \cdot a_{33}, \\ a_{21} &= -\Delta y \cdot a_{22}, \\ a_{13} &= -\Delta x \cdot a_{11} \end{aligned} \qquad \text{Gleichung 94a-c}$$

Für die Berechnung der Transformationsmatrix $T = (a_{ik})$ werden die Zeilenvektoren mit

$$\vec{t}_i = (a_{i1}, a_{i2}, a_{i3}), \quad i=1, 2, 3$$

bezeichnet.

Definitionsgemäß sind diese Zeilenvektoren paarweise orthogonale Einheitsvektoren [137]. Im folgenden Ansatz soll zunächst die Orthogonalitätsrelation genutzt werden und die Normierung erst am Ende durchgeführt werden.

Der Zeilenvektor \mathbf{t}_3 wird wie folgt angesetzt:

$$\vec{t}_3 = (-s\varphi, -\Delta z \cdot c\varphi, -c\varphi) \quad \text{Gleichung 95}$$

Dabei sollen $s\varphi$ und $c\varphi$ als Abkürzungen für $\sin\varphi$ und $\cos\varphi$ geschrieben werden. Der Winkel φ ist vorläufig noch unbekannt. Der so angesetzte Vektor \mathbf{t}_3 erfüllt damit die Gleichung 94a, ist aber noch kein Einheitsvektor.

Setzt man in Gleichung 95 $\varphi = 0$, so erhält man den dritten Zeilenvektor aus der Näherungsmatrix in Gleichung 88, Δz ist hierbei natürlich nahe Null. Das zu findende φ wird demnach betragsmäßig klein sein.

Der zweite Zeilenvektor \mathbf{t}_2 steht orthogonal zu \mathbf{t}_3 und aufgrund von Gleichung 94b auch orthogonal zu $(1, \Delta y, 0)$. Der Zeilenvektor \mathbf{t}_3 zeigt also in Richtung des Vektorproduktes

$$\begin{pmatrix} 1 \\ \Delta y \\ 0 \end{pmatrix} \times \vec{t}_3 \quad \text{Gleichung 96}$$

bzw.

$$\begin{pmatrix} 1 \\ \Delta y \\ 0 \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} -s\varphi \\ -\Delta z \cdot c\varphi \\ -c\varphi \end{pmatrix} \quad \text{Gleichung 97}$$

somit

$$\vec{t}_2 = \begin{pmatrix} -c\varphi \cdot \Delta y \\ c\varphi \\ -\Delta z \cdot c\varphi + \Delta y \cdot s\varphi \end{pmatrix} \quad \text{Gleichung 98}$$

8. Entwicklung eines Messsystems für die volumetrische Kompensation

Der erste Zeilenvektor \mathbf{t}_1 steht orthogonal zu \mathbf{t}_2 und \mathbf{t}_3 und weist in die Richtung des Vektorproduktes $\mathbf{t}_3 \times \mathbf{t}_2$, also

$$\begin{pmatrix} -s\varphi \\ -\Delta z \cdot c\varphi \\ -c\varphi \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} -c\varphi \cdot \Delta y \\ c\varphi \\ \Delta y \cdot s\varphi - \Delta z \cdot c\varphi \end{pmatrix} \quad \text{Gleichung 99}$$

somit

$$\vec{t}_1 = \begin{pmatrix} -\Delta z \cdot c\varphi \cdot (\Delta y \cdot s\varphi - \Delta z \cdot c\varphi) + c^2\varphi \\ c^2\varphi \cdot \Delta y + s\varphi \cdot (\Delta y \cdot s\varphi - \Delta z \cdot c\varphi) \\ -s\varphi \cdot c\varphi - c^2\varphi \cdot \Delta y \cdot \Delta z \end{pmatrix} \quad \text{Gleichung 100}$$

oder das Produkt ausgerechnet und etwas umgeordnet

$$\vec{t}_1 = \begin{pmatrix} c^2\varphi - \Delta y \cdot \Delta z \cdot s\varphi \cdot c\varphi + \Delta z^2 \cdot c^2\varphi \\ \Delta y \cdot s^2\varphi - \Delta z \cdot s\varphi \cdot c\varphi + \Delta y \cdot c^2\varphi \\ -\Delta y \cdot \Delta z \cdot c^2\varphi - s\varphi \cdot c\varphi \end{pmatrix} \quad \text{Gleichung 101}$$

Damit auch Gleichung 94c genüge getan wird, muss gelten

$$\begin{aligned} &\Delta x \cdot c^2\varphi - \Delta x \cdot \Delta y \cdot \Delta z \cdot s\varphi \cdot c\varphi + \\ &+ \Delta x \cdot \Delta z^2 \cdot c^2\varphi - \Delta y \cdot \Delta z \cdot c^2\varphi - s\varphi \cdot c\varphi = 0 \end{aligned} \quad \text{Gleichung 102}$$

Da die Lösung von φ nahe von Null liegt, ist $c\varphi \neq 0$ und wir können Gleichung 102 durch $c\varphi$ kürzen und es bleibt.

$$\tan \varphi = \frac{\Delta x - \Delta y \cdot \Delta z + \Delta x \cdot \Delta z^2}{1 + \Delta x \cdot \Delta y \cdot \Delta z} \quad \text{Gleichung 103}$$

Damit sind nun eine ausreichende Anzahl an Bestimmungsgleichungen für die Transformationsmatrix T gegeben die sich nun analytisch wie folgt berechnen lässt:

Zunächst wird mit Gleichung 103 der Winkel φ bestimmt. Der Winkel φ wird in die Gleichungen 101, 98 und 95 eingesetzt, die erhaltenen Vektoren sind auf Einheitsvektoren zu normieren und ergeben somit die Zeilenvektoren \mathbf{t}_1 , \mathbf{t}_2 und \mathbf{t}_3 der Transformationsmatrix T. Die Verschiebungen m_x , m_y und m_z können entsprechend der Gleichung 91 einfach berechnet werden.

Die Normierung erfolgt nach den bekannten Regeln [137]:

$$\vec{t}_i \in T = \frac{\vec{t}_i}{\|\vec{t}_i\|} \quad \text{für } i=1, 2, 3 \quad \text{Gleichung 104}$$

Als bessere Näherung in Vergleich zu Gleichung 88 kann man unter Berücksichtigung der Aspekte, dass Δx , Δy und Δz klein sind und ein Produkt dieser Zahlen noch kleiner ist, annähern, dass $s\varphi = \Delta x$ und $c\varphi = 1$ und erhält die Näherungsmatrix:

$$T = \begin{bmatrix} 1 & \Delta y & -\Delta x \\ -\Delta y & 1 & -\Delta z \\ -\Delta x & -\Delta z & -1 \end{bmatrix} \quad \text{Gleichung 105}$$

Diese Matrix stellt jedoch strenggenommen keine echte orthogonale Matrix dar, sondern nur eine Näherungsmatrix.

Für den Werkzeugmaschinenbau sind neben der Transformationsmatrix auch die den Hauptachsen zugeordneten Drehwinkel von Interesse, welche das Gieren, Nicken und Rollen des TCP beschreiben. Eine einfache Bestimmungsgleichung

8. Entwicklung eines Messsystems für die volumetrische Kompensation

kann nach Craig [138] angegeben werden und wird aus der Transformationsmatrix $T = (a_{ik})$ berechnet.

$$\begin{aligned}
 \beta &= A \tan 2(\sqrt{a_{11}^2 + a_{21}^2}, -a_{31}) \\
 \alpha &= A \tan 2\left(\frac{a_{11}}{\cos \beta}, \frac{a_{21}}{\cos \beta}\right) \\
 \gamma &= A \tan 2\left(\frac{a_{33}}{\cos \beta}, \frac{a_{32}}{\cos \beta}\right)
 \end{aligned}
 \tag{Gleichung 106}$$

Dabei ist $A \tan 2(y, x)$ die gleichnamige Funktion, die in vielen mathematischen Programmbibliotheken existiert, und die gegenüber der \arctan -Funktion oft bevorzugt wird, da die sonst nötigen Fallunterscheidungen für die vier Quadranten überflüssig werden und wie folgt definiert ist:

$$A \tan 2(y, x) := \begin{cases} \arctan \frac{y}{x}, & x > 0 \\ \arctan \frac{y}{x} + \pi, & x > 0, y \geq 0 \\ \arctan \frac{y}{x} - \pi, & x < 0, y < 0 \\ +\frac{\pi}{2}, & x = 0, y > 0 \\ -\frac{\pi}{2}, & x = 0, y < 0 \\ 0, & x = 0, y = 0 \end{cases}
 \tag{Gleichung 107}$$

In der Praxis kann durch geeignete Wahl des Punktes an dem der Messlaser referenziert wird und durch Zuweisung eines Offsets im Messprogramm auf die Bestimmung des Verschiebevektors verzichtet werden. Das Maschinenkoordinatensystem wird weiter ebenfalls, entgegen den Annahmen in Abbildung 115, als Rechtssystem ausgeführt. Dies kann durch die folgende, einfache Transformationsmatrix realisiert werden.

8. Entwicklung eines Messsystems für die volumetrische Kompensation

$$T_r = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & -1 \end{bmatrix}$$

Gleichung 108

Die Transformationsmatrix T , bestehend aus den Zeilenvektoren \mathbf{t}_1 , \mathbf{t}_2 und \mathbf{t}_3 , wird dazu mit der Drehmatrix T_r aus Gleichung 108 multipliziert.

$$T_{neu} = T \cdot T_r$$

Gleichung 109

Die neue Transformationsmatrix bildet die Messwerte im als Rechtssystem ausgeführten Basissystem ab. Praktisch werden durch diese Rechenoperation die letzten Elemente der Zeilenvektoren \mathbf{t}_1 , \mathbf{t}_2 und \mathbf{t}_3 mit einem umgekehrten Vorzeichen versehen. Mit den neuen Elementen der Matrix T_{neu} können die Drehwinkel, entsprechend Gleichung 106, bestimmt werden.

Die angegebenen Gleichungen wurden genutzt, um ein Programm in Excel zu entwickeln, das eine Online-Transformation der Messdaten in Werte bezogen auf das Maschinenkoordinatensystem gestattet (Abbildung 116).

Messwert-eingabe	Messwerte:		norm. Delta	Mittelwert		Winkel im System:			
	x1=	100,01	-0,0005	xm=	100,005	rad	grad		
	x2=	100				alpha	0	0	
	y1=	200	0	ym=	200	beta	-0,0005	-0,028648	
	y2=	200				gamma	3,1415927	180	
Berechnung der Messwert-differenz der einzelnen Achsen	z1=	100	0	zm=	100	Winkel im Rechtssystem:			
	z2=	100				rad	grad		
	Strahlabstrand a=	20				alpha	0	0	
	Transformationsmatrix						beta	-0,0005	-0,028648
							gamma	0	0
							Rotationswinkel		
	a11=	0,9999999	a12=	0	a13=	0,0005	Transformationsmatrix		
	a21=	0	a22=	1	a23=	0			
	a31=	0,0005	a32=	0	a33=	-1			
	Verschiebevektor						Messpunkt in Maschinenkoordinaten		
mx=	100,00499								
my=	200								
mz=	99,999988								
Transformation mit Verschiebung		ohne Verschiebung		im Rechtssystem					
xb=	200,059975	100,0549875	99,95498751						
yb=	400	200	200						
zb=	0,050002494	-99,94998501	100,04999						

Abbildung 116: Transformationstool zur Bestimmung der Messwerte im Werkzeugmaschinenkoordinatensystem

8. Entwicklung eines Messsystems für die volumetrische Kompensation

In der Abbildung ist der einfache Fall einer Drehung um die Y-Achse dargestellt. Daher ist die Transformationsmatrix symmetrisch und das Element a_{22} der Matrix mit 1 sowie die Elemente a_{n2} und a_{2n} mit $n \in \{1,3\}$ mit 0 besetzt. Im Basissystem ist folglich nur eine Drehung um den Eulerwinkel β erkennbar.

Unter der Annahme, dass die Winkeldrehungen sehr klein ausfallen, ist bei nicht Durchführung einer Transformation jedoch von einem sehr kleinen Fehler auszugehen. Übliche Winkelfehler von Vorschubachsen in Werkzeugmaschinen liegen im Bereich von 10 Bogensekunden. Daher kann bei hinreichender Genauigkeit die Transformation entfallen, wie auch anhand der Transformationsgleichungen gezeigt wurde. Dies gestattet auch die Verwendung von kleineren Planspiegel-Messsystemen mit z.B. nur einem Laser bei hinreichender Genauigkeit.

8.3 Entwicklung eines geeigneten Planspiegels

Im Zuge von Voruntersuchungen wurde das Potential des neuen Konzeptes anhand verschiedener Gesichtspunkte abgegrenzt bzw. geeignete Kombinationen von Laser und Vorderflächenspiegel begutachtet.

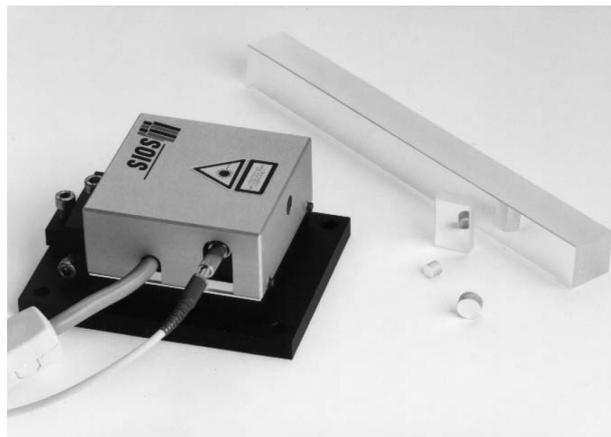


Abbildung 117: Miniaturinterferometer mit Planspiegelreflektor der Fa. Sios Messtechnik [113]

8. Entwicklung eines Messsystems für die volumetrische Kompensation

Als Lasersystem wurde ein Miniaturinterferometer der Fa. Sios vom Typ SP 2000 (vgl. Abbildung 117) mit folgenden Daten ausgewählt:

Technische Daten		Modell SP2000
Messbereich		2000mm
Auflösung	Standard	1nm
	optional	0,1nm
Wellenlänge		632,8nm
Frequenzstabilität des Lasers (nach der Einlaufzeit)		$2 \cdot 10^{-8}$
Einlaufzeit des Lasers		10 bis 20 min
Arbeitstemperaturbereich		15 bis 30 °C
max. Verschiebegeschwindigkeit		600mm/s
Abmessungen (H x B x Z)	Sensorkopf	36mm x 70mm x 70mm
	elektronische Auswerte- und Versorgungseinheit	150mm x 450mm x 400mm
Gewicht	Sensorkopf	200g
	elektronische Auswerte- und Versorgungseinheit	9.500g
Schnittstellen	seriell	RS 232 C
	optional	USB
Kabellänge zwischen Sensorkopf und elektronischer Auswerte- und Versorgungseinheit		3m, optional bis 10m
Spannungsversorgung		100 bis 240VAC
		47 bis 60Hz

Tabelle 29: Technische Daten SIOS SP 2000 [113]

Dieses System zeichnet sich im Vergleich zu Mitbewerbern durch eine integrierte Umweltkompensation unter Berücksichtigung von Feuchte, Druck und Temperatur aus und bietet bereits eine Software zur Messdatenerfassung. Weiters wird dieses System auf einer Montageplattform ausgeliefert, die eine einfache Justierung der Strahlausrichtung gestattet.

Besonderes Augenmerk wurde jedoch auf die Wahl des Planspiegels gelegt, da großflächige Spiegel hinsichtlich der Genauigkeitsanforderungen schwer erhältlich sind. Als wichtiges Kriterium wurden zusätzlich die Beschaffungskosten für den Planspiegel in Betracht gezogen. Des Weiteren ist die Wahl des Systems auch

getroffen worden, weil eine ebene Fläche fertigungstechnisch am einfachsten hergestellt werden kann.

8.3.1 Anforderungen an den Planspiegel

Die effektiv nutzbare Reflexionsfläche des Planspiegels sollte eine Dimension von etwa 500mm x 500mm aufweisen, da hiermit ein Gros der eingesetzten Werkzeugmaschinen vermessen werden kann. Als Referenzbasis für das Material bzw. dessen Eigenschaften wurde ein Planspiegel, welcher vom Lieferanten des Planspiegelinterferometers mitgeliefert wurde, herangezogen. Dieser Referenzspiegel von hoher optischer Qualität jedoch ohne näher spezifizierte Eigenschaften wies die Dimensionen 200 x 20 x 20mm³ auf.

Für erste Versuche wurde zunächst eine im Vergleich kostengünstige polierte Platte aus hochlegiertem Stahlwerkstoff untersucht, da diese aus fertigungstechnischen Gesichtspunkten einfach herstellbar wäre. Für die Untersuchungen wurde eine Zeiss WMM 850 (Abbildung 118) eingesetzt, da hier von einer Positionierunsicherheit in einem sehr engen Bereich ausgegangen werden kann. Das Laserinterferometer wurde nahe des Tastkopfes der Koordinatenmessmaschine befestigt. Der zu vermessende Reflektor wurde unterhalb des Interferometers auf der Aufspanfläche der Koordinatenmessmaschine angeordnet. Aufgrund der höheren Anforderungen hinsichtlich Genauigkeit wurde eine Koordinatenmessmaschine für die Versuche gewählt.

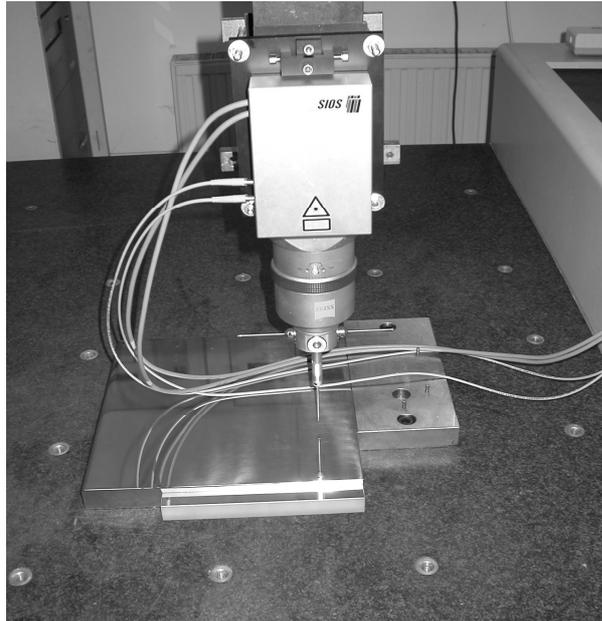


Abbildung 118: Versuchsanordnung auf einer Zeiss WMM 850 mit einer polierten Stahlplatte

Für die Laserstrahlausrichtung gibt der Lieferant des Planspiegelinterferometers an, dass zumindest eine Intensität von 50% für den reflektierten, empfangenen Laserstrahl erreicht werden muss. Diese Auswertung konnte mit der vom Hersteller des Planspiegelinterferometers zur Verfügung gestellten Software direkt durchgeführt werden. Für die polierte Stahlplatte konnte jedoch über weite Bereiche der Oberfläche die geforderte Strahlintensität von 50% nicht erreicht werden.

In einem zweiten Testaufbau wurde eine konventionelle Floatglasscheibe, die an der Vorderfläche mit Chrom beschichtet ist, untersucht. Für die Spiegeldimension wurde $500 \times 500 \times 6\text{mm}^3$ gewählt. Die Oberfläche erfüllte hinsichtlich Oberflächenebenheit keine speziellen Anforderungen. Spiegel mit diesen Kennzeichen sind in der optischen Industrie als Halbzeug in fast jeder Dimension erhältlich und daher sehr kostengünstig (Abbildung 119).

8. Entwicklung eines Messsystems für die volumetrische Kompensation

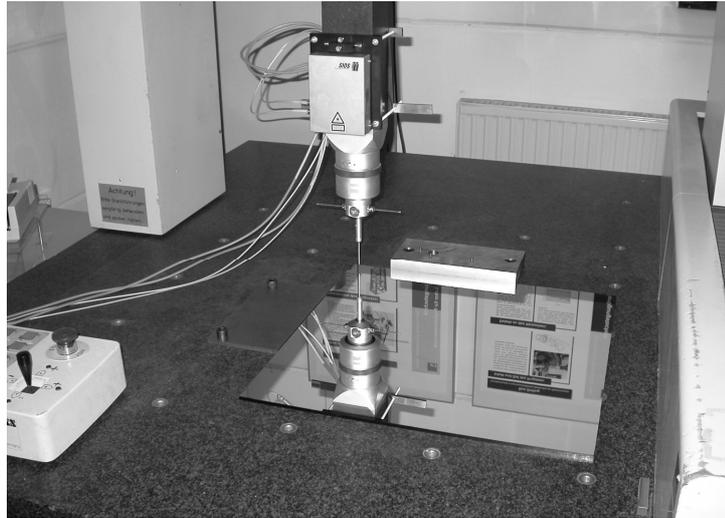


Abbildung 119: Versuchsanordnung auf einer Zeiss WMM 850 mit konventionellem Vorderflächenspiegel

Die Tests zeigten, dass die Intensität des reflektierten Strahls deutlich die geforderte 50% Marke übertrifft, wie auch in Abbildung 120 ersichtlich. Die drei Graphen entsprechen dabei einer Verfahrbewegung in X, Y und Z-Richtung. Der Einbruch in Y-Richtung bei Messpunkt 8 ist auf einen kleinen Kratzer in der Spiegeloberfläche zurückführbar, ist aber immer noch deutlich über 50% Strahlintensität. Kratzer sind aufgrund des Fertigungsprozesses des Spiegels und der sehr empfindlichen Reflexionsschicht unvermeidbar. Damit ist eine Beschichtung zum besseren Schutz vor abrasivem Verschleiß sinnvoll.

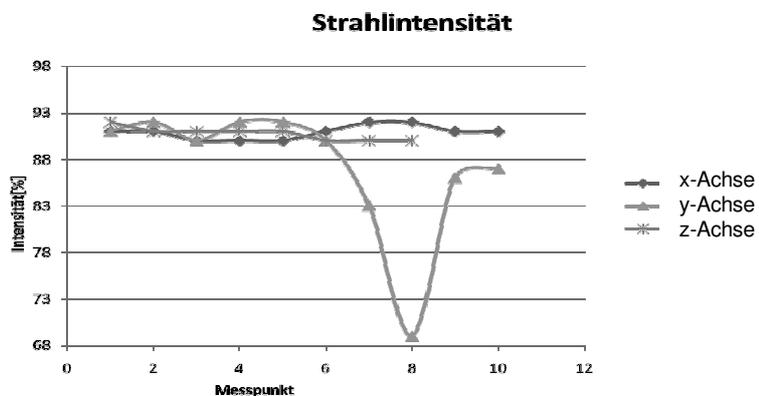


Abbildung 120: Strahlintensität bei konventionellem Planspiegel

8. Entwicklung eines Messsystems für die volumetrische Kompensation

In einer ersten Untersuchung an der oben genannten Zeiss Koordinatenmessmaschine gemäß VDI/DGQ 3441 konnte mit diesem Spiegel eine mittlere Positionsstreuung $\overline{P_s} = 1,622\mu\text{m}$ und eine Positionsabweichung von $P = 3.427\mu\text{m}$ entlang der z-Achse über eine Distanz von 400mm erreicht werden (Abbildung 121). Der Versuchsaufbau entspricht der Anordnung wie bei der Bestimmung der Strahlintensität. Es wurden sechs Messpunkte im Abstand von 80mm über einem Verfahrenweg von 400mm festgelegt.

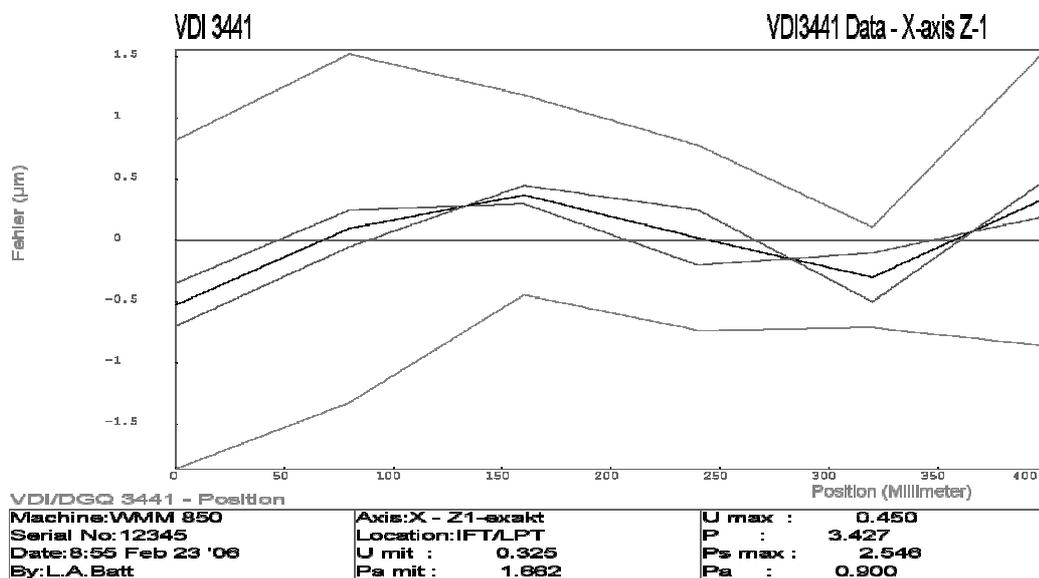


Abbildung 121: Messung konventioneller Spiegel nach VDI/DGQ 3441

Die Abweichungen sind auf die Koordinatenmessmaschine selbst rückführbar, wie ein später folgender Vergleich mit einem Retroreflektorsystem zeigt.

In einem dritten Messaufbau wurde ein hochpräziser Vorderflächenspiegel aus dem Werkstoff Borofloat 33 mit den Dimensionen $500 \times 500 \times 25\text{mm}^3$ untersucht (Abbildung 122). Borofloat 33 ist ein Borsilikatglas, das zu 4 bis 8% aus Alkalimetalloxiden (Natriumoxid Na_2O ; Kaliumoxid K_2O), 2 bis 7% Aluminiumoxid (Al_2O_3), bis zu 5% Erdalkalimetalloxiden, 70 bis 80% Siliciumdioxid (SiO_2) und 7 bis 13% Bortrioxid (B_2O_3) besteht.

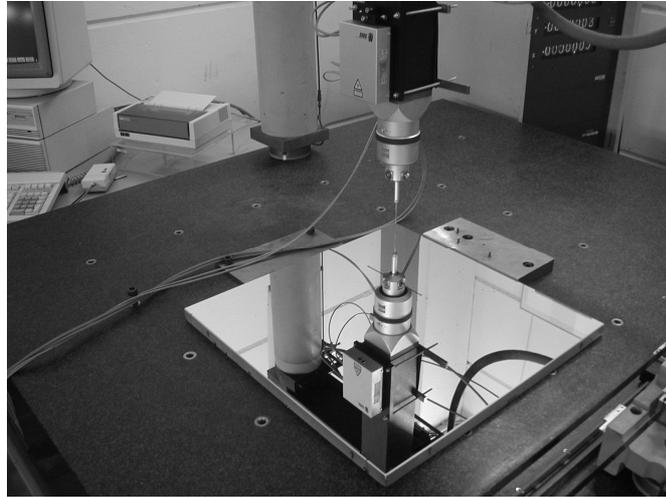


Abbildung 122: Versuchsanordnung auf einer Zeiss WMM 850 mit einem Hochpräzisionsspiegel

Die Oberfläche wurde hochpoliert, mit einer Schicht Aluminium besputtert und mit einer oxidkeramischen Beschichtung (SiO_2) zum Schutz überzogen. Diese Schutzschicht erhöht die Haltbarkeit der Reflexionsschicht beträchtlich, wodurch auch ein Einsatz in einer rauerer Werkstattumgebung möglich wird.

Die Ebenheit der Spiegelfläche wird für Planspiegel im Allgemeinen über einen Faktor, der auf die Wellenlänge des zu reflektierenden Laserstrahls bezogen ist, angegeben. Der Spiegelhersteller gibt die Ebenheit des hier eingesetzten Spiegels mit $\lambda/2$ an. Der Spiegel wurde für einen Laser mit einer Lichtwellenlänge von 630nm konzipiert und weist daher einer Ebenheit von 315nm auf.

Wie Abbildung 123 zeigt, konnte in allen drei Verfahrrichtungen eine gleichbleibend hohe Strahlintensität von 88% erreicht werden. Damit kann auch rückgeschlossen werden, dass die SiO_2 -Schicht zum Schutz der Reflexionsschicht keinen Einfluss ausübt.

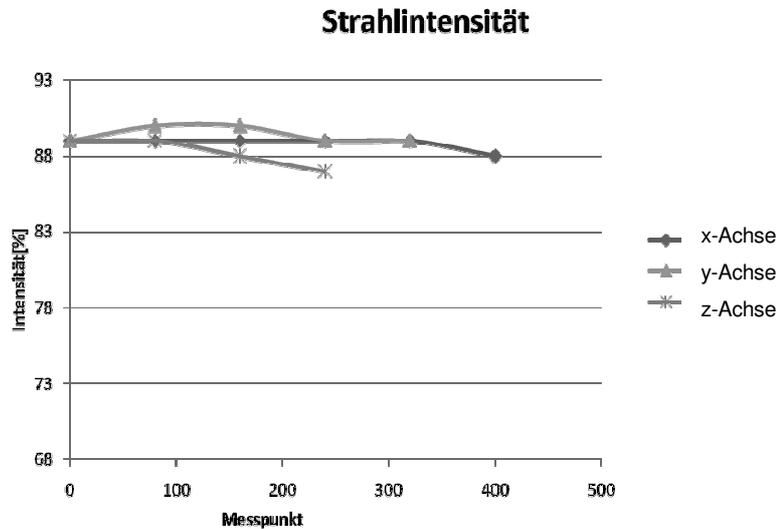


Abbildung 123: Strahlintensität beim Hochpräzisionsspiegel

Wieder wurde in einem Versuch entsprechend VDI/DGQ 3441 die mittlere Positionsstreuung mit $\overline{P_s} = 1,432\mu\text{m}$ und eine Positionsabweichung von $P = 2.153\mu\text{m}$ ermittelt (Abbildung 124).

Die Positionsstreuung wird naturgemäß von mehreren Faktoren, wie z.B. auch der in diesem Versuch verwendeten Koordinatenmaschine beeinflusst. Berücksichtigt man allerdings, dass bei den Messungen nur die Spiegel selbst verändert wurden, die anderen Faktoren aber weitgehend unbeeinflusst blieben, kann davon ausgegangen werden, dass markante Veränderungen dieser Werte auf den Einflussfaktor Spiegel, z.B. dessen Ebenheit, bezogen werden können.

Stellt man die Ergebnisse der einzelnen Untersuchungen zur Strahlintensität gegenüber, so ist zwischen dem Referenzspiegel und dem konventionellen Spiegel nahezu kein Unterschied feststellbar. Lediglich der Hochpräzisionsspiegel liefert eine deutlich bessere Strahlintensität. Hierin ist auch der um den Faktor 20 höhere Preis der Hochpräzisionsspiegel zu begründen.

8. Entwicklung eines Messsystems für die volumetrische Kompensation

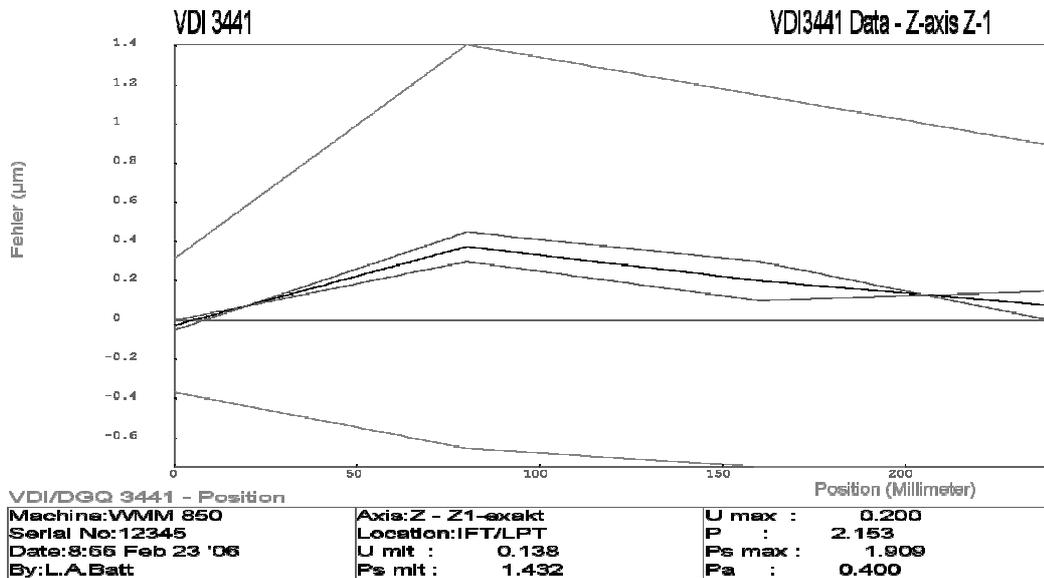
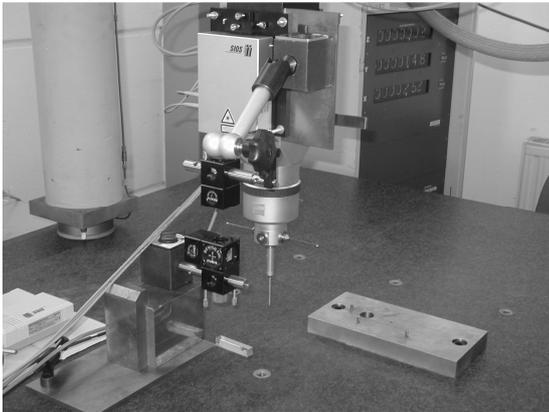


Abbildung 124: Messung hochpräziser Spiegel nach VDI/DGQ 3441

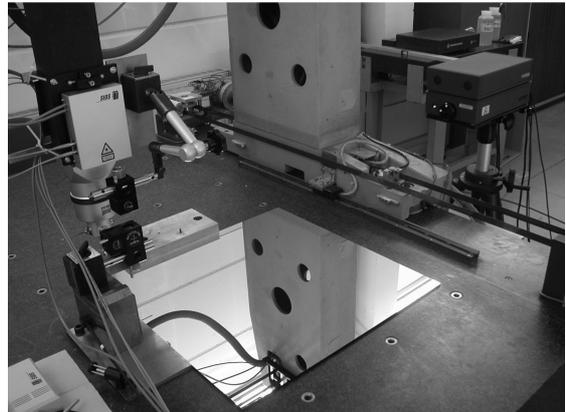
In einem weiteren Messaufbau wurden der konventionelle und der hochpräzise Spiegel, einer weiteren Untersuchung unterzogen. Hierzu wurde neben dem Planspiegelinterferometer parallel mit einem konventionellen Retroreflektorinterferometer gemessen. Das Planspiegelinterferometer wurde, wie im vorhergehenden Versuchsaufbau, nahe dem Tastkopf der Koordinatenmessmaschine angebracht. Zusätzlich wurde in unmittelbarer Nähe der Reflektor des Retroreflektorinterferometers angeordnet (vgl. Abbildung 125a). Der Laserstrahl des Retroreflektorinterferometers wurde durch den Strahlteiler in vertikaler Richtung umgelenkt, um in Richtung der Z-Achse messen zu können. Damit konnten weitere Einflussfaktoren, die z.B. auf die Versuchsplattform Zeiss WMM 850 zurückzuführen sind, ausgeschaltet werden.

Der Versuch wurde zur besseren Vergleichbarkeit auch mit dem Referenzspiegel des Planspiegelinterferometers durchgeführt (Abbildung 125).

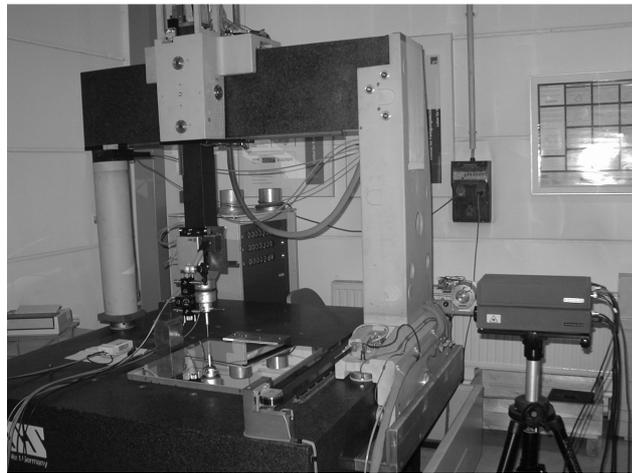
8. Entwicklung eines Messsystems für die volumetrische Kompensation



a)



b)



c)

Abbildung 125: a) Aufbau mit SIOS-Referenzspiegel b) Aufbau konventioneller Spiegel c) Aufbau mit Hochpräzisionsspiegel

In Abbildung 126 sind die Ergebnisse für die drei Spiegel angegeben. Alle drei Systeme liefern eine sehr enge Bandbreite in Streuung der Abweichung von ca. $1,5\mu\text{m}$ an den einzelnen Messpunkten. Diese Streuung ist zu einem wesentlichen Teil auf die Koordinatenmessmaschine selbst zurückzuführen.

8. Entwicklung eines Messsystems für die volumetrische Kompensation

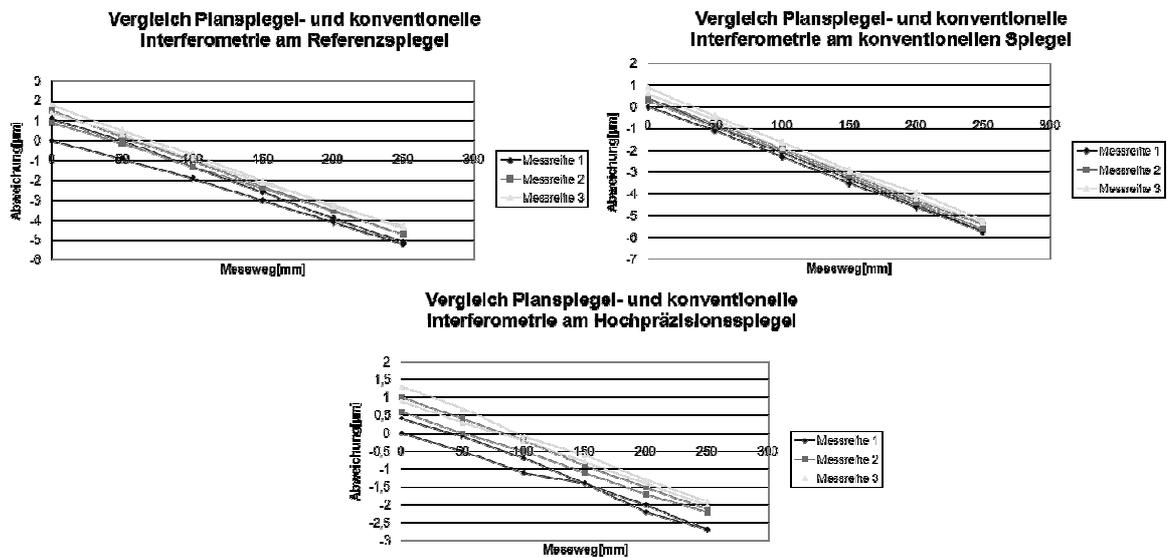


Abbildung 126: Abweichungen der Messwerte zwischen Planspiegel und konventionellem Laserinterferometer bei unterschiedlichen Reflektoren

Die Steigung der Graphen in Abbildung 126 lässt sich zum Teil aus einem Fehler in der Anordnung der beiden Messstrahlen zueinander begründen. Dieser Fehler wird als Kosinusfehler bezeichnet und ist gekennzeichnet durch einen Anstieg des Messwertes mit zunehmender Entfernung. Die Neigung zwischen den beiden Strahlen liegt rechnerisch im Bereich von ca. 15,98 Winkelminuten. Wird dieser Wert eingerechnet, ergibt sich eine Abweichung von ca. $0,4\mu\text{m}$ was bei einer Messunsicherheit von ca. $\pm 0,7\mu\text{m}/\text{m}$ für Laserinterferometer in einem plausiblen Bereich liegt.

Nimmt man die Erkenntnisse aus den Untersuchungen zur Strahlintensität und berücksichtigt, dass der konventionelle Spiegel im Vergleich mit einem Retroreflektorsystem ähnliche Ergebnisse liefert wie der Referenzspiegel, so kann bei deutlich geringeren Kosten auch dieser zur Vermessung von Werkzeugmaschinen herangezogen werden.

Für die weiteren Versuche wurden aufgrund des Aufwandes die Untersuchungen auf den Einsatz des Hochpräzisionsspiegels beschränkt.

8.4 Versuchsaufbau für das System mit einem DOF

Für den Versuchsaufbau mussten Vorrichtungen geschaffen werden, die einerseits eine Einbringung des Planspiegels in den Arbeitsraum und andererseits eine Montage des Lasers, möglichst nahe dem TCP, gestatten.

8.4.1 Vorrichtung für den Planspiegel

Für die optimale Lagerung des Planspiegels wurde zunächst ein FEM Modell in Solidworks erstellt, um die Durchbiegung auf ein Minimum zu reduzieren. Für den E-Modul von Borofloat 33 wurde nach einem Datenblatt [139] ein Wert von 64kN/mm^2 angesetzt. Um eine statisch definierte Lagerung des Planspiegels zu gewährleisten und keine zusätzlichen Spannungen im Spiegel einzubringen, wurden drei Stützstellen festgelegt. Nach DIN ISO 230-1 [80] werden für Lineale als günstigste Auflagerstellen $2L/9$ vom Rand angegeben, wobei L die Länge des Lineals darstellt. Ausgehend von diesen Daten wurden jene Lagerpunkte bestimmt, bei denen die Durchbiegung des Spiegels ein Minimum ergab. Diese Punkte werden in der Mathematik als Bessel-Punkte bezeichnet [140]. Bei den gewählten Maßen für die Auflagerpunkte kann die Maximaldurchbiegung an den äußeren Ecken mit $1,5\mu\text{m}$ beschränkt werden, wie Abbildung 127 darstellt.



Abbildung 127: FEM-Modell zur Durchbiegung des Hochpräzisionsspiegels

8. Entwicklung eines Messsystems für die volumetrische Kompensation

Die Anordnung der Lagerpunkte ist Abbildung 128 zu entnehmen. Die Auflagerflächen der Halterung wurden mittels eines speziellen Klebstoffs an der Rückseite des Planspiegels verklebt.

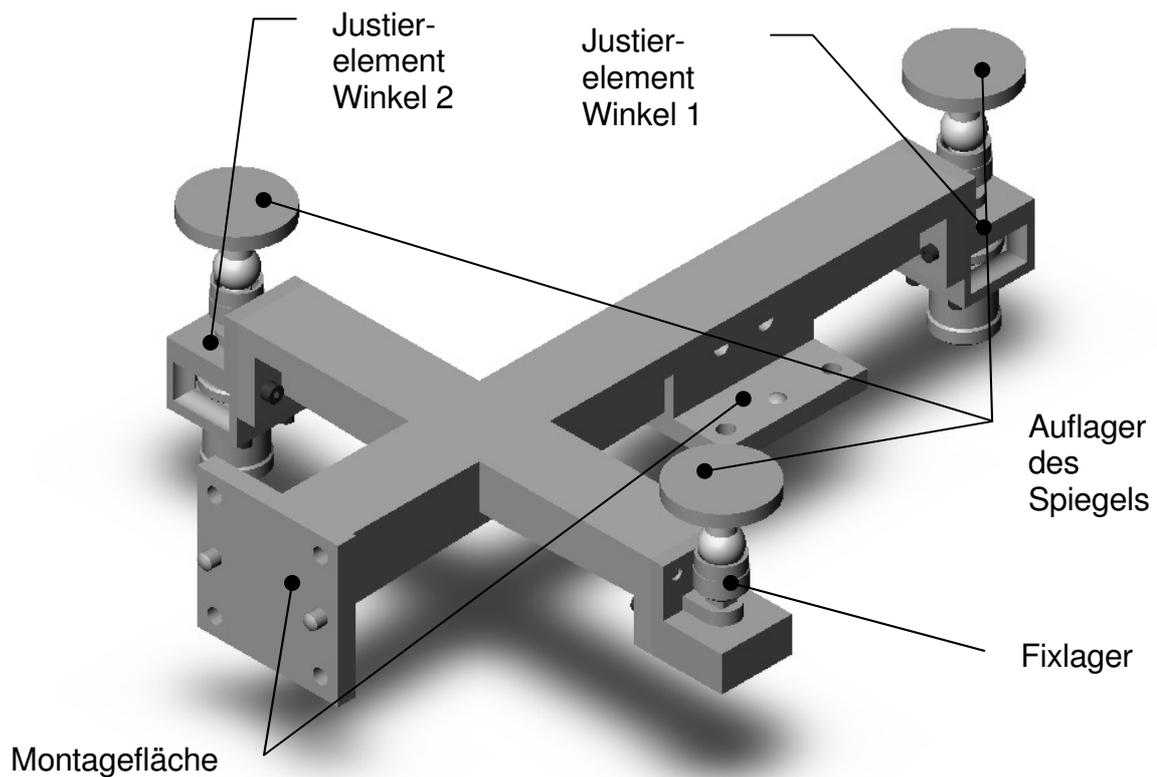


Abbildung 128: Spiegelhalterung mit Justageelemente

Der Laserstrahl ist grundsätzlich parallel zur Verfahrrichtung auszurichten. Zusätzlich ist es für den Messvorgang notwendig, den Spiegel orthogonal zum Laser auszurichten. Wobei die Ausrichtung mit Hilfe von zwei Justiereinheiten erfolgt, welche in Abbildung 129 dargestellt sind. Eine Lagerstelle fungiert als Fixlager, die beiden verbleibenden Lagerstellen erlauben ein entkoppeltes Einstellen der beiden Neigungswinkel des Planspiegels. Die Verstellung erfolgt über das Einstellrad. Bei optimaler Ausrichtung ist die Intensität des Laserstrahls über den gesamten Messweg ein Maximum.

8. Entwicklung eines Messsystems für die volumetrische Kompensation

Wie Abbildung 129 zeigt ist an jeder Lagerstelle ein Kugelgelenk eingebaut. Hiermit soll verhindert werden, dass es zu einem Spannungsaufbau in der Verbindung zum Planspiegel kommt. Die Einstellung des Winkels erfolgt über ein Justierad.

Um Lose im Verstellmechanismus auf ein Minimum zu reduzieren, wird durch eine Feder, welche in einer Federhülse untergebracht ist, das System vorgespannt. Eine weitere Steigerung der Genauigkeit des Systems wird durch eine Sperrmutter erreicht, welche die Steifigkeit des Kugelgelenkes erhöht und Lose im System eliminiert.

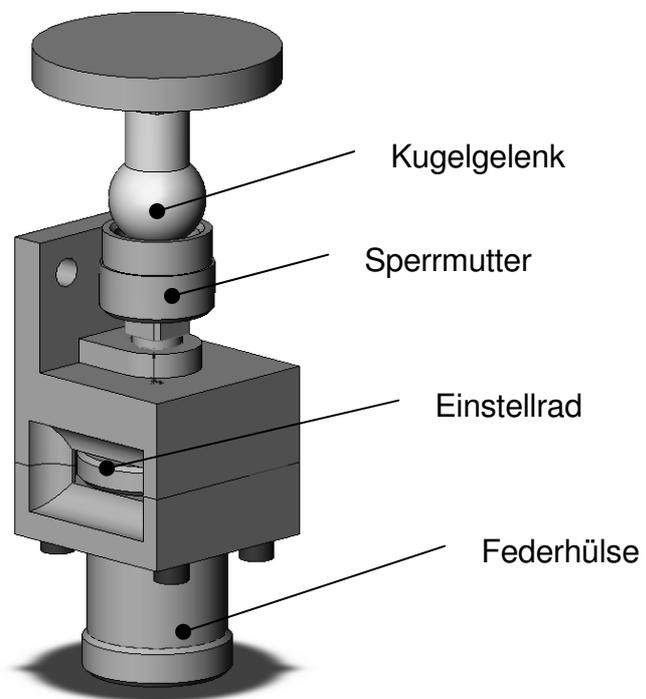


Abbildung 129: Justiereinheit der Spiegelhalterung

Für die Einbringung der Halterung in den Arbeitsraum wurde eine Granitplatte mit Montageanschlüssen entwickelt (Abbildung 130). Die Wahl von Granit als Basismaterial für die Montageplatte erfolgte aus Gründen der thermischen Stabilität, einer guten Beständigkeit und einer guten Herstellbarkeit von Flächen mit einer hohen Ebenheitsgüte.

8. Entwicklung eines Messsystems für die volumetrische Kompensation

An der Spiegelhalterung wurden zwei Montageflächen vorgesehen, wo über Passstifte der Kontakt zur Montageplatte hergestellt werden kann. Mittels Schrauben wird die Verbindung gesichert (vgl. Abbildung 128). Die zwei Montageflächen an der Spiegelhalterung und die drei Montageflächen an der Montageplatte gestatten den Aufbau für mehrere Messpositionen im Arbeitsraum der Werkzeugmaschine, ohne die Befestigung zur Montage am Maschinentisch selbst lösen zu müssen. Die Befestigung erfolgt vorzugsweise mit Spannpratzen. Der Einsatz der Passstifte ermöglicht eine Aufspannung mit großer Reproduzierbarkeit.

Die Montageplatte weist auf der Aufstellfläche drei Kugeleinsätze auf. Die Kugeleinsätze aus gehärtetem Stahl erlauben eine Dreipunkt-Auflage, wodurch das Prinzip der statisch bestimmten Positionierung konsequent gegeben ist.

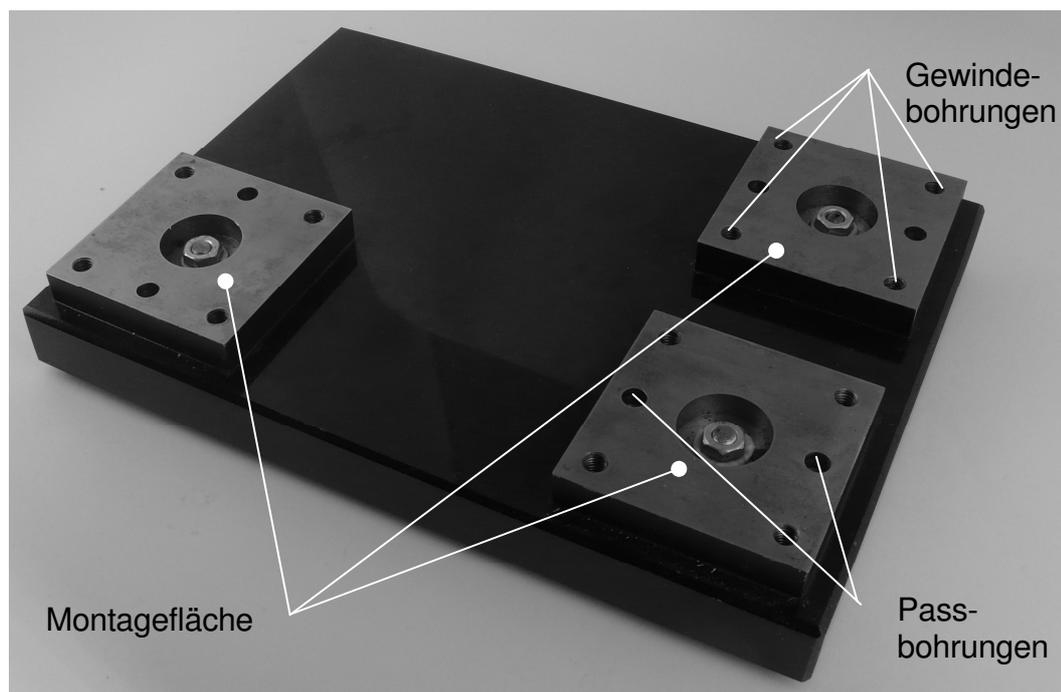


Abbildung 130: Montageplatte - Oberseite

Bei der Fertigung der Montageplatte wurde darauf geachtet, dass die Montageflächen im finalen Arbeitsgang zueinander planparallel geschliffen wurden.

8. Entwicklung eines Messsystems für die volumetrische Kompensation

Das heißt, die Platten wurden zunächst auf den Granit aufgeklebt und zusätzlich verschraubt. Im nächsten Schritt wurden die Auflageelemente, die Kugeln, auf der Unterseite eingeklebt und erst danach wurde die Oberseite in einer Aufspannung auf einer Flächenschleifmaschine planparallel geschliffen.

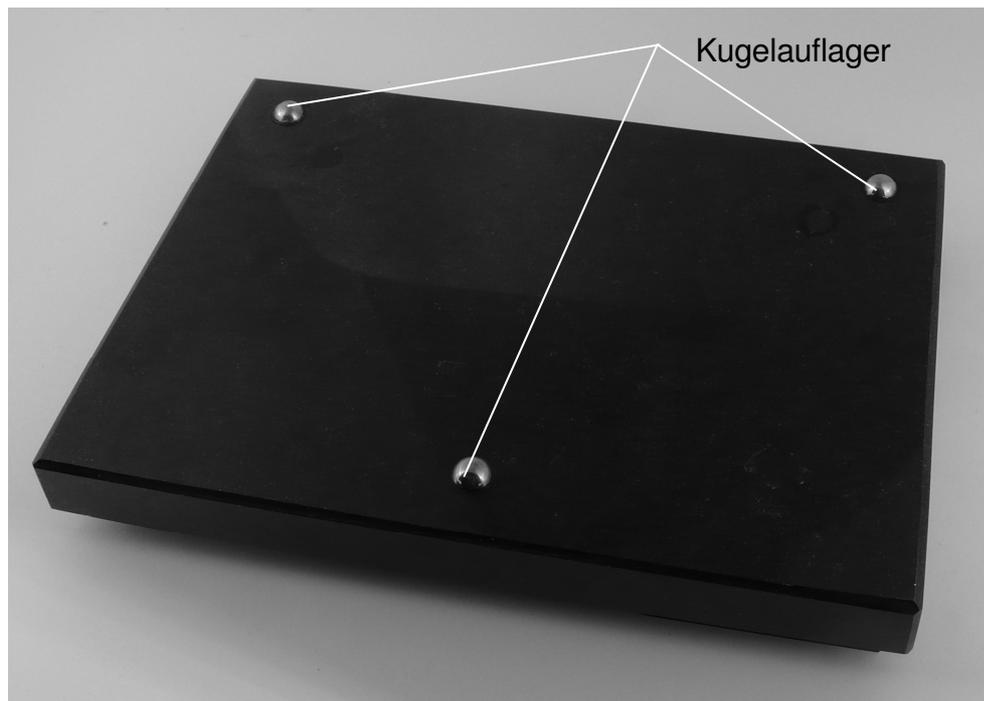


Abbildung 131: Dreipunktauflage auf Rückseite der Montageplatte

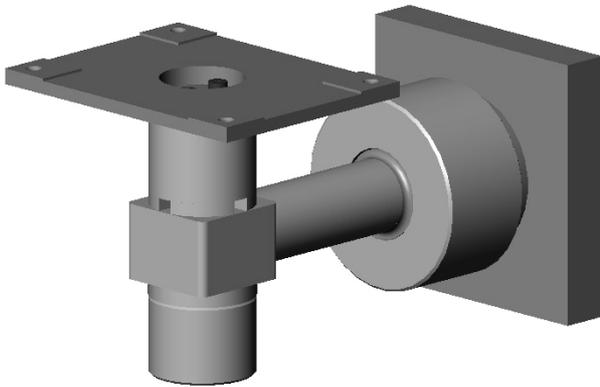
Der erste Prototyp der Montageplatte wurde zusätzlich so dimensioniert, dass die C-Achse des Fräsbearbeitungszentrums Mori Seiki NMV 5000 DCG dazu genutzt werden konnte, den Spiegel neu auszurichten. Damit konnte die X- und Y-Achse in einer Aufspannung des Systems am Maschinentisch realisiert werden. Dadurch reduzierte sich die Rüstzeit noch einmal deutlich. Eine Einschränkung ergibt sich in dieser Vorgehensweise allerdings für den zu vermessenden Arbeitsraum.

8.4.2 Vorrichtung für den Laser

Für die Montage des Laserkopfes wurden zwei Varianten entwickelt. Damit sollte eine höhere Flexibilität beim Einbau des Systems in verschiedene Maschinen gewährleistet sein. Variante A wurde so konzipiert, dass eine Montage mit einem

8. Entwicklung eines Messsystems für die volumetrische Kompensation

Präzisionsmagnethalter an einer beliebigen Planfläche nahe der Spindel erfolgen kann (vgl. Abbildung 132 und Abbildung 133).



*Abbildung 132:
Laserhalterung Variante A*



*Abbildung 133:
Magnet-Mess- und
Spannprisma [41]*

Die obere Montagefläche in Abbildung 132 gestattet die direkte Anbringung des Sios- Laserkopfes inkl. der Winkel-Justiereinheit.

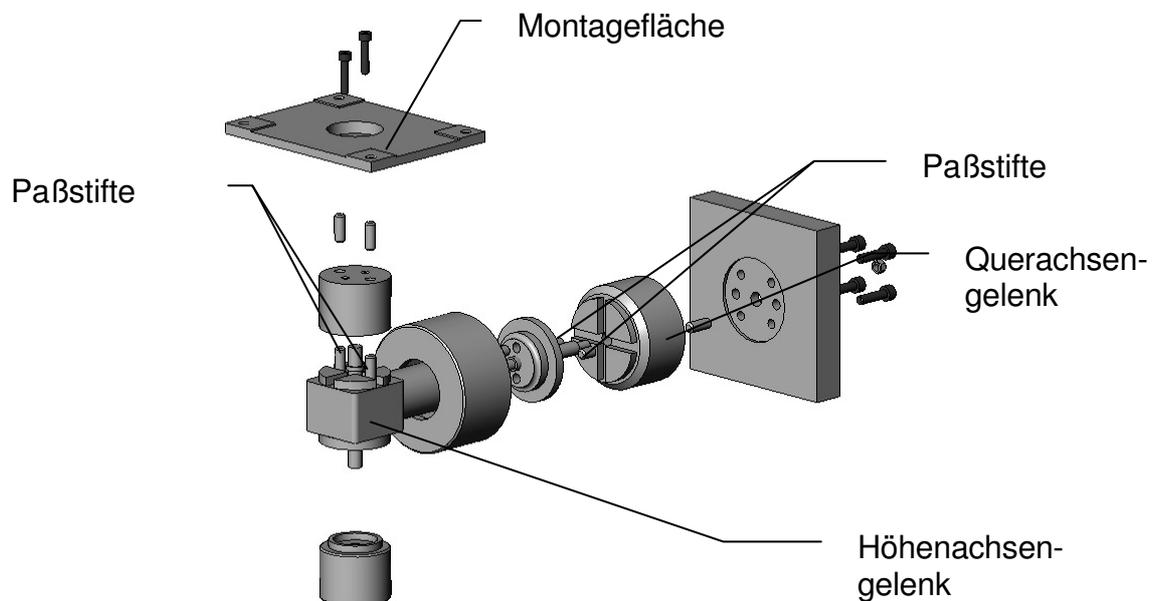


Abbildung 134: Explosionsansicht der Laserhalterung

8. Entwicklung eines Messsystems für die volumetrische Kompensation

Wie Abbildung 134 zeigt, gestattet die Vorrichtung zusätzlich Schwenkbewegungen der Montageplattform um die Höhenachse und um die Querachse in 90° Schritten. Dies wird durch die kreuzförmig angeordneten Nuten und die Passstifte erreicht. Durch eine enge Wahl der Fertigungstoleranz dieser Bauteile kann eine hohe Wiederholgenauigkeit gewährleistet werden. Damit wird die Strahlausrichtung des Systems für die Vermessung verschiedener Dimensionen wesentlich erleichtert.

Variante B erlaubt eine direkte Montage des Lasers in der Maschinenspindel mittels Spannzange und Werkzeugaufnahme. Voraussetzung für diese Montagemöglichkeit ist, dass die Motorspindel einen Positionierbetrieb gestattet, was allerdings bei den meisten Werkzeugmaschinen gegeben ist. Diese Variante stellt eigentlich ein Subsystem von Variante A dar, da lediglich die hinteren Elemente ab dem Querachsgelenk angepasst wurden. Der mittlere Passstift direkt in eine Spannzange eines Werkzeughalters der zu vermessenden Werkzeugmaschine eingebaut werden kann (Abbildung 135).

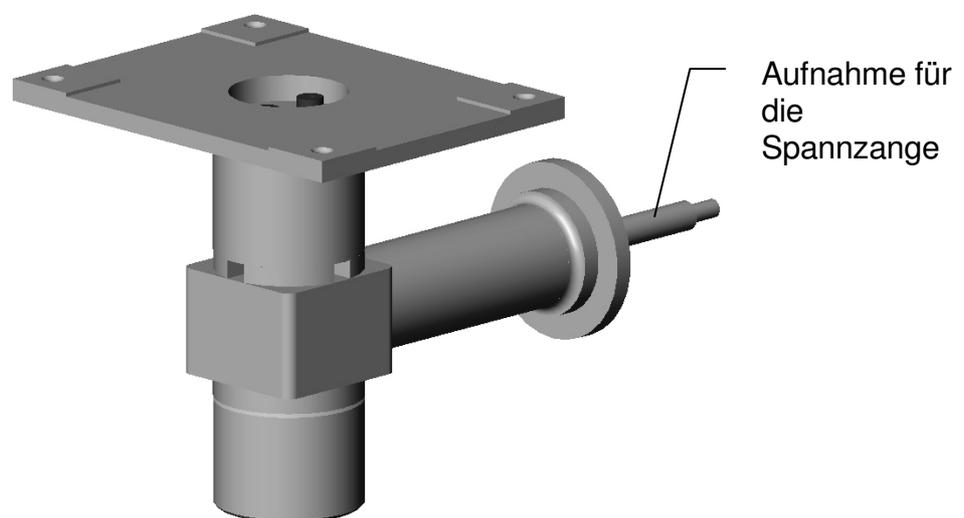


Abbildung 135: Laserhalterung Variante B

Die Rotation um die Querachse wird nun nicht mehr benötigt, da diese Bewegung durch die positionierbare Spindel der Werkzeugmaschine selbst realisiert werden kann.

8.5 Evaluierung des Systems mit einem DOF

Aus Gründen der Kosteneffizienz wurde das Planspiegelsystem mit einer einzigen Laserstrahlquelle und einem Hochpräzisions-Planspiegel ausgeführt. Entsprechend den Erkenntnissen aus dem Kapitel 8.2 ist ein grundsätzlicher Fehler in der Vermessung gegeben, da keine Transformation der Messwerte möglich ist. Dieser Fehler ist aber, wie später noch gezeigt wird, als sehr gering einzustufen.

8.5.1 Methodik

Zur Evaluierung wurde die Werkzeugmaschine Mori Seiki NMV 5000 DCG als Versuchsbasis herangezogen. Die Positionsmessungen wurden zunächst mit einem konventionellen Laserinterferometer der Fa. Renishaw (ML 10) durchgeführt. In weiterer Folge wurde eine Messung mit dem Planspiegelinterferometer Sios SP 2000 durchgeführt. Zur Evaluierung wurden die Messdaten beider Messsysteme gegenübergestellt. Um den Fehleranteil aufgrund von Kipp- und Nickbewegungen des Planspiegelinterferometers zu quantifizieren, wurden zusätzlich zu den Positionsmessungen mit dem konventionellen Interferometer auch die Kipp- und Nickwinkel des TCP bestimmt.

Die Messungen erfolgten an 27 Messpunkten im Arbeitsraum der Werkzeugmaschine (vgl. Abbildung 136). Die Messpunkte wurden in der Form eines Würfels im Arbeitsraum verteilt. Für alle 27 Messpunkte wurden die X-, Y- und Z-Positionskoordinaten bestimmt. Weiters wurden an jeder Position pro Verfahrrichtung zwei Winkelmessungen durchgeführt. Entsprechend Abbildung 73 sind dies die Winkel EBX, EAX, EBY, EAY sowie EBZ und EAZ, also die Nick- und Gierwinkel der Hauptbewegungsachsen.

Die automatische Temperaturkompensation wurde beim konventionellen Laser deaktiviert, jedoch wurde die Temperatur während der Messung aufgezeichnet.

8. Entwicklung eines Messsystems für die volumetrische Kompensation

Dies war erforderlich, da beim Planspiegelinterferometer von Sios standardmäßig keine automatische Kompensation von Längenänderungen des Maschinensystems aktiv ist. Sehr wohl ist aber eine parallele Temperaturlaufzeichnung möglich. Somit konnte während der Auswertung das Längenänderungsverhalten in Abhängigkeit von der Temperatur nachträglich für beide Systeme unabhängig von einem zuvor gewählten Materialausdehnungskoeffizienten eingerechnet werden.

Für die Einbringung des Spiegels wurde die Spiegelhalterung aus Kapitel 8.4.1 eingesetzt. Die Montage des Sensorkopfes erfolgte mit Variante B des Halters entsprechend Kapitel 8.4.2.

8.5.2 Messablauf

Um einen reibungslosen Messablauf gewährleisten zu können, musste im Vorfeld neben der sachgerechten Aufstellung der Messvorrichtung, insbesondere der zuvor definierte Messbereich an den kritischen Punkten (Quadereckpunkte vgl. Abbildung 136) hinsichtlich einer kollisionsfreien Maschinenbewegung überprüft werden. Hindernisse stellten hier die verschiedenen Aufbaukonfigurationen je nach Art der Messung (Längen-, Nickwinkel- bzw. Gierwinkelmessung) dar, da diese einerseits unterschiedlich viel Raum benötigen und andererseits immer dieselben Messpunkte angefahren werden sollten. Zusätzlich gilt es, den Messraum in seiner Größe zu maximieren, um die Aussagekraft der Ergebnisse zu erhöhen. Die in Maschinenkoordinaten angegebenen Sollkoordinaten der 27 Messpunkte, können Abbildung 136 entnommen werden.

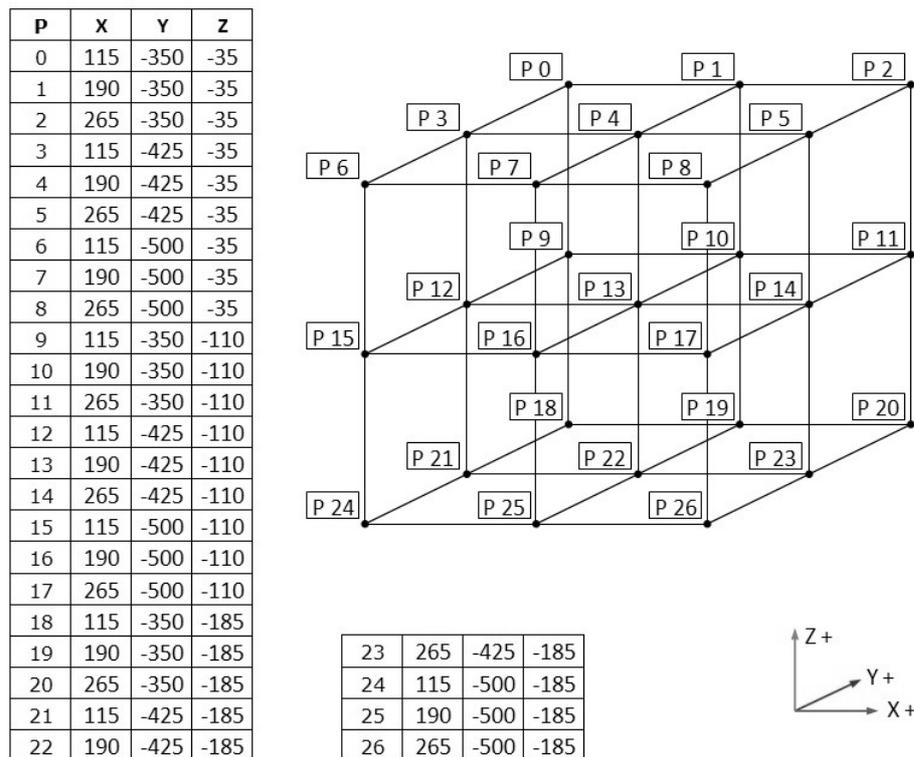


Abbildung 136: Messpunkte im Arbeitsraum der Mori Seiki NMV 5000 DCG

8. Entwicklung eines Messsystems für die volumetrische Kompensation

Die Messungen erfolgten zunächst mit dem Planspiegelinterferometer und im zweiten Schritt mit dem Retroreflektorinterferometer.

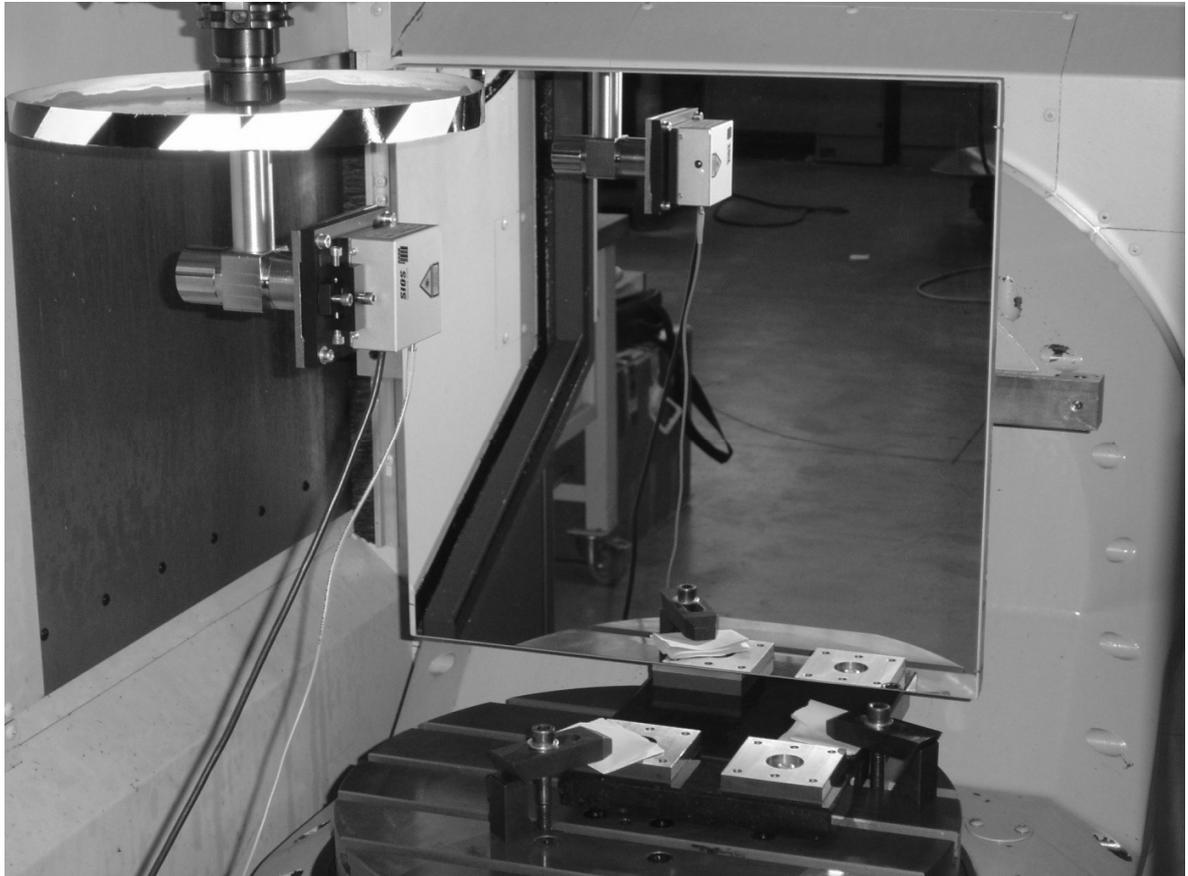


Abbildung 137: Messaufbau Planspiegelinterferometer in der Mori Seiki NMV 5000 DCG

Für den Ablauf der Messungen mussten entsprechende Bewegungsabläufe über NC-Programme erstellt werden.

Für die Messung mit dem Retroreflektorinterferometer musste für jede Achsrichtung ein eigenes NC-Programm erstellt werden. Das entspricht in Summe 27 unterschiedlichen Programmen. Um eine Auswertung der Messergebnisse entsprechend ISO 230-2 bzw. VDI/DGQ 3441 zu ermöglichen, ist jeder Messpunkt zweiseitig mindestens fünfmal anzufahren. In diesem Fall wurden zehn Wiederholungen gewählt. Die Aufnahme und Auswertung der Messungen konnte

8. Entwicklung eines Messsystems für die volumetrische Kompensation

mit der Software Renishaw *Laser 10*, Version 10.06.10 direkt, ohne zusätzliche Maßnahmen erfolgen. Um den Messaufwand insbesondere für die Vermessung mit dem Retroreflektorsystem in Grenzen zu halten, wurden entlang einer Messachse drei Punkte anstelle von fünf Punkten, wie es eigentlich beide genannte Normen vorschreiben, vermessen. Mit dem Retroreflektorsystem müssten ansonsten je Raumrichtung 25 Ausrichtungen des Lasers vorgenommen werden, in Summe 75, was einem etwa dreifach höheren Aufwand hinsichtlich des Messablaufes entsprechen würde.

Die Messung mittels Planspiegelinterferometer erforderte ein etwas diffizileres Vorgehen. Standardmäßig ist keine Software für diesen spezifischen Zweck der Vermessung einer Werkzeugmaschine verfügbar. Die Steuerung des Lasers gestattet aber einen direkten programmiertechnischen Zugriff auf die Parameter Temperatur, Luftdruck, korrigierte Wellenlänge und den Messwert. Um den Einsatz des Planspiegelinterferometers zu ermöglichen, wurde eine eigene Auswertesoftware entwickelt. Die Methodik der Software ist folgendermaßen aufgebaut:

Es werden permanent die aktuellen Messwerte abgefragt und in einen Speicher von definierter Größe abgelegt. Übersteigt die Anzahl der gemessenen Werte die Anzahl der Speicherplätze, werden alte Messwerte gelöscht. Aus den Werten im Speicher wird permanent die Standardabweichung bestimmt. Sinkt die Standardabweichung unter einen, ebenfalls frei vorgegebenen Wert, wird der Mittelwert als aktueller Messwert in einem ASCII-File abgespeichert (Abbildung 138). Um einen weiteren Messwert abzuspeichern, ist zunächst eine Verfahrbewegung um einen frei definierbaren Wert notwendig. Neben dem Messdatum wird die Temperatur mit aufgezeichnet. Damit kann im Nachhinein eine Verrechnung von eventuell zu berücksichtigenden temperaturbedingten Materialdehnungen erfolgen. Um eine Auswertung der Messwerte entsprechend den Normen ISO 230 bzw. VDI/DGQ 3441 zu eröffnen, wird das ASCII-File so umgruppiert bzw. strukturiert, dass das File in die Auswertesoftware *Laser 10* von

8. Entwicklung eines Messsystems für die volumetrische Kompensation

Renishaw importiert und eine entsprechende Auswertung einfach bewerkstelligt werden kann.

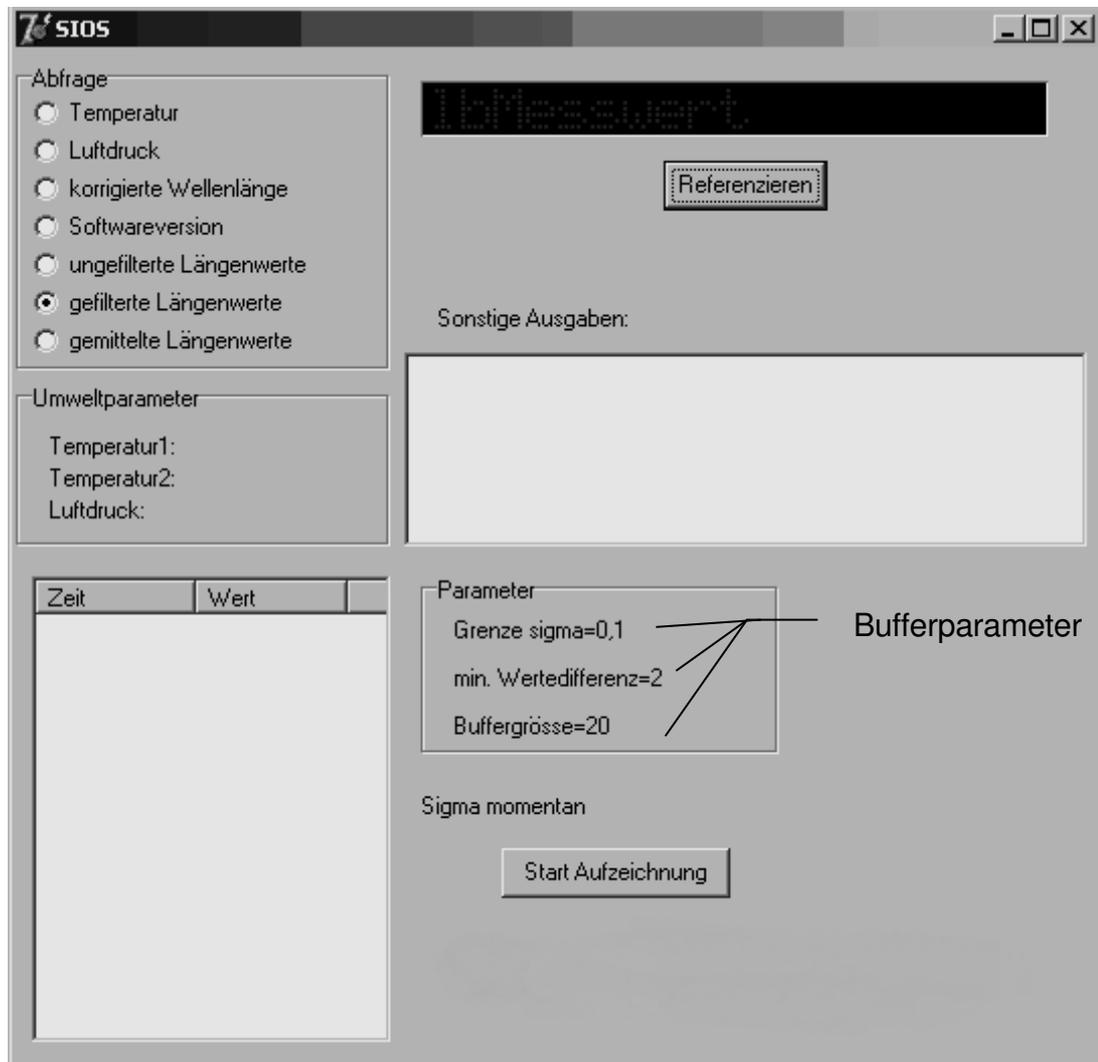


Abbildung 138: Auswertesoftware SIOS

Aus der Strategie der Auswertesoftware SIOS ergibt sich der Aufbau des NC-Programmes. Es werden alle 27 Punkte nacheinander von einer Seite angefahren und vermessen. Nach dem Überfahren des letzten Messpunktes, mindestens um die eingestellte minimale Wertedifferenz (vgl. Abbildung 138), kann die Messung in entgegengesetzter Richtung für alle 27 Messpunkte erfolgen. Wird dieser Vorgang mindestens fünfmal wiederholt, kann eine Auswertung entsprechend den Normen

erfolgen. Für jede zu vermessende Achse ist ein NC-Programm notwendig, in diesem Fall sind in Summe somit drei Programme erstellt worden.

8.5.3 Ergebnis

Zunächst soll der Einfluss des Winkelfehlers beim Messen mit dem Planspiegelinterferometer untersucht werden. Wie schon im Rahmen von Kapitel 8.2 ausgeführt, vollführt der Planspiegellaserkopf alle Bewegung, denen auch der TCP unterliegt, so auch Nick- und Gierbewegungen. Diese Bewegungen führen zu einem Kosinusfehler in der Längenmessung, wenn nicht durch simultane Messung aller sechs Freiheitsgrade eine Transformation der Messergebnisse durchgeführt wird.

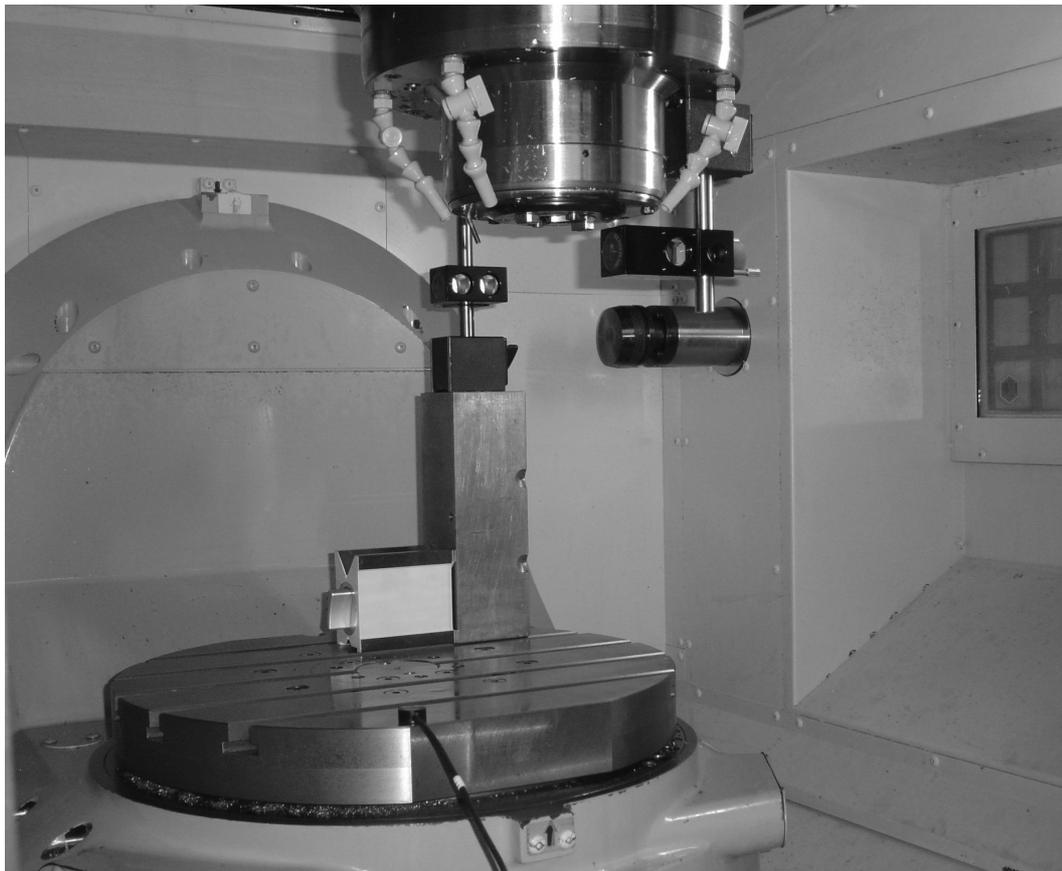


Abbildung 139: Messaufbau zur Bestimmung des Gierwinkels an der Mori Seiki NMV 5000 DCG

8. Entwicklung eines Messsystems für die volumetrische Kompensation

Um das Ausmaß dieses Fehlers eingrenzen zu können, wurden mittels Retroreflektorinterferometrie die Nick- und Gierwinkeländerungen aller 27 Raumpunkte in den drei Verfahrrichtungen X, Y und Z erfasst (vgl. Abbildung 139). Der Längenfehler errechnet sich für eine gegebene Winkelabweichung nach Gleichung 110.

$$\text{Positionsfehler} = \text{Messwert} \cdot (1 - \cos(\text{Winkelabweichung})) \quad \text{Gleichung 110}$$

Der größte Winkelfehler wurde in einer Messung mit dem Retroreflektorsystem ermittelt und beträgt 4,47Bs (vgl. Abbildung 140). Wird dieser Wert als obere Schranke angesetzt, ergibt sich nach Gleichung 110 ein Positionsfehler von $2,583 \cdot 10^{-8}$ mm (vgl. Tabelle 30).

max. Winkelabweichung [$\mu\text{m}/\text{mm}$]	max. Winkelabweichung [Bs]	Positionsfehler [mm]
0,0217	4,47	$2,583 \cdot 10^{-8}$

Tabelle 30: Max. auftretender Positionsfehler an der Mori Seiki

Ein Fehler dieser Größenordnung kann für die Kalibrierung von Werkzeugmaschinen als vernachlässigbar angestuft werden. Damit kann der Vergleich der beiden Messverfahren im Weiteren ohne Berücksichtigung einer Transformation bzw. eines Winkelfehlers durchgeführt werden. Beispielhaft sei in Abbildung 140 die Auswertung des Gierwinkels entlang der Z-Achse bei den Koordinaten $X = 265\text{mm}$ und $Y = -350\text{mm}$ nach ISO 230-2 angegeben. Die Genauigkeit wird mit 4,47Bs angegeben und das mittlere Umkehrspiel mit -0,09Bs.

8. Entwicklung eines Messsystems für die volumetrische Kompensation

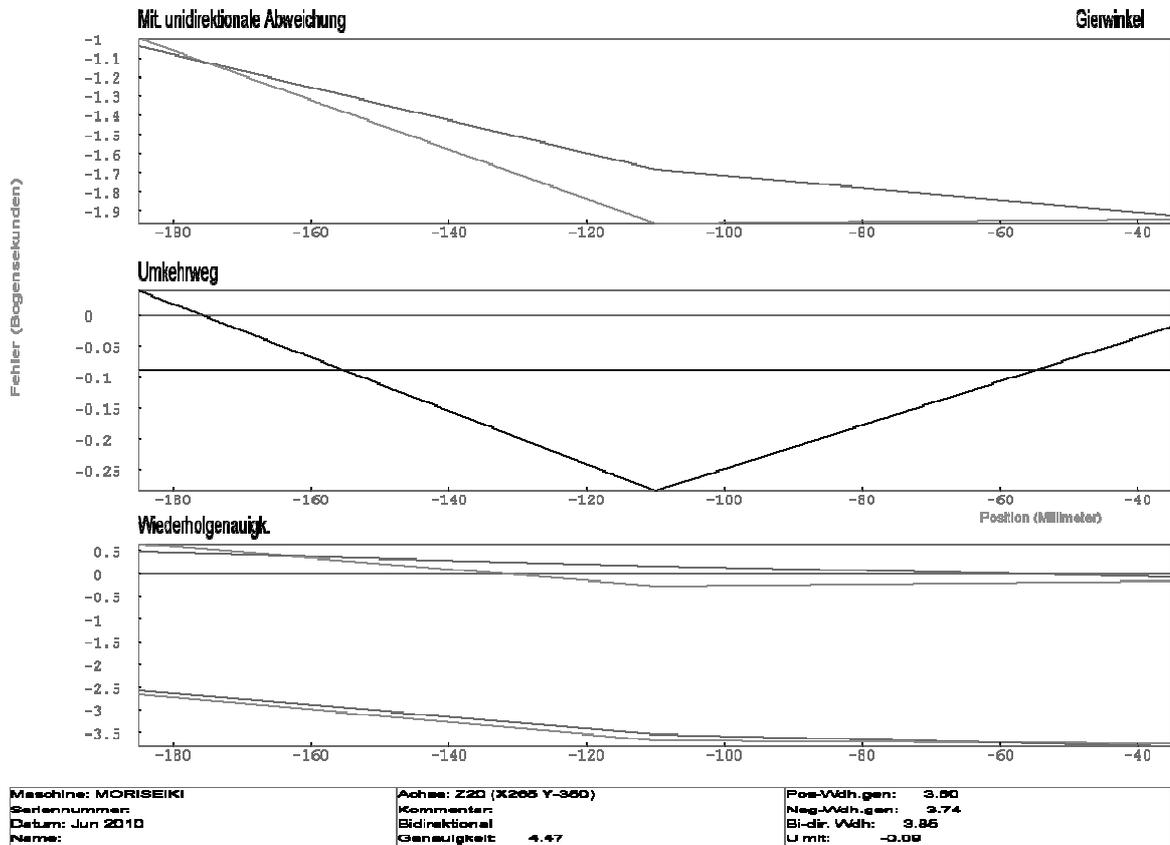


Abbildung 140: Gierwinkel-Auswertung der Z-Achse (Z20) bei $X = 265\text{mm}$ und $Z = -350\text{mm}$

Im Folgenden soll die Auswertung beispielhaft für eine Raumachse an den Punkten 24, 25 und 26 mit den beiden Systemen von Renishaw bzw. Sios dargestellt werden. Für die Auswertung wurden selbstverständlich alle 27 Punkte vermessen und ausgewertet. Aufgrund des Umfangs wird hier jedoch nur ein Auszug wiedergegeben. Die längenabhängigen Werte z.B. die Positionsabweichung sollten hier nicht direkt verglichen werden, da kein genauer Wärmeausdehnungskoeffizient der Maschine bekannt war und daher die Korrektur zur Berücksichtigung der unterschiedlichen Umweltbedingungen und der dadurch abhängigen Ausdehnung der Maschinenachsen nicht ohne weitere Genauigkeitseinbußen möglich ist. Der Einfluss der Temperatur findet in der anschließenden Messunsicherheitsanalyse Eingang.

8. Entwicklung eines Messsystems für die volumetrische Kompensation

8.5.3.1 Messwerte des Retroreflektorinterferometers

Zunächst erfolgte die Vermessung mit Hilfe der Retroreflektormethode mit dem Renishaw-Interferometer (siehe Abbildung 141).

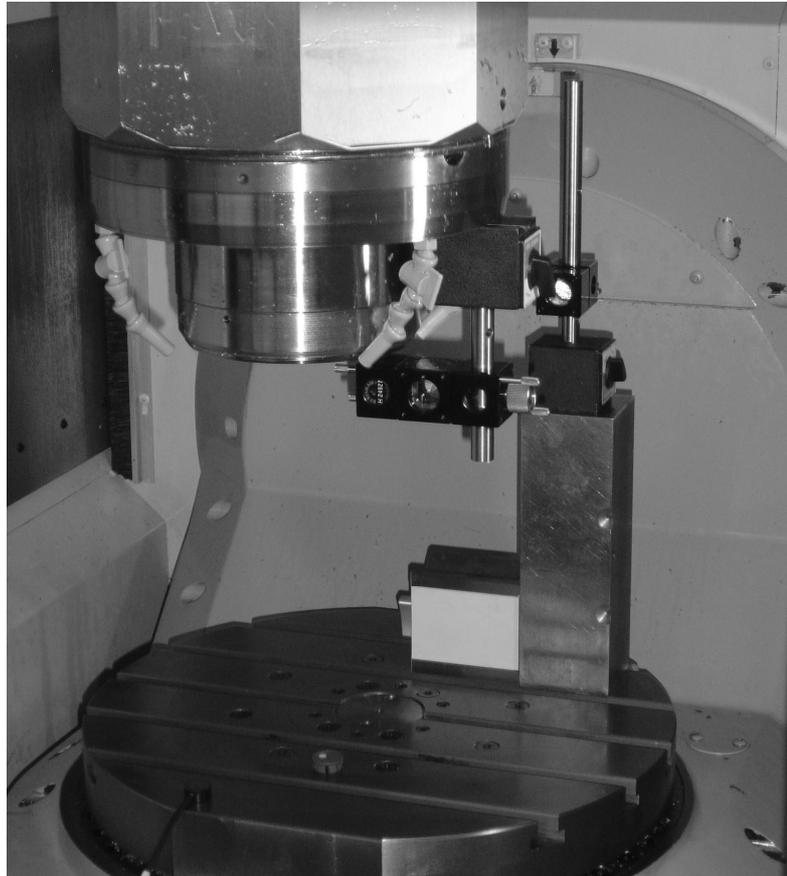


Abbildung 141: Vermessung mit dem Retroreflektorsystem an der Mori Seiki NMV 5000 DCG

Position der Messpunkte:

Position	X	Y	Z
24	115	-500	-185
25	190	-500	-185
26	265	-500	-185

Tabelle 31: Position der Messpunkte in mm

8. Entwicklung eines Messsystems für die volumetrische Kompensation

Umweltbedingungen während der Messung:

Messgröße	Wert
Temperatur [°C]	24,9
Luftdruck [Pa]	98788

Tabelle 32: Umweltbedingungen Renishaw

Ergebnisse zu den Position in X-Richtung sowie der Gier- und Nickwinkel-Veränderung:

Durchlauf	Pos.	Abweichung [µm]	Gierwinkel [µm/mm]	Nickwinkel [µm/mm]
1	26	0,000	0,0000	0,0000
1	25	-3,500	-0,0030	-0,0014
1	24	-8,900	-0,0032	0,0036
1	24	-8,400	-0,0041	0,0040
1	25	-2,900	-0,0040	-0,0002
1	26	0,600	-0,0008	-0,0005
2	26	0,100	0,0000	-0,0004
2	25	-3,400	-0,0027	-0,0012
2	24	-8,700	-0,0022	0,0038
2	24	-8,300	-0,0035	0,0049
2	25	-2,900	-0,0034	-0,0007
2	26	0,600	-0,0003	-0,0001
3	26	0,200	0,0005	-0,0005
3	25	-3,400	-0,0023	-0,0013
3	24	-8,700	-0,0028	0,0027
3	24	-8,300	-0,0024	0,0038
3	25	-2,800	-0,0027	-0,0016
3	26	0,700	-0,0008	-0,0007
4	26	0,200	0,0005	-0,0014
4	25	-3,300	-0,0020	-0,0017
4	24	-8,600	-0,0022	0,0032
4	24	-8,200	-0,0025	0,0026
4	25	-2,800	-0,0022	-0,0008
4	26	0,700	0,0000	-0,0003
5	26	0,200	0,0013	-0,0014
5	25	-3,300	-0,0020	-0,0020
5	24	-8,600	-0,0011	0,0033
5	24	-8,200	-0,0021	0,0034
5	25	-2,800	-0,0022	-0,0019
5	26	0,700	0,0008	-0,0010

Tabelle 33: Messwerte mit dem Retroreflektor-Interferometer, Teil A

8. Entwicklung eines Messsystems für die volumetrische Kompensation

Durchlauf	Pos.	Abweichung [μm]	Gierwinkel [$\mu\text{m}/\text{mm}$]	Nickwinkel [$\mu\text{m}/\text{mm}$]
6	26	0,300	0,0014	-0,0011
6	25	-3,300	-0,0011	-0,0021
6	24	-8,600	-0,0012	0,0022
6	24	-8,200	-0,0020	0,0033
6	25	-2,700	-0,0018	-0,0014
6	26	0,700	0,0012	-0,0008
7	26	0,300	0,0016	-0,0014
7	25	-3,300	-0,0011	-0,0013
7	24	-8,600	-0,0007	0,0032
7	24	-8,200	-0,0014	0,0038
7	25	-2,800	-0,0008	-0,0014
7	26	0,700	0,0016	-0,0010
8	26	0,300	0,0016	-0,0011
8	25	-3,300	-0,0005	-0,0014
8	24	-8,600	-0,0004	0,0029
8	24	-8,300	-0,0005	0,0032
8	25	-2,800	-0,0007	-0,0016
8	26	0,700	0,0021	-0,0006
9	26	0,200	0,0030	-0,0008
9	25	-3,400	-0,0002	-0,0028
9	24	-8,700	0,0001	0,0031
9	24	-8,300	-0,0009	0,0031
9	25	-2,800	-0,0008	-0,0016
9	26	0,700	0,0024	-0,0011
10	26	0,200	0,0032	-0,0012
10	25	-3,400	0,0003	-0,0011
10	24	-8,800	0,0009	0,0028
10	24	-8,300	-0,0002	0,0037
10	25	-2,900	0,0000	-0,0032
10	26	0,600	0,0029	-0,0019

Tabelle 34: Messwerte mit dem Retroreflektor-Interferometer, Teil B

8. Entwicklung eines Messsystems für die volumetrische Kompensation

Auswertung der Positionsabweichung nach ISO 230-2:

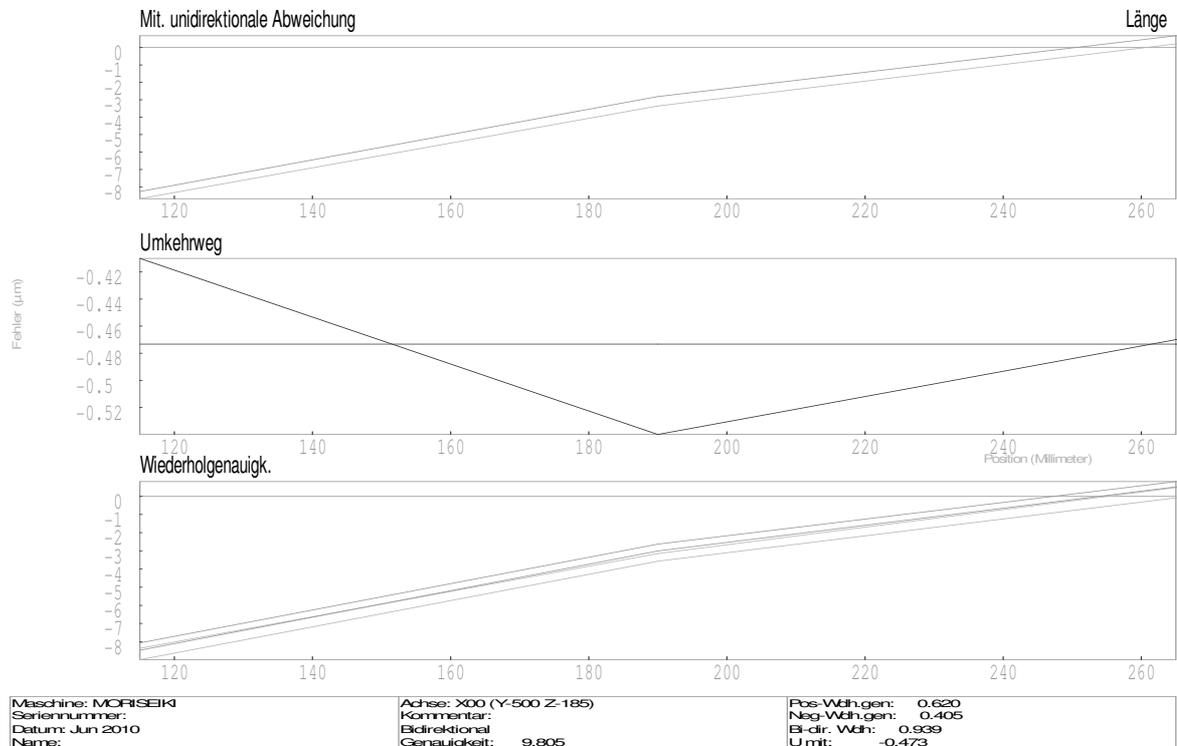


Abbildung 142: Abweichung der Retroreflektor-Interferometer-Messwerte nach ISO 230-2

Die bidirektionale Genauigkeit wird nach ISO 230-2 für diese Messung mit $9,805\mu\text{m}$ angegeben. Die positive Wiederholgenauigkeit liegt bei $0,620\mu\text{m}$, die negative Wiederholgenauigkeit bei $0,405\mu\text{m}$. Die bidirektionale Wiederholgenauigkeit beträgt $0,939\mu\text{m}$ und die mittlere Umkehrspanne $-0,473\mu\text{m}$.

8. Entwicklung eines Messsystems für die volumetrische Kompensation

Auswertung der Positionsabweichung nach VDI/DGQ 3441:

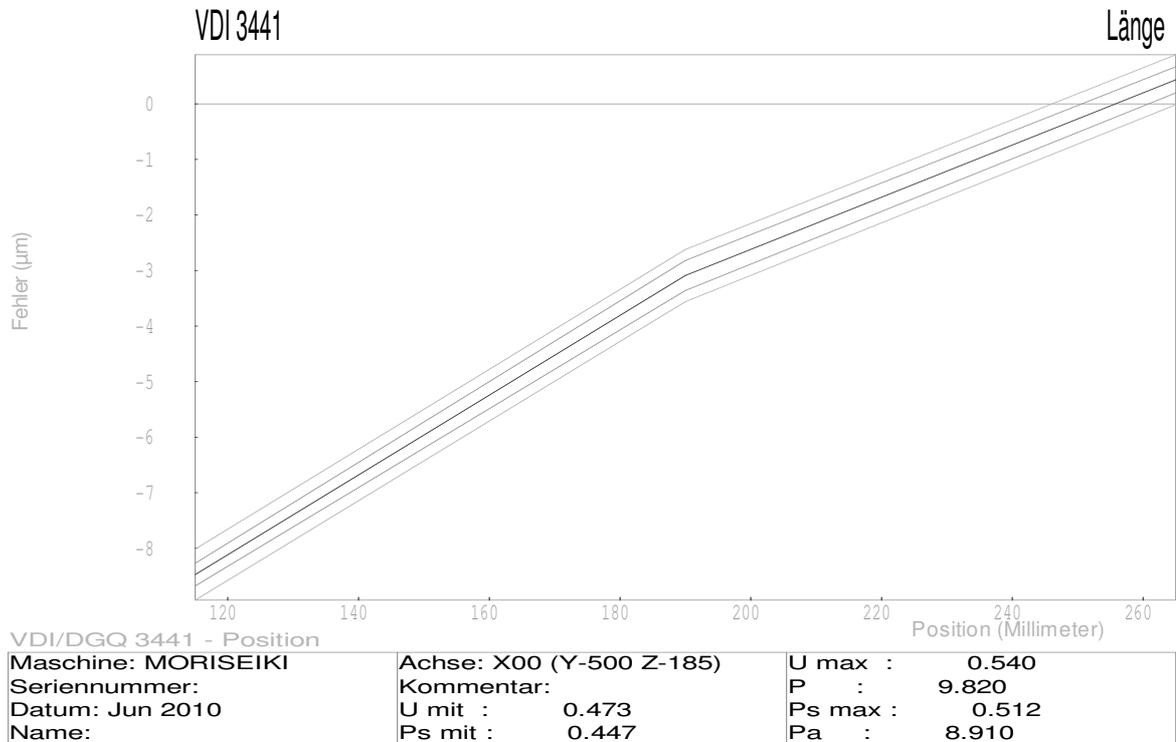


Abbildung 143: Abweichung der Retroreflektor-Interferometer-Messwerte nach VDI/DGQ 3441

Derselbe Messdurchgang ausgewertet nach VDI/DGQ 3441 liefert den Wert $0,473\mu\text{m}$ für die mittlere Umkehrspanne und ist selbstverständlich zum Wert nach ISO 230 identisch. Die maximale Umkehrspanne ergibt sich zu $0,540\mu\text{m}$. Die mittlere Positionsstreuung wird mit $0,445\mu\text{m}$ angegeben. Die Positionsgenauigkeit beträgt $9,82\mu\text{m}$, die maximale Positionsstreuung beträgt $0,512\mu\text{m}$. Die Positionsabweichung ist $8,910\mu\text{m}$

8. Entwicklung eines Messsystems für die volumetrische Kompensation

8.5.3.2 Messwerte des Planspiegelinterferometers

Im Folgenden werden exemplarisch die Messergebnisse des Planspiegelinterferometers von Sios an denselben Koordinatenpunkte wie zuvor angegeben.

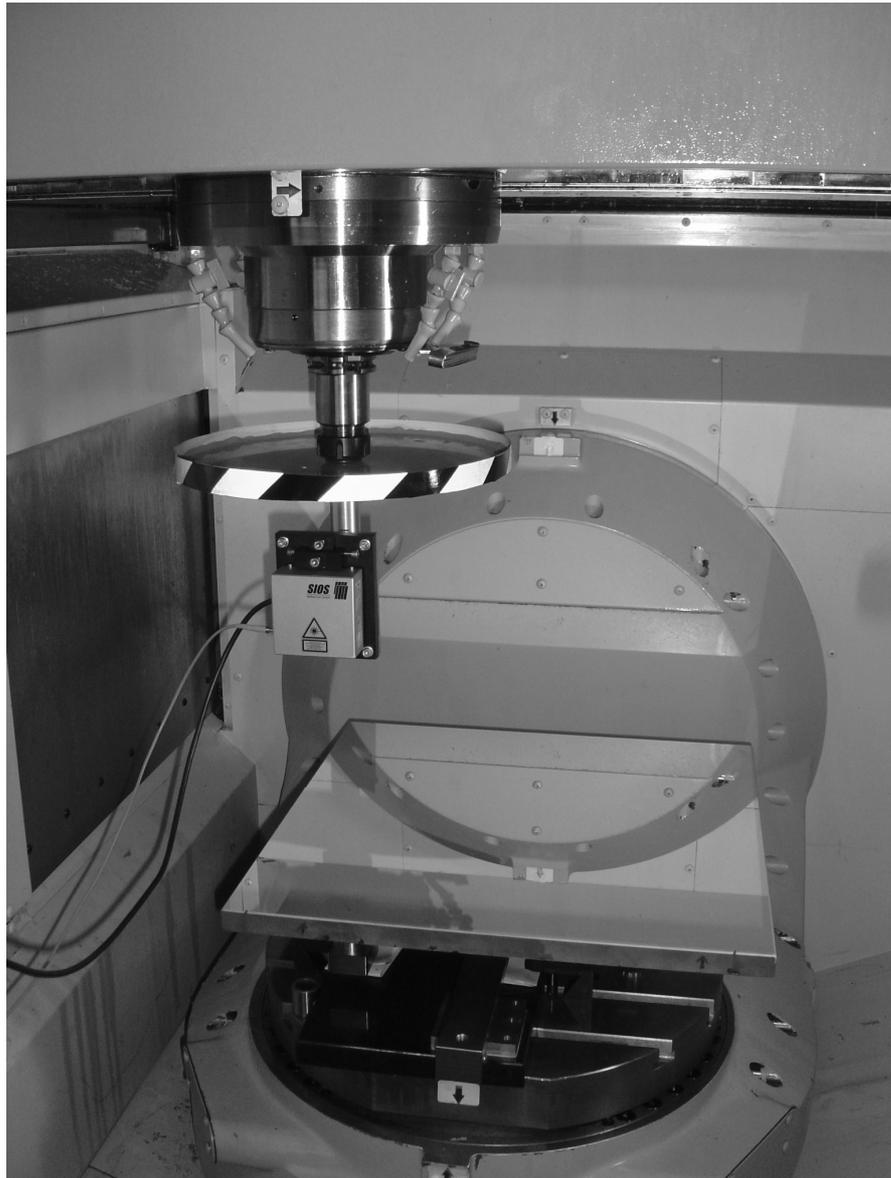


Abbildung 144: Planspiegel-Vermessung mittels Mori Seiki NMV 5000 DCG

8. Entwicklung eines Messsystems für die volumetrische Kompensation

Die Positionen der Messpunkte sind identisch zur Vermessung mit dem Retroreflektorsystem:

Position	X	Y	Z
24	115	-500	-185
25	190	-500	-185
26	265	-500	-185

Tabelle 35: Koordinaten der Messpunkte in mm

Umweltbedingungen während der Messung:

Messgröße	Wert
Temperatur [°C]	26,2
Luftdruck [Pa]	99302

Tabelle 36: Umweltbedingungen während der Messung mit dem Planspiegelinterferometer

Positionsabweichung in X-Richtung während der Messung:

Durchlauf	Position	Abweichung [µm]
1	24	-0,1
1	25	-4
1	26	-7,2
2	26	-6,6
2	25	-3,5
2	24	0,4
3	24	0
3	25	-3,8
3	26	-7,1
4	26	-6,6
4	25	-3,6
4	24	0,2
5	24	-0,2
5	25	-3,9
5	26	-7,1
6	26	-6,5
6	25	-3,7
6	24	0,2

Tabelle 37: Messwerte mit dem Planspiegel-Interferometer, Teil A

8. Entwicklung eines Messsystems für die volumetrische Kompensation

Durchlauf	Position	Abweichung [μm]
7	24	-0,1
7	25	-3,8
7	26	-7
8	26	-6,5
8	25	-3,6
8	24	0,2
9	24	-0,3
9	25	-3,9
9	26	-7,1
10	26	-6,5
10	25	-3,6
10	24	0,4
11	24	0
11	25	-3,8
11	26	-6,9
12	26	-6,4
12	25	-3,5
12	24	0,4
13	24	0,1
13	25	-3,7
13	26	-6,9
14	26	-6,4
14	25	-3,3
14	24	0,6
15	24	0,1
15	25	-3,6
15	26	-7
16	26	-6,3
16	25	-3,4
16	24	0,4
17	24	-0,2
17	25	-3,9
17	26	-7
18	26	-6,5
18	25	-3,6
18	24	0,1
19	24	-0,2
19	25	-3,9
19	26	-7,1
20	26	-6,5
20	25	-3,6
20	24	0,1

Tabelle 38: Messwerte mit dem Planspiegel-Interferometer, Teil B

8. Entwicklung eines Messsystems für die volumetrische Kompensation

Auswertung der Positionsabweichung nach ISO 230-2:

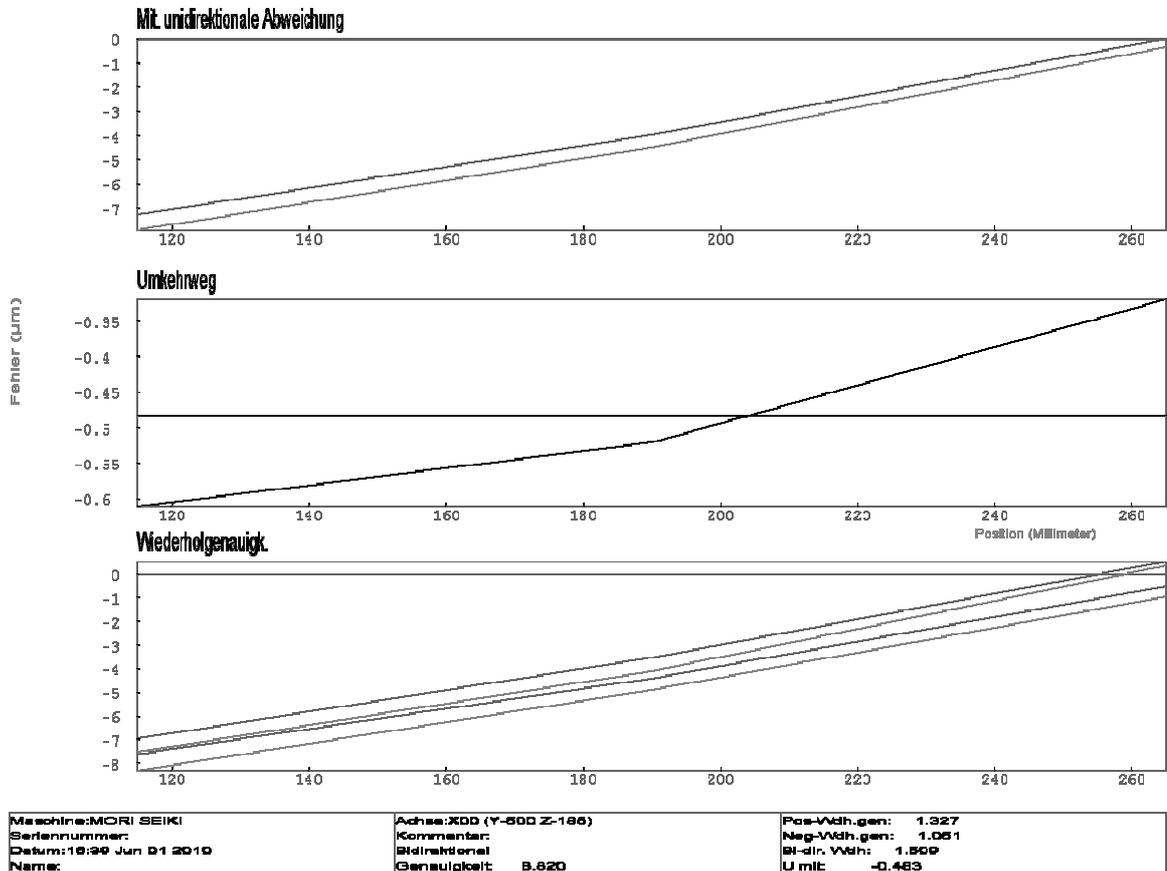


Abbildung 145: Abweichung der Planspiegel-Interferometer-Messwerte nach ISO 230-2

Die bidirektionale Genauigkeit wird nach ISO 230-2 für diese Messung mit $8,820\mu\text{m}$ angegeben. Die positive Wiederholgenauigkeit liegt bei $1,327\mu\text{m}$, die negative Wiederholgenauigkeit bei $1,051\mu\text{m}$. Die bidirektionale Wiederholgenauigkeit beträgt $1,509\mu\text{m}$ und die mittlere Umkehrspanne $-0,483\mu\text{m}$.

Auswertung der Positionsabweichung nach VDI/DGQ 3441:

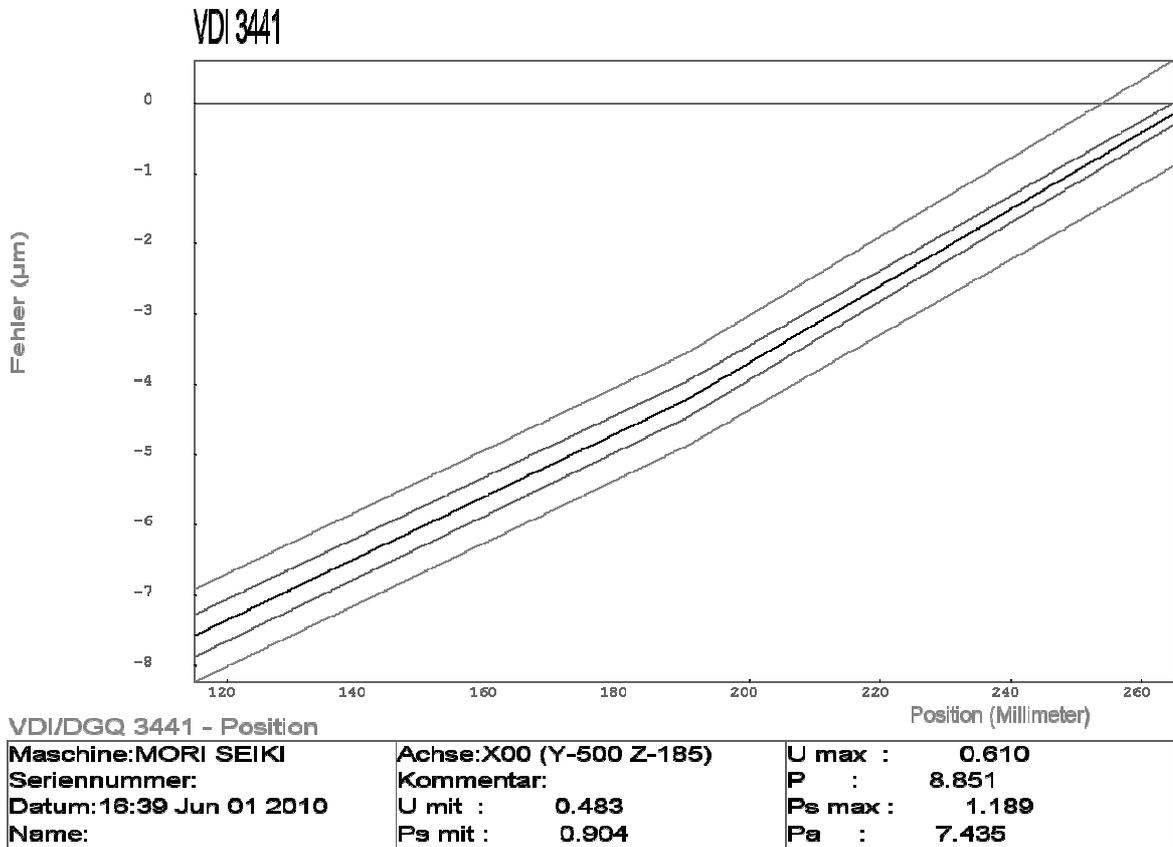


Abbildung 146: Abweichung der Planspiegel-Interferometer-Messwerte nach VDI/DGQ 3441

Wieder wurde derselbe Messdurchgang nach VDI/DGQ 3441 ausgewertet und liefert den Wert 0,483µm für die mittlere Umkehrspanne. Die maximale Umkehrspanne ergibt sich zu 0,610µm. Die mittlere Positionsstreuung wird mit 0,904µm angegeben. Die Positionsgenauigkeit beträgt 8,851µm, die maximale Positionsstreuung beträgt 1,189µm. Die Positionsabweichung ist 7,435µm

8.6 Interpretation der Ergebnisse

Beide Systeme liefern bei einer direkten Betrachtung durchaus vergleichbare Ergebnisse. Zieht man hier wieder die Messrichtung X mit den Punkten 24, 25 und 26 wie im vorangegangenen Abschnitt mit den Koordinaten $Y = -500\text{mm}$ und $Z = -185\text{mm}$ als Beispiel heran, kann Folgendes festgehalten werden.

Das mittlere Umkehrspiel U_{mit} des Retroreflektor-Interferometers beträgt $0,473\mu\text{m}$, was gegenüber $0,483\mu\text{m}$ des Planspiegel-Interferometers einen Unterschied von $0,01\mu\text{m}$ ergibt.

Die mittlere Positionsstreuung P_{Smit} beträgt $0,447\mu\text{m}$ gegenüber $0,904\mu\text{m}$ und unterscheidet sich um $0,457\mu\text{m}$.

An der Position Y02 (Punkte 0, 3 und 6) mit den Koordinaten $X = 115\text{mm}$ und $Z = -35\text{mm}$ zeigt sich ein Bild, wo die mittlere Positionsstreuung nach dem Retroreflektorsystem schlechter scheint. Die mittlere Positionsstreuung P_{Smit} beträgt hier $0,70\mu\text{m}$ gegenüber $0,417\mu\text{m}$ beim Planspiegelsystem. Die Werte unterscheiden sich somit um $0,283\mu\text{m}$.

Zusammenfassend kann bei einer Gegenüberstellung aller Achswerte gezeigt werden, dass abwechselnd das Retroreflektorsystem und das Planspiegelsystem jeweils bessere oder schlechtere Werte liefern. Um eine schärfere Aussage bezüglich der Tauglichkeit des neuen Systems zu erhalten, wurde eine Untersuchung entsprechend den Richtlinien nach GUM umgesetzt. Hierin werden Fehler erfasst und abgeschätzt, die aus den Umgebungsbedingungen, der Ausrüstung und der Bedienung herrühren.

8.7 Messsystemvalidierung

Der Ausdruck GUM steht als Abkürzung aus dem Englischen für „Guide to the expression of uncertainty in measurement“. Die Eckpunkte dieser Analyse findet man in DIN ENV 13005 [142], dem sogenannten „Leitfaden zur Angabe der Unsicherheit beim Messen“.

8.7.1 Allgemeines

Die GUM-Analyse wurde als einheitlicher Standard eingeführt, um international eine einheitliche Angabe der Unsicherheit im Messwesen zu ermöglichen. Als Leitfaden wurde hierzu die DIN ENV 13005 unter folgenden Gesichtspunkten ins Leben gerufen:

- vollständig darüber zu informieren, wie man zu Unsicherheitsangaben kommt und
- eine Grundlage für den internationalen Vergleich von Messergebnissen zu liefern.

Als Maß zur Beurteilung wird die Messunsicherheit definiert [143]:

In [144] wird Messunsicherheit als Kennwert definiert, der den Bereich der Messwerte charakterisiert, die der Messgröße über die durchgeführte Messung zugeschrieben werden kann.

Mittels GUM wird das Messergebnis als der beste Schätzwert für den Wert der Messgröße verstanden, der mit den aus der Messung erhaltenen, unvollständigen Informationen ermittelt werden kann [145].

Etwas umfassender formuliert, grenzt die Messunsicherheit des Schätzwertes einer physikalischen Größe einen Wertebereich ein, innerhalb dessen der wahre Wert der Messgröße liegt [146]. Es ist nicht möglich, hierfür eine Wahrscheinlichkeit oder eine Verteilung anzugeben. Somit kann festgehalten werden, dass das Ergebnis einer Messung erst durch den Schätzer und die Messunsicherheit definiert ist. Die Angabe der Messunsicherheit erfolgt vorzeichenlos, wobei Messunsicherheiten selbst Schätzwerte sind. Andere Bezeichnungen für Messunsicherheit sind laut DIN 1319-3 Standardmessunsicherheit, Standardunsicherheit oder nur Unsicherheit [147]. Wird die Standardunsicherheit als Standardabweichung ausgedrückt, so sind auch diese beiden Begriffe synonym verwendbar. In früheren Publikationen wurde üblicherweise der Begriff Fehler für die Unsicherheit verwendet.

8.7.2 Vorgehensweise bei der Messunsicherheitsanalyse

Um eine Messreihe einer Messunsicherheitsanalyse zu unterziehen, muss eine Reihenfolge hinsichtlich der Abarbeitung eingehalten werden.

Zunächst muss eine Beziehung zwischen der Messgröße Y und den Eingangsgrößen X hergestellt werden. Anders ausgedrückt bedeutet es, einen Formalismus, also ein Gleichungssystem, zu finden, welches eine Abbildung der Eingangsgrößen auf die Messgröße erlaubt. Das Modell soll dabei alle Größen und Korrekturen enthalten, die einen signifikanten Beitrag zur Messunsicherheit liefern können [145].

$$Y = f(X_1, X_2, \dots, X_N) \quad \text{Gleichung 111}$$

Im nächsten Schritt wird der Schätzwert x_i der Eingangsgrößen X_i bestimmt. Aus den Schätzwerten werden die Standardunsicherheiten abgeleitet.

$$u_i = f(x_i) \quad \text{Gleichung 112}$$

Aus den Standardmessunsicherheiten der Eingangsgrößen wird in weiterer Folge die kombinierte Standardmessunsicherheit der Messgröße ermittelt.

$$u(y) = \sqrt{c_1^2 \cdot u^2(x_1) + c_2^2 \cdot u^2(x_2) + \dots + c_N^2 \cdot u^2(x_N)} \quad \text{Gleichung 113}$$

Die Werte c_1 werden als Sensitivitätskoeffizienten bezeichnet und definieren sich als partielle Ableitung der Abbildung der Eingangsgröße auf die Messgröße.

$$c_i = \left. \frac{\partial f}{\partial X_i} \right|_{(x_1, x_2, \dots, x_N)} \quad \text{Gleichung 114}$$

Zur Ermittlung der Standardmessunsicherheiten der Eingangsgrößen werden zwei Fälle unterschieden:

8. Entwicklung eines Messsystems für die volumetrische Kompensation

- In *Methode A* wird der Schätzwert durch die statistische Analyse von Messwerten gewonnen.
- In *Methode B* wird auf messtechnische oder wissenschaftlich fundierte Kenntnisse zurückgegriffen.

8.7.2.1 Methode A zur Bestimmung der Standardmessunsicherheit der Eingangsgrößen

Methode A greift auf eine statistische Auswertung von n unabhängigen Beobachtungen zurück [142].

$$X_{i,k} \quad (k = 1 \dots n) \qquad \text{Gleichung 115}$$

Aus diesen Beobachtungen wird der arithmetische Mittelwert gebildet:

$$\bar{X}_i = \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n X_{i,k} \qquad \text{Gleichung 116}$$

Der Erwartungswert x_i ist mit dem Mittelwert \bar{X}_i gleichzusetzen. Die empirische Standardabweichung ist als die positive Quadratwurzel des Schätzwertes der Varianz definiert. Sie beinhaltet die Information über die Streuung der beobachteten Werte $X_{i,k}$ um den Mittelwert \bar{X}_i .

$$s_i(X_{i,k}) = \sqrt{\frac{1}{(n-1)} \sum_{k=1}^n (X_{i,k} - \bar{X}_i)^2} \qquad \text{Gleichung 117}$$

Die empirische Standardabweichung des Mittelwerts ist ein quantitatives Maß für die Güte der Schätzung des Erwartungswertes μ_{x_i} von X_i durch den Mittelwert \bar{X}_i .

$$s_i(\overline{X}_i) = \frac{s_i(X_{i,k})}{\sqrt{n}} \quad \text{Gleichung 118}$$

Zur Bestimmung der Unsicherheit des Schätzwertes können beide Gleichungen als Grundlage herangezogen werden. Im speziellen Fall wurde die empirische Standardabweichung des Mittelwertes gewählt.

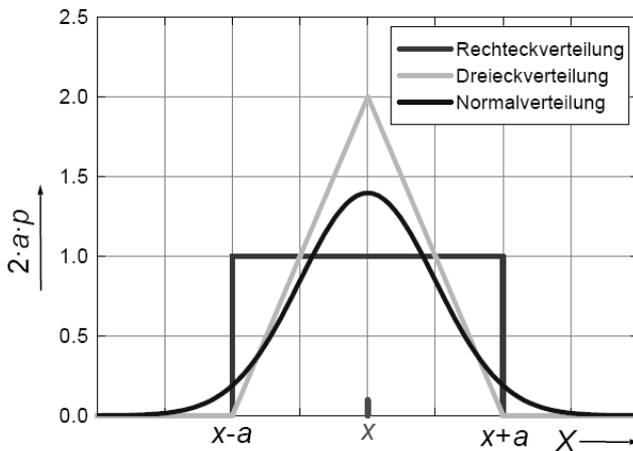
$$u(x_i) = \sqrt{\frac{1}{n \cdot (n-1)} \sum_{k=1}^n (X_{i,k} - x_i)^2} \quad \text{Gleichung 119}$$

8.7.2.2 Methode B zur Bestimmung der Standardmessunsicherheit der Eingangsgrößen

Methode B sieht keine statistische Auswertung einer Beobachtungsreihe vor. Diese Methode fußt auf messtechnisch oder wissenschaftlich fundierten Kenntnissen, die da sind [142]:

- Informationen über frühere Messungen dieser Größe
- Erfahrungen über das Verhalten oder die Eigenschaften relevanter Materialien
und Messverfahren
- Herstellerspezifikationen
- in Kalibrierscheinen oder anderen Zertifikaten angegebene Daten
- in der Literatur angegebene Unsicherheiten für Referenzdaten

Methode B erlaubt das Schätzen der Wahrscheinlichkeitsverteilung der entsprechenden Eingangsgröße, wobei in Abbildung 147 die gängigsten Verteilungsformen dargestellt sind.



Messwert: x

Standardabweichungen:

$$u^2(x) = \int_{-\infty}^{+\infty} (w - x)^2 \cdot p(w) dw$$

Rechteckverteilung: $u(x) = \frac{a}{\sqrt{3}}$

Dreieckverteilung: $u(x) = \frac{a}{\sqrt{6}}$

Normalverteilung: $u(x) = \sqrt{\sigma^2}$

Abbildung 147: Gängige Wahrscheinlichkeitsverteilungen [145]

Als Ergebnis der Analyse, entweder über den Weg der Methode A oder der Methode B werden die (Standard-)Messunsicherheiten zu einer erweiterten Messunsicherheit U unter Zuhilfenahme des Erweiterungsfaktors k weiterverrechnet, um einen Bereich von $y - U$ bis $y + U$ anzugeben. Hier kann erwartet werden, dass der Bereich einen großen Anteil der Verteilung von Werten umfasst, die der Messgröße Y sinnvollerweise zugeordnet werden können. Die erweiterte Messunsicherheit errechnet sich entsprechend Gleichung 120.

$$U = k \cdot u(y)$$

Gleichung 120

Die Wahl des Erweiterungsfaktors k bestimmt die Größe des Vertrauensbereiches, welcher für $k=2$ bei zirka 95 Prozent bzw. für $k=3$ annähernd bei 99 Prozent aller Werte liegt.

Als abschließende Maßnahme gilt es, wie in allen Qualitätsfragen üblich, die Daten unter Angabe eventueller Quellen zu dokumentieren.

8.7.3 Unsicherheitsanalyse für einen Messpunkt im Arbeitsraum

In diesem Abschnitt soll entsprechend der zuvor angegebenen Vorgangsweise für einen spezifischen Punkt im Arbeitsraum die Unsicherheitsanalyse für die beiden zu

8. Entwicklung eines Messsystems für die volumetrische Kompensation

vergleichenden Systeme, Planspiegelinterferometer und Retroreflektorinterferometer, getrennt durchgeführt werden.

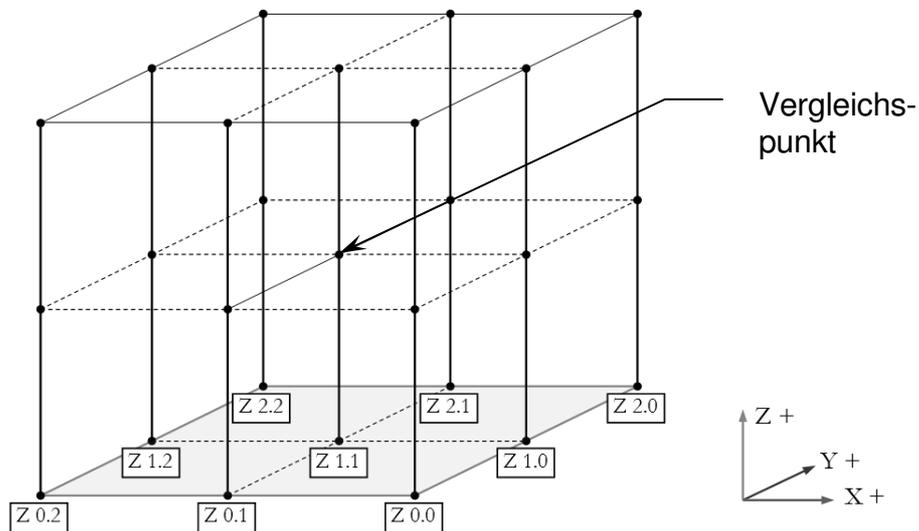


Abbildung 148: Messquader der X/Y-Ebene für die Bestimmungen in Z-Richtung

Insgesamt wurden 81 Messreihen zu je zehn Messungen aufgezeichnet. Die Messung und Auswertung soll hier, aufgrund des großen Umfangs, jedoch nur am Beispiel des Quadermittelpunktes in Richtung der Achse Z veranschaulicht werden.

8.7.3.1 Analyse für das Planspiegelinterferometer

Zunächst wird die Funktionsbeziehung zwischen den Eingangsgrößen und der Messgröße bestimmt. Als Messgröße wird die Messlänge festgelegt, die als Funktion aller Einflussfaktoren, wie Temperaturdifferenz, Ungenauigkeit des Messverfahrens sowie des Messgerätes etc. dargestellt wird (siehe Tabelle 40).

$$L_m = f(d, L_s, dl_s, \alpha_k, dT_k, U_l, U_s)$$

Gleichung 121

Die Systemgleichung setzt sich in diesem Fall ausgehend vom Sollwert additiv aus vier Termen zusammen. Der Istwert ergibt sich aus dem Sollwert L_s , der gemessenen Abweichung d sowie einer systematischen Abweichung dl_s . Der

8. Entwicklung eines Messsystems für die volumetrische Kompensation

Einfluss der thermischen Materialausdehnung wurde durch Addition des Produktes aus Ausdehnungskoeffizient α_k und Temperaturdifferenz dT_k berücksichtigt.

$$L_m = d + (L_s + dl_s) \cdot (1 - \alpha_k \cdot dT_k) + U_v \quad \text{Gleichung 122}$$

Der Unsicherheitsbeitrag U_v des Messverfahrens stellt den letzten Term der Systemgleichung dar und setzt sich im Fall des Planspiegelinterferometers aus dem Unsicherheitsbeitrag des Lasersystems und dem Unsicherheitsbeitrag des Spiegels zusammen.

$$U_v = U_l + U_s \quad \text{Gleichung 123}$$

Entsprechend Dontsov [148] wird für das Sios-Lasersystem der Wert entsprechend Gleichung 124 angesetzt.

$$U_l = -1,2 \cdot 10^{-7} \cdot L_s \quad \text{Gleichung 124}$$

In Tabelle 39 finden sich die Beschreibungen der Formelparameter wieder.

L_m	Messlänge
d	Differenz Messlänge - Normal
L_s	Nominalwert des Standards
dl_s	Systematische Abweichung
α_k	Ausdehnungskoeffizient der Kinematik
dT_k	Abweichung der Materialtemperatur der Kinematik von der Bezugstemperatur
U_v	Unsicherheit des Verfahrens
U_s	Unsicherheitsbeitrag durch Planspiegel
U_l	Unsicherheitsbeitrag durch Laser

Tabelle 39: Beschreibung der Formelparameter des Planspiegelinterferometers

Die Auswertung der einzelnen Parameter in Abhängigkeit der Verteilungsfunktionen findet sich in Tabelle 40.

8. Entwicklung eines Messsystems für die volumetrische Kompensation

Eingangsgröße	Verteilung	Wert	Einheit
L_s	konstanter Wert:	-75	[mm]
dl_s	Normalverteilung		[mm]
	Wert	0	
	Erweiterte Messunsicherheit	$2,5 \cdot 10^{-5}$	
	Erweiterungsfaktor	2	
α_k	Rechteckverteilung		[1/°K]
	konstanter Wert	$1,17 \cdot 10^{-5}$	
	Halbbreite der Grenze	10^{-6}	
	Standardabweichung	$5,774 \cdot 10^{-7}$	
dT_k	Rechteckverteilung		[°C]
	Wert	6	
	Halbbreite der Grenze	0,09	
	Standardabweichung	$5,196 \cdot 10^{-2}$	
U_s	Rechteckverteilung		[mm]
	konstanter Wert	0	
	Halbbreite der Grenze	$5 \cdot 10^{-4}$	
	Standardabweichung	$2,887 \cdot 10^{-4}$	
U_i	Normalverteilung		[mm]
	Wert	$9 \cdot 10^{-9}$	
	Messunsicherheit	10^{-5}	
	Erweiterungsfaktor	2	

Tabelle 40. Parameter der Unsicherheitsfunktion des Planspiegelinterferometers

Für Parameter mit nicht näher bestimmbarer Information hinsichtlich der Verteilung wurde der ungünstigste Fall einer Rechtecks- oder Gleichverteilung angenommen.

L_s stellt den Sollwert der jeweiligen Messlänge dar und entspricht den Koordinaten des Messquaders in Messrichtung.

Die systematische Abweichung dl_s beruht hauptsächlich auf Erfahrungswerten und wurde passend festgelegt. Deren Verteilung wurde als Gleichverteilung angenommen. Die Festlegung erfolgte unter der Annahme, dass die Durchführung

8. Entwicklung eines Messsystems für die volumetrische Kompensation

der Messung von mit dem System erfahrenen Messtechnikern erfolgt ist und daher der Unsicherheitsanteil geringen Anteil am Messergebnis hat.

Der Ausdehnungskoeffizient α_k wird grundsätzlich vom Maschinenhersteller ermittelt, konnte jedoch in diesem Fall nicht bereitgestellt werden. Daher wurde der Standardwert für Stahl mit $1,17 \cdot 10^{-5} \text{K}^{-1}$ gewählt. Da der Wert nicht exakt bekannt ist, wurde die Verteilung in Form einer Rechtecksverteilung festgelegt.

Die Temperaturabweichung dT_k wird auf den normierten Wert von 20°C bezogen. Dies ist in der Messtechnik ein üblicher Wert. Der Wert liegt aus der begleitenden Temperaturlaufzeichnung während der Messung vor. Die Temperaturverteilung entspricht wieder einer Rechtecksverteilung.

Der Unsicherheitsbeitrag des Planspiegels U_s wird aus den Messwerten ermittelt. Die zugrunde liegenden Messwerte müssen um den Wert 0 in Form einer Rechtecksverteilung angeordnet sein. Auf diesen Wert ist im Rahmen der Untersuchung das Hauptaugenmerk gelegt worden, da es zu ermitteln gilt wie der Planspiegel die Güte der Messergebnisse des Gesamtsystems beeinflusst.

Der Unsicherheitsbeitrag des Lasersystems U_l wird vom Hersteller zur Verfügung gestellt. Die Messwerte sind um den Sollwert normal verteilt.

Die angegebenen Parameter werden in die Gleichungen 116-124 eingesetzt und ausgewertet. Für den betrachteten Messpunkt ergeben sich die Werte entsprechend Tabelle 41.

8. Entwicklung eines Messsystems für die volumetrische Kompensation

Größe	Wert	Methode	Standardmessunsicherheit	Verteilung	Sensitivitätskoeffizient	Unsicherheit
d	$-8,22 \cdot 10^{-3}$	A	$3,266 \cdot 10^{-5}$	Normal	1	$3,266 \cdot 10^{-5}$
L_s	-75					
dl_s	0	B	$2,5 \cdot 10^{-5}$		1	$2,5 \cdot 10^{-5}$
α_k	$1,17 \cdot 10^{-5}$	B	$5,774 \cdot 10^{-7}$	Rechteck	450	$2,598 \cdot 10^{-4}$
dT_k	6	B	$5,196 \cdot 10^{-2}$	Rechteck	$8,775 \cdot 10^{-4}$	$4,56 \cdot 10^{-5}$
U_v	$9 \cdot 10^{-9}$	B	$2,987 \cdot 10^{-4}$			
U_s	0	B	$2,887 \cdot 10^{-4}$	Rechteck	1	$2,887 \cdot 10^{-4}$
U_l	$9 \cdot 10^{-9}$	B	$1 \cdot 10^{-5}$	Rechteck	1	$1 \cdot 10^{-5}$
L_m	-75,00295		$3,935 \cdot 10^{-4}$			

Tabelle 41: Ausgewertete Parameter des Planspiegelinterferometers

Die erweiterte Messunsicherheit ergibt somit entsprechend Tabelle 42 für den Messpunkt bei $Z = -75\text{mm}$ mit $7,869 \cdot 10^{-4}\text{mm}$.

Größe	Wert	Erweiterte Messunsicherheit	Erweiterungsfaktor	Überdeckungswahrscheinlichkeit
L_m	-75,00295	$7,869 \cdot 10^{-4}$	2	95%

Tabelle 42: Erweiterte Messunsicherheit für das Planspiegelinterferometer

8.7.3.2 Analyse für das Retroreflektorinterferometer

In ähnlicher Weise kann mit dem Retroreflektorsystem verfahren werden. Im Unterschied zum Planspiegelsystem ist hier jedoch eine andere Funktionsbeziehung zwischen Eingangsgrößen und Messgröße zu wählen.

$$L_m = d + (L_s + dl_s) \cdot (1 - \alpha_k \cdot dT_k) + U_v + U_g \quad \text{Gleichung 125}$$

Der Unsicherheitsbeitrag des Messverfahrens U_v wird auf den Kosinusfehler U_c reduziert.

$$U_v = U_c \quad \text{Gleichung 126}$$

8. Entwicklung eines Messsystems für die volumetrische Kompensation

Der Kosinusfehler errechnet sich nach Gleichung 110 für den maximalen Fehler wurde eine Winkelabweichung von ± 2 Bogensekunden angenommen, da dieser Wert laut Hersteller bei der Ausrichtung des Laserstrahls auf jeden Fall erreicht werden kann. Beim Planspiegelinterferometer scheint dieser Faktor nicht explizit auf, da dies bereits indirekt im Unsicherheitsbeitrag des Lasersystems vom Hersteller mitberücksichtigt wurde.

$$U_g = U_l \qquad \text{Gleichung 127}$$

Die Systemgenauigkeit der ML 10-Lasereinheit samt Kompensationseinheit und Sensoren für die Messung der Lufttemperatur mit einem Erweiterungsfaktor von 2 wird laut Kalibrierschein [149] mit

$$U_l = \pm 1,1 \cdot 10^{-6} \cdot L_s \pm 0,025 \mu m \qquad \text{Gleichung 128}$$

angegeben.

8. Entwicklung eines Messsystems für die volumetrische Kompensation

Wird die Messreihe für den Quadermittelpunkt, wie im vorangegangenen Kapitel, herangezogen, können folgenden Werte eingesetzt werden:

Größe	Verteilung	Wert	Einheit
L_s	konstanter Wert:	-75	[mm]
d_l_s	Normalverteilung		[mm]
	Wert	0	
	Erweiterte Messunsicherheit	$5 \cdot 10^{-5}$	
	Erweiterungsfaktor	2	
α_k	Rechteckverteilung		[1/°K]
	konstanter Wert	$1,170 \cdot 10^{-5}$	
	Halbbreite der Grenze	10^{-6}	
	Standardabweichung	$5,7735 \cdot 10^{-7}$	
dT_k	Rechteckverteilung		[°C]
	Wert	4,6	
	Halbbreite der Grenze	$9 \cdot 10^{-2}$	
	Standardabweichung	$5,196 \cdot 10^{-2}$	
U_c	Rechteckverteilung		[mm]
	konstanter Wert	$-1,157 \cdot 10^{-5}$	
	Halbbreite der Grenze	$5,5556 \cdot 10^{-4}$	
	Standardabweichung	$5,588 \cdot 10^{-5}$	
U_i	Normalverteilung		[mm]
	Wert	0	
	Erweiterte Messunsicherheit	$1,075 \cdot 10^{-4}$	
	Erweiterungsfaktor	2	

Tabelle 43: Parameter der Unsicherheitsfunktion des Retroreflektorinterferometers

Auch hier werden die Parameter aus Tabelle 43 in die Gleichungen 116-124 eingesetzt, womit sich die Ergebnisse entsprechend Tabelle 44 errechnen lassen.

8. Entwicklung eines Messsystems für die volumetrische Kompensation

Größe	Wert	Methode	Standardmessunsicherheit	Verteilung	Sensitivitätskoeffizient	Unsicherheit
d	$-3,83 \cdot 10^{-3}$	A	$5,588 \cdot 10^{-5}$	normal	1	$5,588 \cdot 10^{-5}$
L_s	-75					
dI_s	0	B	$2,5 \cdot 10^{-5}$		1	$2,5 \cdot 10^{-5}$
α_k	$1,17 \cdot 10^{-5}$	B	$5,7735 \cdot 10^{-7}$	Rechteck	$3,45 \cdot 10^2$	$1,992 \cdot 10^{-4}$
dT_k	4,6	B	$5,196 \cdot 10^{-2}$	Rechteck	$8,775 \cdot 10^4$	$4,456 \cdot 10^{-5}$
U_v	$-1,15741 \cdot 10^{-5}$	B	$3,2075 \cdot 10^{-4}$			
U_g	0	B	$5,375 \cdot 10^{-5}$			
U_c	$-1,15741 \cdot 10^{-5}$	B	$3,208 \cdot 10^{-4}$	Rechteck	1	$3,208 \cdot 10^{-4}$
U_l	0	B	$5,375 \cdot 10^{-5}$	Rechteck	1	$5,375 \cdot 10^{-5}$
L_m	-74,99981		$3,88936 \cdot 10^{-4}$			

Tabelle 44: Ausgewertete Parameter des Retroreflektorinterferometers

Die erweiterte Messunsicherheit ergibt sich somit entsprechend Tabelle 45 für den Messpunkt mit $7,779 \cdot 10^{-4}$ mm.

Größe	Wert	Erweiterte Messunsicherheit	Erweiterungsfaktor	Überdeckungswahrscheinlichkeit
L_m	-74,99981	$7,779 \cdot 10^{-4}$	2	95%

Tabelle 45: Erweiterte Messunsicherheit für das Retroreflektorinterferometer

8.7.4 Interpretation der Ergebnisse

Stellte man exemplarisch für den Messraum die beiden zuvor ermittelten erweiterten Messunsicherheiten aus Tabelle 42 und Tabelle 45 gegenüber, ergibt sich eine Differenz von $0,09 \cdot 10^{-4}$ mm in der Messunsicherheit zu Gunsten des Retroreflektorsystems.

Diese Gegenüberstellung wurde für alle drei Hauptachsen in Abbildung 149 für den gesamten Messraum durchgeführt. Hier erkennt man, dass beide Systeme in der Größenordnung durchaus eine vergleichbare Messunsicherheit aufweisen, womit die Tauglichkeit des Planspiegelsystems bestätigt werden konnte.

Als besonders positiv sollte der Umstand beachtet werden, dass die Messdauer mit dem Planspiegelsystem im Vergleich zur Vermessung mit dem Retroreflektorsystem

8. Entwicklung eines Messsystems für die volumetrische Kompensation

von 14 Stunden auf vier Stunden, also etwa ein Drittel, reduziert werden konnte. Wobei hier mit Sicherheit noch nicht das Potential voll ausgeschöpft wurde.

Fehlervektoren Mori Seiki

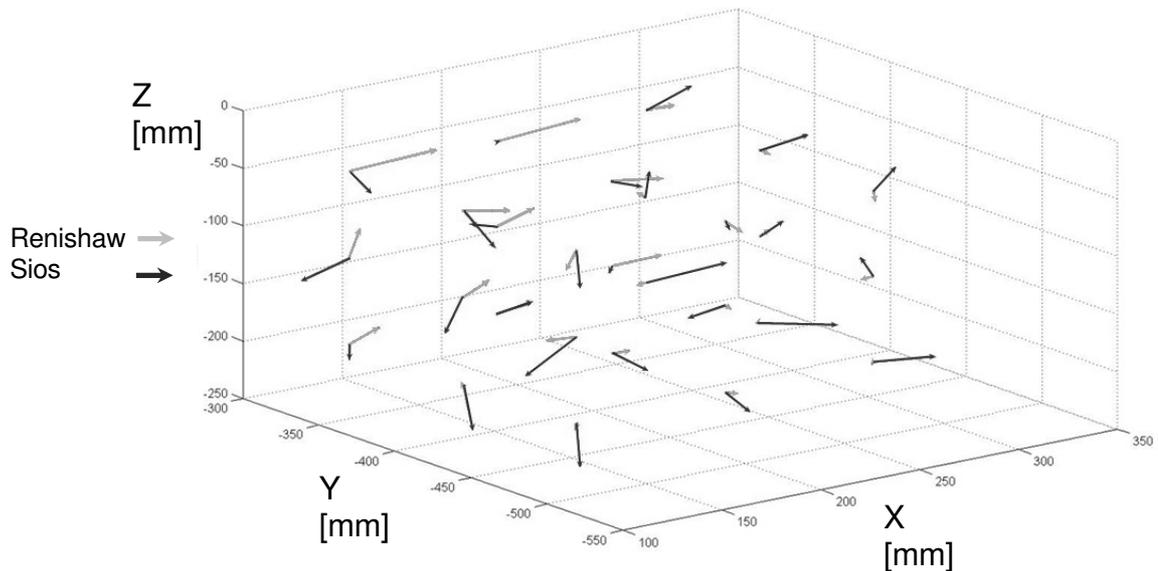


Abbildung 149: Qualitative Gegenüberstellung der erweiterten Messunsicherheiten beider Messsysteme

Werden die Längenabweichungen für beide Systeme über den gesamten Messraum gegenübergestellt, wie es exemplarisch für die X-Achse in beiden Anfahrrichtungen erfolgt ist, so sind bei beiden Systemen Abweichungen von bis zu $4\mu\text{m}$ erkennbar. Zur Erläuterung von Abbildung 150: in X-Richtung wurden neun Messreihen je Messsystem aufgezeichnet. Jede Messreihe besteht aus drei Punkten.

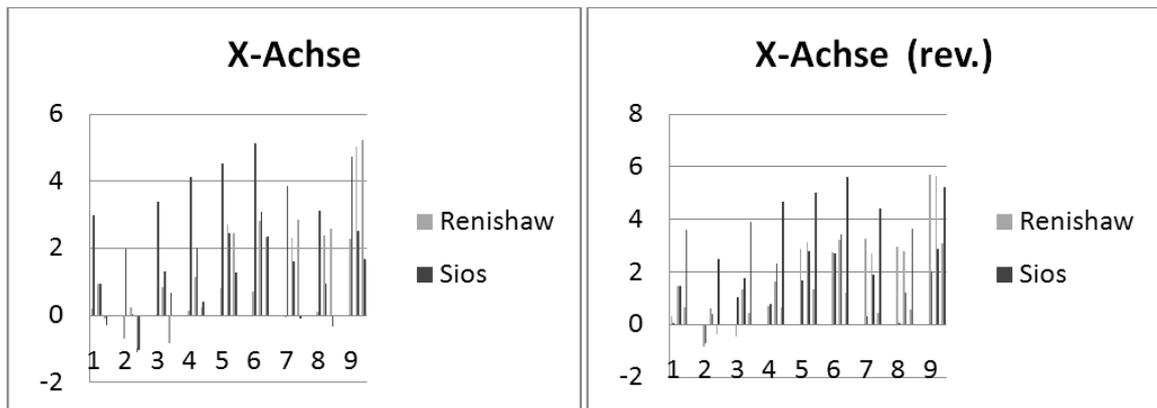


Abbildung 150: Gegenüberstellung der Positionsabweichungen beider Systeme entlang der X-Achse

Diese Abweichungen sind auf die erst nachträglich durchgeführte Kompensation der Wärmedehnungen der kinematischen Struktur zurückzuführen. Mit dieser Erkenntnis ist aber auch die Messunsicherheit, weder des neuen noch des alten Systems von großer Relevanz für eine exakte Kalibrierung einer Werkzeugmaschine, solange keine exakten Daten bezüglich der Wärmeausdehnungskoeffizienten in den einzelnen Achsrichtungen bekannt sind. Diese hohen Abweichungen begründen auch, warum beide Messungen zunächst ohne Kompensation der Wärmedehnungen der Kinematik durchgeführt wurden.

Unabhängig davon konnte aufgrund der guten Vergleichsergebnisse hinsichtlich der Messunsicherheit der nächste Schritt zur Fehlerkompensation der Parallelkinematik Quickstep HS 500 umgesetzt werden, wie im folgenden Kapitel dargestellt wird

9 Vermessung der Quickstep HS 500

Nachdem das neu entwickelte Messsystem im Vergleichstest mit dem bewährten Retroreflektorsystem seine Tauglichkeit unter Beweis gestellt hat, soll nun als Versuchsträger die tripodische Struktur Quickstep HS 500 herangezogen werden. Mit Hilfe des neuen Systems wird ermittelt, inwieweit die systematischen Fehler durch Kompensation eliminiert werden können und welche Genauigkeit die Maschine schlussendlich erreichen kann.

9.1 Methodik und Messaufbau

Ähnlich der Vorgehensweise wie bei der Vermessung der Mori Seiki NMV 5000 DCG wurde der Arbeitsraum der Maschine durch 27 Messpunkte beschrieben. Die Messpunkte wurden äquidistant entsprechend Abbildung 151 gewählt.

Für einen weitgehend automatisierten Messablauf wurde wieder auf die entwickelte Auswertesoftware SIOS zurückgegriffen und entsprechende NC-Programme für die drei Achsrichtungen X, Y und Z erstellt. Zusätzlich ist es nötig, identisch dem Vermessen an der Mori Seiki, ein Programm zum Einrichten des Spiegels zu erstellen. Mit dem Einrichteprogramm sollte der Spiegel möglichst planparallel zur jeweiligen Verfahrensebene des TCP über den Stützstellen des Spiegels ausgerichtet werden. Hierin ist auch ein systematischer Fehler in der Auswertung impliziert, da davon ausgegangen wird, dass diese Stützstellen in ihrer aktuellen Genauigkeit bereits den geforderten Ansprüchen genügen. Diese Unzulänglichkeit des Systems kann aber in ähnlicher Weise auch bei der Vermessung mittels klassischer Retroreflektorinterferometrie nachgewiesen werden. Da jeweils der erste Punkt der Messreihe entlang einer Achse als Bezugspunkt festgelegt wird, die Anfangspunkte der einzelnen Messreihen zueinander aber nicht bestimmt sind. Das neue System bietet den Vorteil, dass nur drei Punkte pro Achsrichtung vorgegeben werden müssen. Im Gegensatz dazu ist es bei der Retroreflektorinterferometrie notwendig neun Punkte als Bezug zu definieren. Dies unter der Annahme eines Messwürfels mit der Ausprägung entsprechend Abbildung 151.

9. Vermessung der Quickstep HS 500

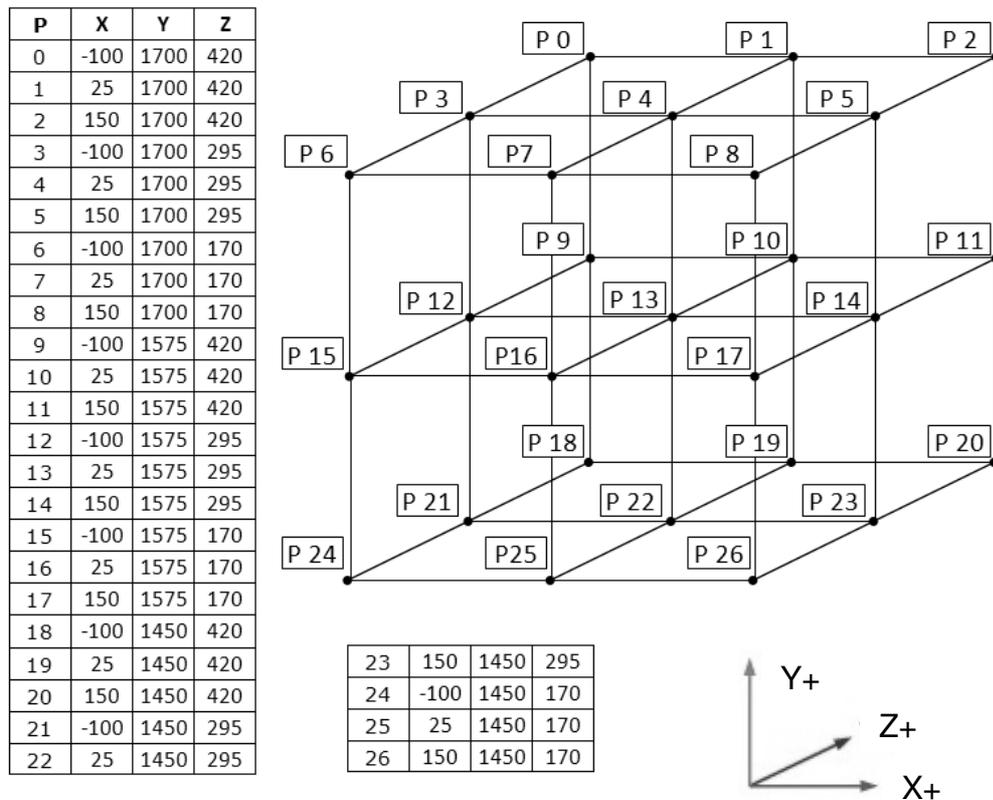


Abbildung 151: Messpunkte im Arbeitsraum der Quickstep HS 500

Die Indramat-Steuerung der Quickstep HS 500 gestattet eine Space-Error-Kompensation, mit maximal 1000 Stützpunkten im Raum. Space-Error-Kompensation bedeutet, dass in den Arbeitsraum eine Matrix gelegt werden kann, deren Stützstellen mit Informationen bezüglich der Positionsabweichung in allen Raumrichtungen versorgt werden. Wenn an der Steuerung eine Aufforderung zum Anfahren einer Koordinate anliegt, die einer Stützstelle entspricht, wird die Positionierung um den in der Kompensationsmatrix eingegebenen Wert korrigiert positioniert. Für Positionswerte zwischen den Stützstellen werden die Korrekturwerte aus den umliegenden Stützstellen interpoliert.

Da die Positionsabweichungen nach Bleicher [4] im Arbeitsraum als Fehler 1. Ordnung dargestellt werden können und der Messaufwand in einem überschaubaren Rahmen bleiben sollte, wurden 27 Stützstellen vermessen. Damit

9. Vermessung der Quickstep HS 500

wird nicht zur Gänze den Vorgaben aus ISO 230 bzw. VDI/DGQ 3441, da hier mindestens fünf Punkte zweiseitig angefahren werden müssten.



Abbildung 152: Messaufbau des Planspiegelinterferometers in der Quickstep HS 500 für die Vermessung in Richtung Y

Zur Bestimmung der Kompensationsmatrix wurde ein iterativer Algorithmus verwendet. Bei deaktivierter Kompensation wurden die grundlegenden Positionsabweichungen in allen drei Raumrichtungen für die 27 Punkte ermittelt. Aus den Messergebnissen wird eine erste Kompensationsmatrix erstellt, die in die Steuerung implementiert wird. Im zweiten Schritt wird der Arbeitsraum neuerlich vermessen. Dieses Mal allerdings mit der zuvor erstellten, aktivierten, Kompensationstabelle. Die ermittelten Positionsabweichungen werden auf die bestehenden Kompensationstabellewerte superpositioniert. Einflüsse aus der Umgebungstemperatur und der daraus folgenden Dehnung der Kinematik bleiben hier unberücksichtigt, da wieder der Wärmeausdehnungskoeffizient nicht bekannt

ist. Die Temperatur im Verlauf der Messungen unterlag den in Fertigungshallen üblichen Schwankungen.

9.2 Unkompensierte Vermessung

Die aus der Auswertesoftware SIOS erhaltenen Messwerte für alle 27 Raumpunkte wurden zu einem Messfehler entsprechend Gleichung 129 verrechnet.

$$\text{Absolutfehler} = \text{Istwert} - \text{Sollwert}$$

Gleichung 129

Wie Tabelle 46 zeigt, treten an den einzelnen Messpunkten teilweise beträchtliche Fehler auf. Diese Fehler sind auf verschiedene Faktoren zurückführbar. Den größten Anteil dürfte allerdings das mathematische Modell für die Koordinatentransformation in der Steuerung liefern, da vermutlich die gewählten Parameter nur ungenügend die realen Verhältnisse abbilden. Weitere Fehlermöglichkeiten wurden bereits in Kapitel 5.2 dargelegt.

Datum und Uhrzeit	Messwert (Ist-Wert) [µm]	Soll-Wert [µm]	Abweichung [µm]
17.06.2010 13:29	-15,1	0	-15,1
17.06.2010 13:29	-125589,5	-125000	-589,5
17.06.2010 13:29	-251137,6	-250000	-1137,6
17.06.2010 13:29	-256157,8	-255000	-1157,8
17.06.2010 13:29	-251144,7	-250000	-1144,7
17.06.2010 13:29	-125593,9	-125000	-593,9
17.06.2010 13:29	-33,8	0	-33,8
17.06.2010 13:30	4989,1	5000	-10,9
17.06.2010 13:30	-28,1	0	-28,1
17.06.2010 13:30	-125589,7	-125000	-589,7
17.06.2010 13:30	-251138,1	-250000	-1138,1
17.06.2010 13:30	-256159,1	-255000	-1159,1

Tabelle 46: unkompensierte Fehlerauswertung Quickstep

Um einen möglichst guten Überblick zur Größenordnung der Fehler im Arbeitsraum zu erhalten, wurde eine Darstellung als Vektorfeld gewählt (Abbildung 153).

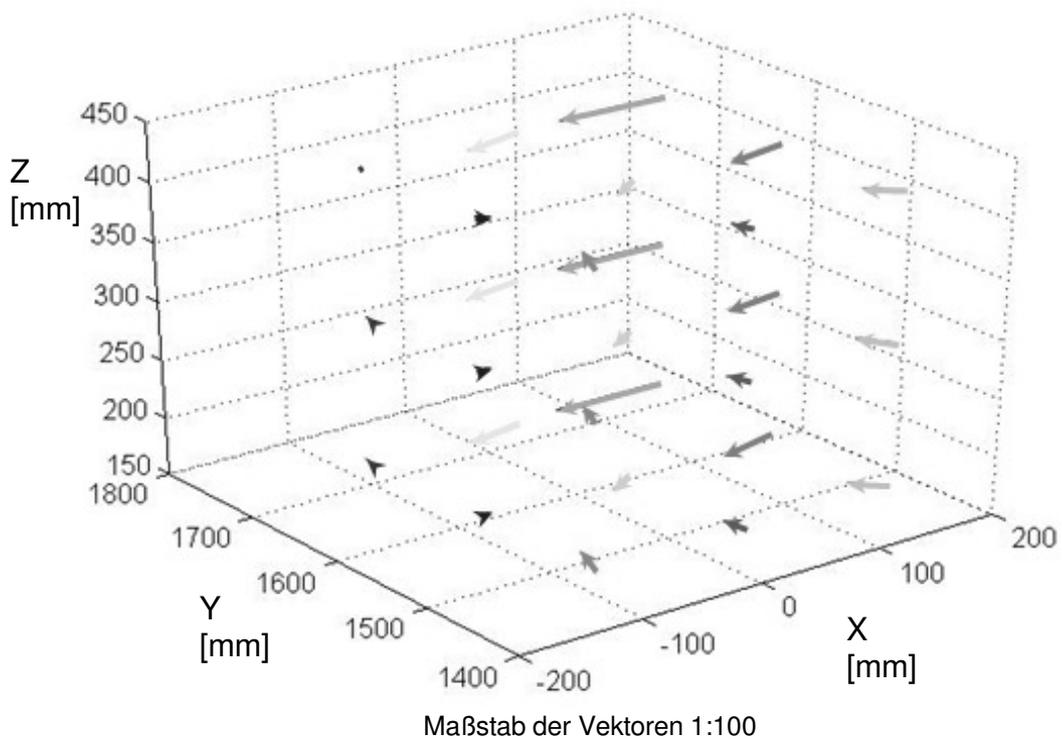


Abbildung 153: Vektorfeld der Positionsabweichungen in der Quickstep HS 500 ohne Kompensation

Die erhaltenen Abweichungen wurden in einem ASCII-File entsprechend den Anforderungen der Indramat-Steuerung aufbereitet und in der Steuerung hinterlegt.

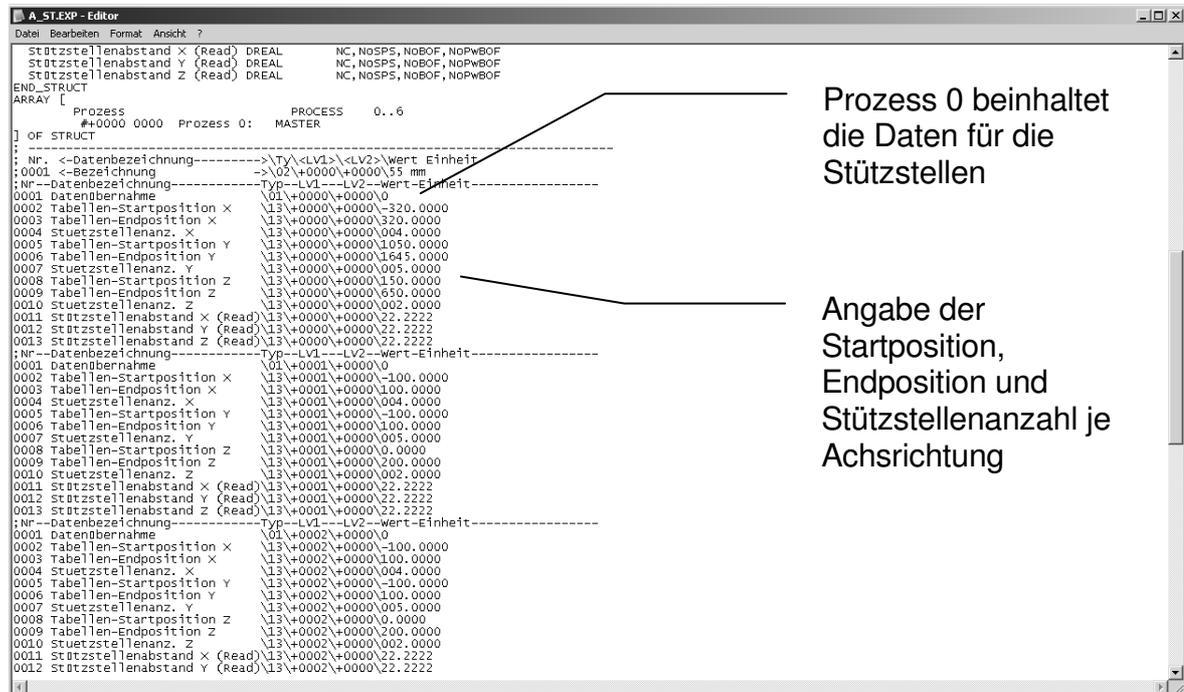
9.3 Kompensation der Quickstep HS 500

Die Korrekturmatrix der Indramat-Steuerung der Quickstep HS 500 setzt vier Files im ASCII-Format voraus:

- Definition der Stützpunkte im Arbeitsraum
- Korrekturwerte in X
- Korrekturwerte in Y
- Korrekturwerte in Z

9. Vermessung der Quickstep HS 500

Die Definition der Stützpunkte im Arbeitsraum erfolgt über die Angabe der Maschinenkoordinaten der Anfangs- und Eckpunkte des Würfels und der Anzahl der Stützstellen je Achsrichtung (Abbildung 154).



```
A_ST.EXP - Editor
Datei Bearbeiten Format Ansicht ?
Stützstellenabstand X (Read) DREAL NC, NOSPS, NOBOF, NOPWBOF
Stützstellenabstand Y (Read) DREAL NC, NOSPS, NOBOF, NOPWBOF
Stützstellenabstand Z (Read) DREAL NC, NOSPS, NOBOF, NOPWBOF
END_STRUCT
ARRAY [
  Prozess #+0000 0000 Prozess 0: MASTER PROCESS 0..6
] OF STRUCT
; Nr. <-Datenbezeichnung-----> Typ \<LV1> \<LV2> \wert Einheit
:0001 <-Bezeichnung-----> \02 \+0000 \+0000 \55 mm
; Nr--Datenbezeichnung-----Typ--LV1--LV2--wert--Einheit-----
0001 Datenübernahme \01 \+0000 \+0000 \0
0002 Tabellen-Startposition X \13 \+0000 \+0000 \-320.0000
0003 Tabellen-Endposition X \13 \+0000 \+0000 \320.0000
0004 Stuetzstellenanz. X \13 \+0000 \+0000 \004.0000
0005 Tabellen-Startposition Y \13 \+0000 \+0000 \1050.0000
0006 Tabellen-Endposition Y \13 \+0000 \+0000 \1645.0000
0007 Stuetzstellenanz. Y \13 \+0000 \+0000 \005.0000
0008 Tabellen-Startposition Z \13 \+0000 \+0000 \150.0000
0009 Tabellen-Endposition Z \13 \+0000 \+0000 \650.0000
0010 Stuetzstellenanz. Z \13 \+0000 \+0000 \002.0000
0011 Stützstellenabstand X (Read) \13 \+0000 \+0000 \22.2222
0012 Stützstellenabstand Y (Read) \13 \+0000 \+0000 \22.2222
0013 Stützstellenabstand Z (Read) \13 \+0000 \+0000 \22.2222
; Nr--Datenbezeichnung-----Typ--LV1--LV2--wert--Einheit-----
0001 Datenübernahme \01 \+0001 \+0000 \0
0002 Tabellen-Startposition X \13 \+0001 \+0000 \-100.0000
0003 Tabellen-Endposition X \13 \+0001 \+0000 \100.0000
0004 Stuetzstellenanz. X \13 \+0001 \+0000 \004.0000
0005 Tabellen-Startposition Y \13 \+0001 \+0000 \-100.0000
0006 Tabellen-Endposition Y \13 \+0001 \+0000 \100.0000
0007 Stuetzstellenanz. Y \13 \+0001 \+0000 \005.0000
0008 Tabellen-Startposition Z \13 \+0001 \+0000 \0.0000
0009 Tabellen-Endposition Z \13 \+0001 \+0000 \200.0000
0010 Stuetzstellenanz. Z \13 \+0001 \+0000 \002.0000
0011 Stützstellenabstand X (Read) \13 \+0001 \+0000 \22.2222
0012 Stützstellenabstand Y (Read) \13 \+0001 \+0000 \22.2222
0013 Stützstellenabstand Z (Read) \13 \+0001 \+0000 \22.2222
; Nr--Datenbezeichnung-----Typ--LV1--LV2--wert--Einheit-----
0001 Datenübernahme \01 \+0002 \+0000 \0
0002 Tabellen-Startposition X \13 \+0002 \+0000 \-100.0000
0003 Tabellen-Endposition X \13 \+0002 \+0000 \100.0000
0004 Stuetzstellenanz. X \13 \+0002 \+0000 \004.0000
0005 Tabellen-Startposition Y \13 \+0002 \+0000 \-100.0000
0006 Tabellen-Endposition Y \13 \+0002 \+0000 \100.0000
0007 Stuetzstellenanz. Y \13 \+0002 \+0000 \005.0000
0008 Tabellen-Startposition Z \13 \+0002 \+0000 \0.0000
0009 Tabellen-Endposition Z \13 \+0002 \+0000 \200.0000
0010 Stuetzstellenanz. Z \13 \+0002 \+0000 \002.0000
0011 Stützstellenabstand X (Read) \13 \+0002 \+0000 \22.2222
0012 Stützstellenabstand Y (Read) \13 \+0002 \+0000 \22.2222
```

Prozess 0 beinhaltet die Daten für die Stützstellen

Angabe der Startposition, Endposition und Stützstellenanzahl je Achsrichtung

Abbildung 154: Definition der Stützstellen im Arbeitsraum

Die drei verbleibenden Files beinhalten die ermittelten Abweichungen der 27 Messpunkte. Am Beispiel der X-Achse ist dies in Abbildung 155 näher dargestellt. Das Arrangement der Messpunkte ist auf programmtechnische Aspekte rückführbar. Selbstverständlich wurde bei der Ermittlung der Abweichungen auf den Mittelwert der Messwerte für die einzelnen Positionen zurückgegriffen. In Abbildung 155 sind keine konkreten Korrekturwerte eingetragen, sondern Platzhalter, die den Zusammenhang zwischen File und Messraumpunkt zeigen sollen.

Im nächsten Schritt wurde eine neuerliche Messung mit dem Planspiegelinterferometer durchgeführt. Dies soll zeigen, wie groß die erreichte Verbesserung ist bzw. welche Positionsfehler noch vorliegen. Da sich durch die Verlagerung des TCP mittels Kompensation die Fehleranteile der einzelnen Achsen

sowie Fehleranteile aus der Montage und selbstverständlich der ungenauen Abbildung der Kinematik neu zusammensetzten, ist nicht davon auszugehen, dass bei der erstmaligen Kompensation bereits die Fehler auf ein Minimum reduziert wird.

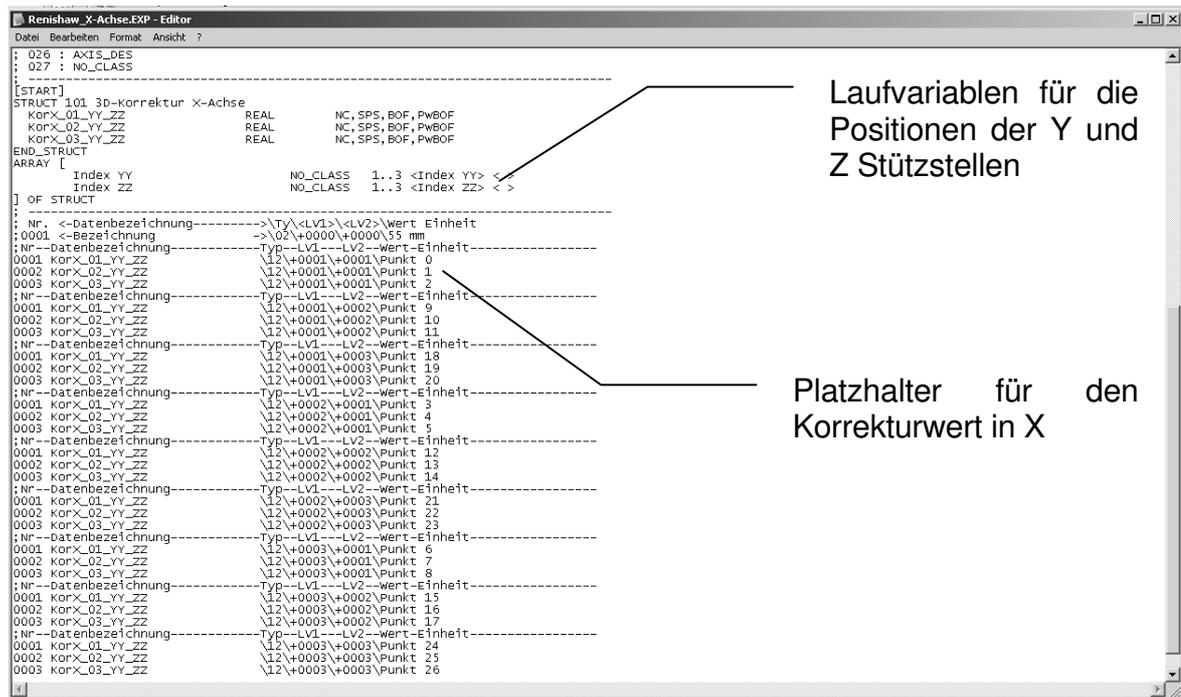


Abbildung 155: Kompensationstabelle für die X Achse

Der Erfolg der Kompensation kann Abbildung 156 entnommen werden. Es sei darauf hingewiesen, dass der Maßstab der Vektoren hier um den Faktor 10 größer gewählt wurde, als im Vektorfeld vor der Kompensation. Die Abweichungen zwischen Soll- und Istwert konnten deutlich reduziert werden. Was zusätzlich besonders ins Auge sticht ist, dass sich die Größenordnung der Fehler wesentlich homogener als vor der Kompensation gestalten.

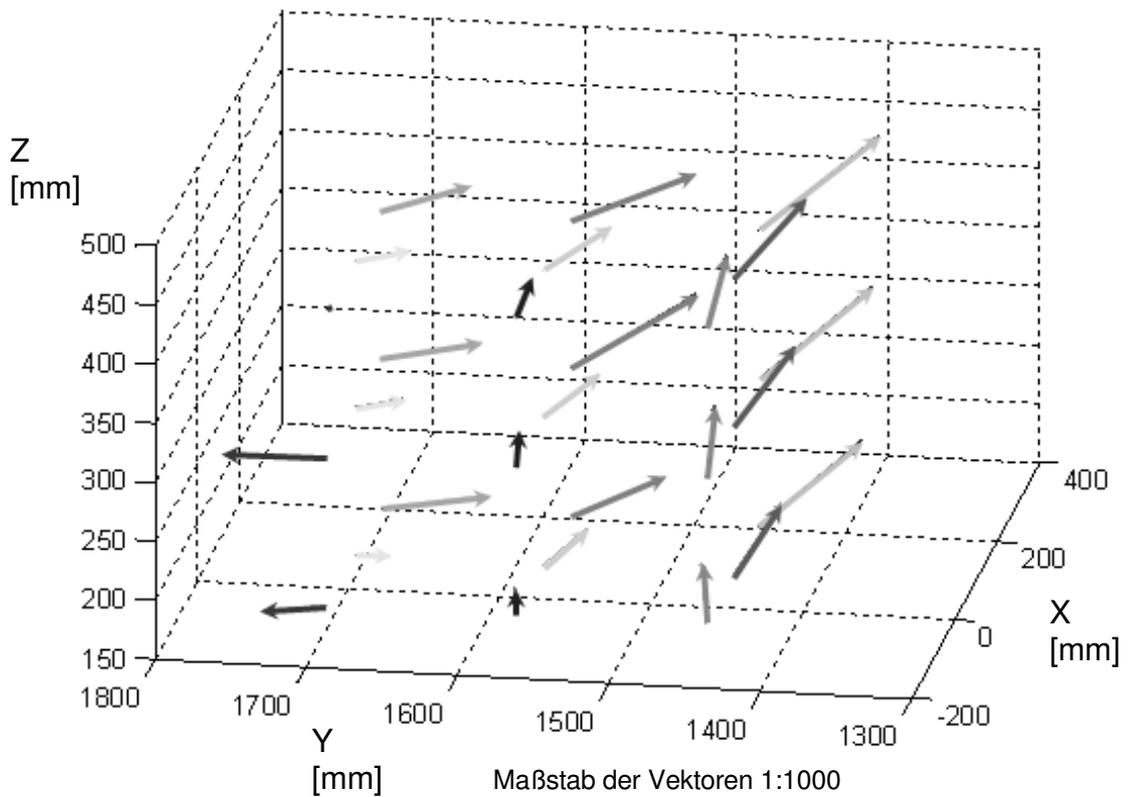


Abbildung 156: Vektorfeld der Positionsabweichungen in der Quickstep HS 500 mit Kompensation

Zur besseren Quantifizierbarkeit der Verbesserung soll hier die Messreihe YZ01 mit konkreten Zahlenwerten dargestellt werden. Die Maschinenkoordinaten der Messreihe YZ01 sind in Tabelle 47 dargestellt.

Position	X	Y	Z
0	-100	1700	420
1	25	1700	420
2	150	1700	420

Tabelle 47: Koordinaten der Messreihe YZ01

Die Fehlerwerte vor der Kompensation betragen:

Position	Fehler in μm
0	-2,28
1	-566,37
2	-1116,74

Tabelle 48: Fehler der Messreihe YZ01 ohne Kompensation

Nach Implementation der Kompensationsmatrix nach einmaligem Durchlauf konnten die Abweichungen auf wesentlich kleinere Werte reduziert werden, wie Tabelle 49 zeigt.

Position	Fehler in μm
0	-2.66
1	-10.73
2	-17.84

Tabelle 49: Fehler der Messreihe YZ01 mit Kompensation

Diese Fehlermatrix wurde in die Steuerung der Maschine eingespielt und einer weiteren Vermessung unterzogen. Die abschließende Vermessung zeigte, dass der stochastische Fehleranteil P_{Smit} mit $4\mu\text{m}$ relativ groß angesetzt werden muss und daher die Grundgenauigkeit der Maschine auch nur in diesen Bereich gebracht werden kann. Im Vergleich mit den vorliegenden Werten vor der Kompensation von größer 1mm Positionsabweichung konnte eine deutliche Verbesserung erreicht werden.

Das Messsystem zeigte aufgrund der kurzen Rüst- und Messdauer von nur drei Stunden für die dreiachsige Vermessung aller 27 Punkte und den erreichten Genauigkeiten ein zufriedenstellendes Ergebnis.

10 Zusammenfassung und Ausblick

Im Zuge dieser Arbeit wurden zunächst parallelkinematische Werkzeugmaschinen vorgestellt und diese den klassischen, etablierten, seriellen Systemen gegenübergestellt. Es wurden deren Stärken aber auch deren Schwächen aufgezeigt. Als eine der größten Schwächen konnte die inhomogene Fehlerverteilung im Arbeitsraum dargestellt werden, die ein Vermessen des gesamten Arbeitsraumes zur Fehlerbestimmung insbesondere bei nicht parametrischer Kalibrierung unumgänglich macht. Dieser Vermessungsvorgang ist nicht nur im Rahmen der Erstinbetriebnahme durchzuführen, sondern wird bei jeder Wartung erforderlich. Nach der Beleuchtung bekannter Messsysteme, konnte bei einem Großteil dieser entweder eine ungenügende Messgenauigkeit oder eine nur sehr spezifische Einsatzmöglichkeit für ein beschränktes Maschinenspektrum identifiziert werden. Einzig das bereits über Jahrzehnte etablierte System der Laserinterferometrie mit Retroreflektor ist in der Industrie anerkannt und weiter verbreitet. Hier versuchte die vorliegende Arbeit anzusetzen und auf Basis der Interferometrie eine weiterentwickelte Messtechnik zu finden, die den Vorteil der hohen Genauigkeit nutzt, aber eine wesentlich höhere Zeiteffizienz im Zuge der Vermessung gestattet.

Im Verlauf der Untersuchungen konnte das System der Planspiegelinterferometrie ermittelt werden, wo sich diverse Anbieter am Markt etablieren konnten, die gewerbliche Laserquellen inkl. Auswerteeinheit und Umweltkompensation anbieten. Die Umkehrung des Prinzips, die Laserquelle mit dem TCP mit verfahren zu lassen und den Reflektor stationär im Arbeitsraum zu positionieren, sollte einen Geschwindigkeitsvorteil im Rüstvorgang und Messablauf gegenüber der klassischen Retroreflektorinterferometrie gewährleisten.

Dazu musste zunächst ein geeigneter Reflektor entwickelt werden. Ein Vergleich dreier verschiedener Planspiegel zeigte, dass zwei dieser Spiegel für die Aufgabe geeignet wären. Der kostengünstigere aber ungenauere Spiegel müsste allerdings

mit einer zusätzlichen Kompensation betrieben werden. Um die Eignung des Systems zu prüfen, wurde ein Versuch mit dem Hochpräzisionsspiegel entwickelt. Dies sollte eventuelle Fehler aus einer Kompensation ausschließen, das Problem klarer umreißen und einen einfacheren Vergleich mit dem etablierten Retroreflektorsystem ermöglichen. Wie in Kapitel 3.2 gezeigt, wäre für eine Berücksichtigung von Fehlern aufgrund von Gier- und Nickbewegungen des TCP eine simultane Vermessung von sechs Freiheitsgraden notwendig. Dies konnte aus Kostengründen nicht realisiert werden, wie aber weitere Versuche mit einem einstrahligen System zeigten, ist dieser Fehleranteil sehr klein und kann bei üblichen Werkzeugmaschinen vernachlässigt werden (siehe Kapitel 8.5.3).

Für eine erste Evaluierung des Systems wurde ein Fräsbearbeitungszentrum vom Typ NMV 5000 DCG der Fa. Mori Seiki als Vergleichsplattform des neuen Planspiegelinterferometersystems mit dem etablierten Retroreflektorsystem festgelegt. Die Maschine weist bereits aus vorhergehenden Messungen eine bekannt kleine Positionsstreuung und hohe Genauigkeit auf. Der Vergleich wurde durch eine Unsicherheitsanalyse nach GUM ergänzt, um etwaige Fehler durch das Umfeld und die Vorrichtungen besser einschränken zu können. Dieser Vergleich zeigte, dass beide Systeme auf annähernd gleichem technischem Niveau arbeiten und somit ein Einsatz der Planspiegelinterferometrie zulässig ist. Weiter konnte man bereits das hohe Potential der neuen Messtechnik hinsichtlich der Messgeschwindigkeit.

Im finalen Versuch wurde das neue System dazu verwendet die Vermessung von parallelkinematischen Werkzeugmaschinen zu erproben. Die Vermessung, ausgeführt in einem iterativen Prozess erfolgte auf dem Prototyp Quickstep HS 500. Einer tripodischen Struktur, die vom Institut für Fertigungstechnik und Hochleistungslasertechnik gemeinsam mit der Fa. Krause & Mauser entwickelt wurde. Die erreichte Strukturgenauigkeit wurde durch stochastische Fehleranteile und nicht durch die Methode der Planspiegelinterferometrie bestimmt.

Verbesserungen bis zum Faktor 100 konnten allerdings erreicht werden. Das Messsystem hat somit seine Tauglichkeit unter Beweis gestellt.

Im Vergleich zu den max. 27 Ausrichtepositionen des Retroreflektorinterferometers konnte die Anzahl der Rüstvorgänge auf drei, je einen pro Achse, reduziert werden. Hierin ist auch die größte Zeitersparnis identifizierbar. Für eine weitere Beschleunigung des Messvorganges und ein Erfassen der rotatorischen Freiheitsgrade sollte im nächsten Schritt der simultane Einsatz eines sechsstrahligen Lasersystems angedacht werden. Größte Herausforderung wird es hierbei sein, ein Referenzplanspiegelsystem zu konzipieren, welches alle drei Raumebenen XY, YZ und ZX abbilden kann. Das Referenzsystem muss so flexibel sein, dass es in unterschiedlichen Werkzeugmaschinen eingesetzt werden kann. Ein Einrichten des Spiegelsystems zu Beginn der Messung kann allerdings als Vereinfachung entfallen, wenn das System in sich bereits bekannte (kleine) Winkelneigungen der Referenzebenen zueinander aufweist.



Abbildung 157: Messausrüstung für die Planspiegelinterferometrie an kinematischen Strukturen

Als besonderer Vorteil sollte bei diesem Messsystem beachtet werden, dass eine dynamische Messung theoretisch mit bis zu 600mm/s [113] möglich ist. Damit können Aufwärmzyklen in den Messablauf integriert werden, womit es möglich ist, das thermische Verhalten einer Werkzeugmaschinenstruktur zu erfassen.

Zusätzlich sollte nicht außer Acht gelassen werden, dass dieses System auch einen Einsatz in einer konventionellen, seriellen Werkzeugmaschine gestattet. In Zeiten steigender Anforderungen hinsichtlich Genauigkeit ist es oft nicht mehr adäquat, den Positionsfehler einer Achse aufgrund unterschiedlichster Einflüsse, wie z.B. Gewicht und Temperatur, von einer Kinematikstellung auf den gesamten Arbeitsraum der Maschine umzulegen. Für eine räumliche Kompensation muss der Positionsfehler im gesamten Arbeitsraum der Maschine erfasst werden. Die Technik der meisten am Markt etablierten NC-Steuerungen gestattet bereits seit geraumer Zeit eine Space-Error-Kompensation, die aber zumeist durch das Fehlen einer geeigneten Messtechnik nicht zum Einsatz kommt.

Das Potential des neuen Messsystems ist demnach als außerordentlich hoch einzustufen, da es hinsichtlich Geschwindigkeit im Rüstvorgang und dem Messablauf an Alternativen mangelt. Großes Potential dürfte dazu im Vergleich auch der Lasertracer von Etalon haben, da hier eine Struktur als Referenz im Arbeitsraum entfällt und somit die Skalierbarkeit hinsichtlich des Arbeitsraums der Maschine sehr variabel ausfällt.

Die Untersuchungen des Systems werden zukünftig auf mehrere Freiheitsgrade erweitert. Zunächst soll ein dreistrahliges System zur simultanen Bestimmung von Position sowie Nick- und Gierwinkel in einer Raumachsenrichtung untersucht werden. Weitere Themengebiete sind die Erweiterung des Systems auf sechs Freiheitsgrade. Dabei sind umfangreiche Entwicklungen notwendig. Im Mittelpunkt stehen hier ein dreiseitiges Spiegelsystem und eine Halterung für den Lasermesskopf am TCP.

Die bestehenden Erkenntnisse sollen durch weitreichende Feldversuche bei der Vermessung verschiedener Maschinensysteme untermauert und ausgedehnt werden.

LITERATURVERZEICHNIS

- [1] n.n.:
Die wichtigsten Handelspartner Deutschlands 2008
Statistisches Bundesamt, Deutschland
<http://www.bpb.de/files/92059U.pdf>; 03.November 2010
- [2] Bakkum, M.-J.:
ING IM: Kein Ende für Wachstum und Aktienrally in den Emerging Markets in Sicht
<http://www.cash-online.de/investmentfonds/2009/ing-im-kein-ende-fuer-wachstum-und-aktienrallye-in-den-emerging-markets-in-sicht/14246>;
- [3] n.n.:
Dreaming with BRICs: The Path to 2050
Global Economics Paper No.99; Goldman Sachs
<http://www2.goldmansachs.com/ideas/brics/book/99-dreaming.pdf>; März 2010
- [4] Bleicher, F.:
Parallelkinematische Werkzeugmaschinen
neuer Wissenschaftlicher Verlag Wien-Graz; 2003
- [5] n.n.:
Erfolgreiches Wachstum
<http://www.anwendungsberatung-atk.de/page3.html>; März 2010
- [6] Lay, G.:
Prozessinnovationen als Schlüssel zu innovativen Produkten
PI-Mitteilungen Nr.7; Fraunhofer-Institut für Systemtechnik und Innovationsforschung; Karlsruhe
<http://www.isi.fraunhofer.de/i/dokumente/pi7.pdf>, 02.Jänner 2006;
September 1997
- [7] Wieland, F., Gohritz, A.:
Einsatzmöglichkeiten und Potentiale von Parallelkinematiken der spanenden Fertigung
2.Chemnitzer Parallelkinematik-Seminar, Tagungsband S.313-330;
Verlag Wissenschaftlicher Skripten; Zwickau; 2000
- [8] Steward, D.:
A platform with six degrees of freedom
UK Institution of Mechanical Engineers Proceedings, Vol.180, Pt.1, No.15.;
1965-66
- [9] Bonev, I.:
The True Origins of Parallel Robots
<http://www.parallemic.org/Reviews/Review007.html>; 13.12.2007

- [10] Witt, S., Staimer, D., Weck, M.:
Einsatz von Parallelkinematiken in der Praxis
wt Werkstattstechnik online 93-7/8 2003
<http://www.technikwissen.de/wt/archiv/ausgabeteil.asp?id=12772&heft=07/2003>;
Dezember 2007
- [11] Gwinett, J.E.:
US Patent No.1.789.680, 1928
http://www.aliindustries.com/articles/true_origins_parallel_robotics.html;
März 2010
- [12] Gough, V.E., Whitehall, S.G.:
Universal Tyre Test Machine
Proceedings Ninth International Technological Congress; 1962
- [13] Tindale, J.:
Contribution to Steward Paper on a Platform with six Degrees of Freedom
UK Institution of Mechanical Engineers Proceedings, Vol.180, Pt.1, No.15,
S.383-384; 1965
- [14] Hunt, K.H.:
Structural Kinematics of In-Parallel-Actuated Robot-Arms
Journal of Mechanisms, Transmission and Automation in design, Vol.105,
S.705-712; Dezember 1983
- [15] Clavel, R.:
Dispositif pour le déplacement et le positionnement d'un élément dans
l'espace
Brevet suisse n°672089 A5; Dezember 1985
- [16] Weck, M.:
Parallele Kinematiken mit Perspektive
wt Werkstattstechnik online 92-7/8, 2002
<http://www.technikwissen.de/wt/archive/ausgabedetail.asp?id=10428&heft=07/2002>;
Jänner 2008
- [17] Cax, M., Alm, R.:
The right stuff: Americas move to mass customization
National Policy Center Association, Policy Report No.225
<http://www.dallasfed.org/fed/annual/1999p/ar98.pdf>; März 2010
- [18] Lindemann, U.:
Anstieg der Varianten und Modelle am Beispiel der Audi AG
Entwicklungsmanagement - Varianten- und Komplexitätsmanagement,
Skripten,
Technische Universität München; Februar 2005
- [19] n.n.:
Stückkosten/Stückzahl der verschiedenen Fertigungssysteme
Crosshüller; August 2004

- [20] n.n.:
VIRTUMAT - eine deutsche Werkzeugmaschine für den Massenmarkt
<http://www.x-technik.com/cgi/beitraege.pl?beitragid=848>; Mai 1998
- [21] Spieth, U. et al.:
Zukünftige (autonome und kooperative) Transferstrasse
Studie der Alfing Kessler Sondermaschinen GmbH, Aalen; 1995
- [22] Horn, W., Konold, T.:
Parallelkinematiken für die Metallbearbeitung in der Automobil-
Massenproduktion
2.Chemnitzer Parallelkinematik-Seminar - Arbeitsgenauigkeit von
Parallelkinematiken,
Chemnitz, Verlag Wissenschaftliche Skripten, Seite 273-282; 2000
- [23] Brecher, C. et.al.:
Trends im Werkzeugmaschinenbau - schnell und zuverlässig
in: Wettbewerbsfaktor Produktionstechnik, Everheim, W.(Hrsg.), Aachen,
Shaker, Seite 311-356; 1999
- [24] Neugebauer, R., Harzbecker, C., Stoll, A.:
Parallelkinematiken im Werkzeugmaschinenbau,
2.Chemnitzer Parallelkinematik-Seminar - Arbeitsgenauigkeit von
Parallelkinematiken,
Chemnitz, Verlag Wissenschaftlicher Skripten, Seite 29-53; 2000
- [25] Weck, M.:
Werkzeugmaschinen - Band 1 Maschinenarten und Anwendungsgebiete;
5.Auflage
Springer Verlag Heidelberg; 1998
- [26] Parsons J.T.:
<http://www.tadesite.com/parsons.mgi>; Jänner 2006
- [27] Heisel, U., Stehle, T., Maier, W.:
Werkzeugmaschinen mit Beinen - die Hexapod-Maschinen
<http://www.uni-stuttgart.de/wechselwirkungen/ww202/heisel.pdf>; August
2003
- [28] Weck, M., Giesler, M.:
Dyna-M - Ein neues Werkzeugmaschinenkonzept auf Basis ebener
Koppelkinematiken,
Chemnitzer Parallelkinematik-Seminar, Chemnitz, Verlag
Wissenschaftlicher Skripten,
Seite 97-113; 1998
- [29] Zim, O., Preu, H.J., Hebsacker, M., Honegger, M.:
Potentiale paralleler Kinematik
Werkstattstechnik, Band 88, Heft 1/2; 1998
- [30] Hebsacker, M.:
Entwurf und Bewertung paralleler Werkzeugmaschinen - das Hexaglide
Dissertation, ETH Nr. 13467, Zürich; 2000

- [31] Kief. H.B.:
NC/CNC-Handbuch
Carl Hanser Verlag München Wien; 1989
- [32] Bargfrede, J.:
Innovative Verfahren zur Steuerung paralleler Roboter
http://www.maschinenbau.hsmagdeburg.de/personal/bargfrede/fue/parallel/paper_parallel.pdf; August 2003
- [33] n.n.:
ABB-Produktübersicht 09/05
<http://www.abb.com>; Jänner 2006
- [34] Husty, M., Karger, A., Sachs, H., Steinhilper, W.:
Kinematik und Robotik
Springer-Verlag Berlin Heidelberg; 1997
- [35] Merlet, J.-P.:
An Algorithm for the Forward Kinematics of General Parallel Manipulators
IEEE Proceeding of the 5th International Conference on Advanced Robotics, S.1136-1140, Pisa; 1991
- [36] Neugebauer, R., Wieland, F., Ihlenfeldt, S.:
Parallelstrukturen mit längenveränderlichen Streben,
Chemnitzer Parallelkinematik-Seminar, Chemnitz, Verlag
Wissenschaftlicher Skripten,
Seite 129-142; 1998
- [37] Heisel, U., Hund, A.:
Thermisches Verhalten von Parallelkinematiken
wt Werkstattstechnik online, 90-10, 2000
<http://www.techikwissen.de/wt/archiv/ausgabedetail.asp?id=1466&heft=10/2000>; August 2003
- [38] Astanin, V.O., Usov, V.V.:
Multi-objective synthesis of machining center configurations with parallel structure-kinematics
2.Chemnitzer Parallelkinematik-Seminar - Arbeitsgenauigkeit von Parallelkinematiken,
Chemnitz; Verlag Wissenschaftlicher Skripten, S.299-312; 2000
- [39] Heisel, U., Maier, V., Lunz, E.:
Auslegung von Maschinenstrukturen mit Gelenkstab-Kinematik,
wt Werkstattstechnik 88, Nr.4, Seite 183-186; 1998
- [40] Treib, T., Meier, P., Hebsacker, M.:
Wachstumsgesetzmäßigkeiten und Einsatzpotentiale parallel-kinematischer Manipulatoren, VDI Berichte 1427, VDI-Verlag, Düsseldorf, Seite 81-94; 1998

- [41] Hesselbach, J., Frindt, M., Plitea, N.:
Parallelstrukturen für die Robotertechnik
Chemnitzer Parallelkinematik-Seminar, Chemnitz, Verlag
Wissenschaftlicher Skripten,
Seite 115-128; 1998
- [42] Denkena, B., Popp, K., Kallage, F., Ruskowski, M.:
Maschinenkonzepte für die hochdynamische Fräsbearbeitung
wt Werkstattstechnik online, 93-1/2, 2003
<http://www.technikwissen.de/wt/archiv/ausgabedetail.asp?id=11520&heft=01/2003>; August 2003
- [43] Warnecke, J., Neugebauer, R., Wieland, F.:
Development of Hexapod Based Machine Tool
Annals of the CIRP, Volume 47/1, p.337-340; 1998
- [44] Weck, M.:
Werkzeugmaschinen - Fertigungssysteme Band 4 - Messtechnische
Untersuchung und
Beurteilung, 5. überarbeitete Auflage
VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf; 1996
- [45] Bleicher, F., Janner, Ch.:
A Machine Tool Application Based on Parallel Kinematics in Comparison
with Serial Concept
10th International Workshop on Robotics in Alpe-Adria-Danube Region;
2001
- [46] Miller, S.:
Vortrag: HSC-gerechte CNC-Steuerungen; Dr. Johannes Heidenhain
GmbH, Traunreut
3-D Erfahrungsforum 1999; 1999
- [47] Brogardh, T.:
PKM Research - Important Issues, as seen from a Product Development
Perspective at ABB Robotics, Proceedings of the Workshop on
Fundamental Issues and Future Research Directions for Parallel
Mechanisms and Manipulators, Quebec City, Quebec, Canada; 3.-4.
Oktober 2002
- [48] Giesler, M., Weck, M.:
Konfigurierung von Parallelkinematiken
wt Werkstattstechnik online, 92-7/8, 2002
<http://www.technikwissen.de/wt/archiv/ausgabedetails.asp?id=10418&heft=07/2002>; August 2003
- [49] Bode, H., Heisel, U.:
Gestaltung und Bewertung von Gelenkeinheiten für Maschinen mit
Hexapod-Kinematik - Teil II, Chemnitzer Parallelkinematik-Seminar,
Chemnitz, Verlag Wissenschaftlicher Skripten, Seite 41-49; 1998

- [50] n.n.:
Richtlinie VDI 2127: Getriebetechnische Grundlagen;
Begriffsbestimmungen der Getriebe
Düsseldorf, VDI-Verlag; 1993
- [50] n.n.:
Richtlinien VDI 2127: Getriebetechnische Grundlagen; Begriffsbestimmung
der Getriebe
Düsseldorf, VDI-Verlag; 1993
- [51] Maier, V.:
Ein Beitrag zur Untersuchung und Beurteilung von Parallel-Kinematik-
Werkzeugmaschinen
Dissertation, Stuttgart; 2003
- [52] Majou, F., Wenger, P., Chablat, D.:
Design of a 3 Axis Parallel Machine Tool for High Speed Machining: The
Orthoglide,
http://www.robot.gmc.ulaval.ca/felix/IDMME_MAJOU_2002.PDF; August
2003
- [53] Marquet, F., Krut, S., Company, O, Pierrot, F.:
ARCHI: A new Redundant Parallel Mechanism - Modeling, Control and First
Results
http://www.lirmm.fr/rdc/pm/papers/lirmm_iros2001.pdf; September 2003
- [54] Uhlmann, E., Spur, G., Seibt, M.:
Steuerung eines parallelen Spann- und Handhabungssystems mit zwölf
Achsen
2.Chemnitzer Parallelkinematik-Seminar – Arbeitsgenauigkeit von
Parallelkinematiken,
Chemnitz; Verlag Wissenschaftliche Skripten, S.481-492; Juni 2005
- [55] n.n.:
Programmdokumentation zu Solidworks Motion; 2010
- [56] Behi, F.:
Kinematic Analysis for Six-degree-of-freedom 3-PRPS Parallel Mechanism
IEEE Journal of Robotics and Automation, 4/5, S. 561-565; 1988
- [57] n.n.:
Richtlinien VDI 2156: Einfache räumliche Kurbelgetriebe - Systematik und
Begriffsbestimmung
Düsseldorf, VDI-Verlag; 1975
- [58] Heisel, U., Koscsak, G.:
Kinematische Kalibrierung von Parallelkinematiken
wt Werkstattstechnik online, 93 - 7/8, 2003
<http://www.technikwissen.de/wt/archiv/ausgabedetail.asp?id=12779&heft=07/2003>; 28.12.2007
- [59] Payer, G.:
Optimierung einer parallelkinematischen Struktur
Diplomarbeit TU Wien, Institut für Fertigungstechnik; Mai 2004

- [60] Frindt, F., Kerle, H., Plitea, N.:
PENTA-Vorstellung eines Maschinenkonzepts mit fünf
Bewegungsfreiheiten
VDI-Bericht Nr. 1427, VDI-Verlag, Düsseldorf, S.15-34; 1998
- [61] Frank, A.:
Die CNC-Maschine und ihr Umfeld: Von der Abnahmeprüfung zur
Präzisionsbearbeitung
2.Österreichische Technologie-Transfertage; 2001
- [62] Falco, J.A., Kent, E.W.:
Virtual Manufacturing Tools for Collaborative Exploration of Hexapod
Machine Capabilities
and Applications Proceedings of the 19th International CIRP Design
Seminar on Multimedia Technologies for Collaborative Design &
Manufacturing, Los Angeles, CA, 10/8-10/97; 1997
- [63] Harzbecker, C., et al.:
Linearantriebsstreben für Parallelstrukturen
Chemnitzer Parallelkinematik-Seminar, Chemnitz, Verlag
Wissenschaftlicher Skripten,
Seite 51-62; 1998
- [64] Kim, J., Park, F.C., Lee, J.M.:
A New Parallel Mechanism Machine Tool Capable of Five-Face Machining
Annals of CIRP 1999, Volume 48/1/1999, p. 337-340; 1999
- [65] Hebsacker, M., Epfl, A.:
Die Auslegung der Kinematik des Hexaglide - Methodik für die Auslegung
paralleler
Werkzeugmaschinen, VDI-Berichte 1427, Neue Maschinenkonzepte mit
parallelen Strukturen für Handhabung und Produktion, VDI-Verlag
Düsseldorf, p. 51-66; 1998
- [66] Cai, G.Q., Hu, M., Guo, C., Li, B., Wang, Q.M.:
Development and Study of a New Kind of 3-DOF Tripod
Annals of CIRP, S.333-336; 1999
- [67] n.n.:
M-850 6-Achsen-Hexapod-Parallelkinematik-System für hohe Lasten bis
2000 N, mit Controller,
http://www.physikinstrumente.de/de/pdf/M850_Datenblatt.pdf; März 2010
- [68] Bleicher, F.:
Entwicklung einer parallelkinematischen Bohr- und Fräseinheit für den
flexiblen Einsatz in
automatisierten Anlagen
Habilitationsschrift, TU Wien, Wien; 2001
- [69] Kerle, H., Thoben, R.:
Zur Lagegenauigkeit von Handhabungsgeräten mit Parallelstruktur
VDI-Bericht Nr. 1281, S.465-480, VDI-Verlag, Düsseldorf; 1996

- [70] Blümlein, W.J.:
Der Hexapod: Stabkinematiken - Eine Herausforderung für den
Maschinenbau am Ende
dieses Jahrhunderts, Maschine + Werkzeug, 10/99
<http://www.andron1.de/pdf/hexapod.pdf>; März 2010
- [71] Garber, T.:
Berechnung der Eigenschaften von Parallelkinematik-Maschinen durch
Syntheseverfahren
http://www.isw.uni-stuttgart.de/personen/t-garber/PKM_Synthese.pdf;
August 2003
- [72] Pritschow, G., Wurst, K.H.:
Systematic Design of Hexapods and other Parallel Link Systems
Annals of CIRP, Volume 46.1, S.291-295; 1997
- [73] Neugebauer, R., Stoll, A., Kirchner, j., Ihlenfeldt, S.:
Gestaltung, Bewertung und Einsatzerfahrungen von Parallelkinematiken
Beitrag zum Fertigungstechnischen Kolloquium Stuttgart, S.316-333.
Springer Verlag Berlin Heidelberg New York; 2000
- [74] Neugebauer, R., Wieland, F., Hochmuth, C., Jung, E.:
Praktische Erfahrungen beim Spanen mit einer Hexapod-
Werkzeugmaschine
Zeitschrift Maschinenmarkt, Würzburg 104, S.34-43; 1998
- [75] Faugère, J.C., Lazard, D.:
Combinatorial Classes of Parallel Manipulators
Mechanical Machining Theory, 30, S.765-776; 1995
- [76] n.n.:
National Institute of Standards and Technology, USA
<http://www.mel.nist.gov/galleryph/intelsys/pagees/hexapod1.htm>; Oktober
2005
- [77] n.n.:
Parallelkinematikmaschinen (PKM) - Anwendungen für innovative Fertigung
NC-Gesellschaft e.V.
Fachtagung zur METAV; Düsseldorf; 2000
- [78] n.n.:
<http://www.moriseiki.de/produkte/vertikal-bearbeitungszentren/nmv-series/varianten/>;
August 2010
- [79] Petrovic, B.:
Bauarten spanender Werkzeugmaschinen, 1.Auflage
expert-Verlag; 2002
- [80] n.n.:
DIN ISO 230: Werkzeugmaschinen - Prüffregeln für Werkzeugmaschinen,
Teil 1, 2 und 4
Beuth-Verlag, Berlin; 2001

- [81] n.n.:
DIN ISO 10791: Werkzeugmaschinen - Prüfbedingungen für
Bearbeitungszentren,
Teil 1, 3, 4 und 7
Beuth-Verlag, Berlin; 1999
- [82] n.n.:
VDI/DGQ 3441: Statistische Prüfung der Arbeits- und Positionsgenauigkeit
von
Werkzeugmaschinen, Grundlagen
Beuth-Verlag, Berlin; März 1977
- [83] n.n.:
NCG-Empfehlung NCG 2004: Abnahmerichtlinien/ -Werkstücke für
Hochgeschwindigkeits-
bearbeitung (HSC) Teil 1: Fräsmaschinen und Bearbeitungszentren
Herausgeber: NC-Gesellschaft; 2000
- [84] n.n.:
VDI 2851: Beurteilung von Fräsmaschinen und Bearbeitungszentren durch
Einfachprüfwerkstücke
VDI-Gesellschaft Produktionstechnik; November 1986
- [85] Staimer, D.:
Erfahrungen mit Parallelkinematiken: Hexapod und Dyna-M
in: Innovative Werkzeugmaschinen mit Parallelkinematik, 1.Auflage, Adam,
W.(Hrsg.),
VDI-Verlag, Seite 1-13; 2002
- [86] Kreidler, V.:
Development and Software Methods for Parallel Kinematic Machine
Accuracy
2.Chemnitzer Parallelkinematik-Seminar - Arbeitsgenauigkeit von
Parallelkinematiken,
Chemnitz; Verlag Wissenschaftlicher Skripten, S.241-256; 2000
- [87] Pritschow, G., Eppler, C., Garber, T.:
Influence of the dynamic stiffness on the accuracy of PKM
3.Chemnitzer Parallelkinematik-Seminar 2002, S.313-334, Verlag
Wissenschaftlicher Skripten, Zwickau, Germany; 2002
- [88] Kruth, J.-P., Vanherck, P., Van den Bergh, C.:
Compensation of Static and Transient Thermal Errors on CMMs
Annals of CIRP, Vol.50/1; 2001
- [89] Breit, H.:
Auslegung und Erprobung einer aktiv gelagerten Spindel zur
Schwingungsdämpfung in Werkzeugmaschinen; Dissertation, RWTH-
Aachen, 2006
[http://www.ifas.rwth-
aachen.de/Main/Veroeffentlichungen/Kurzfassungen%20von%20
Dissertationen/Breit.pdf](http://www.ifas.rwth-aachen.de/Main/Veroeffentlichungen/Kurzfassungen%20von%20Dissertationen/Breit.pdf); März 2010

- [90] Ehmman, Ch., Schönhoff, U., Nordmann, R.:
Aktive Schwingungsdämpfung bei Portalfräsmaschinen (VDI-Berichte, 1606),
VDI-Verlag, Düsseldorf; 2001
- [91] Kitajima, K. et. al.:
Suppression of chatter vibration with cutting-off tool using damping alloy
International journal of the Japan Society for Precision Engineering, Vol.28,
No.1, Tokio, Japan; März 1994
- [92] Hakansson, L. et al.:
Embedded Piezoceramic Actuators in a Tool Holder shank For the Active
Control of
Machine-Tool Vibration
in: International Symposium on Active Control of Sound and Vibration,
ACTIVE 99, Institute for Noise Control Engineering (Hrsg.); S.305-316;
1999
- [93] Lehner, W., Garber, T.:
Verbesserung des Führungs- und Störverhaltens von Servoantrieben durch
den
Ferraris-Sensor bei der Fräsbearbeitung. In: Proceedings of the 15th
Lageregelseminar 2001, Stuttgart, FISW Selbstverlag; 2001
- [94] n.n.:
ISO 230-2: Prüfregeln für Werkzeugmaschinen Teil 2: Bestimmung der
Positionier-
unsicherheit und der Wiederholpräzision der Positionierung von numerisch
gesteuerten Achsen, Beuth-Verlag, Berlin; Mai 2000
- [95] n.n.:
ISO 230-6: Prüfregeln für Werkzeugmaschinen - Teil 6: Bestimmung der
Positionier-
genauigkeit an Körper- und Flächendiagonalen (Prüfung der Diagonal-
Verschiebung)
Beuth-Verlag, Berlin; November 2002
- [96] n.n.:
ISO 230-4: Prüfregeln für Werkzeugmaschinen - Teil 4: Kreisformprüfungen
für numerisch
gesteuerte Werkzeugmaschinen
Beuth-Verlag, Berlin; April 2005
- [97] n.n.:
VDI/DGQ 3442: Statistische Prüfung der Arbeitsgenauigkeit von
Drehmaschinen
Beuth-Verlag, Berlin; März 1977
- [98] n.n.:
VDI/DGQ 3443: Statistische Prüfung der Arbeitsgenauigkeit von
Fräsmaschinen
Beuth-Verlag, Berlin; März 1977

- [99] n.n.:
VDI/DGQ 3444: Statistische Prüfung der Arbeits- und Positionsgenauigkeit von Koordinatenbohrmaschinen und Bearbeitungszentren
Beuth-Verlag, Berlin; März 1977
- [100] Ernst, A.:
Digitale Längen- und Winkelmesstechnik: Positionsmesssysteme für den Maschinenbau und die Elektronikindustrie
Moderne Industrie; Auflage: 4.Auflage; 2001
- [101] Franitza, T.:
Kinematische Kalibrierung von PKM durch Musterbearbeitung
in: Innovative Werkzeugmaschinen mit Parallelkinematik; W. Adam, G. Pritschow, E. Uhlmann, M. Weck. (Hrsg.); Düsseldorf, VDI-Verlag 2002, S.89-99 (VDI Fortschritt-Berichte Reihe 2 Nr. 633); 2002
- [102] Wildenberg, F.:
Calibrations for Hexapode CMW
2.Chemnitzer Parallelkinematik-Seminar – Arbeitsgenauigkeit von Parallelkinematiken,
Chemnitz; Verlag Wissenschaftliche Skripten, S.101-112; 2000
- [103] Wang, J., Masory, O.:
On the accuracy of a Stewart Platform, Part I: The Effect of Manufacturing Tolerances
IEEE International Conference on Robotics and Automation, S.114-120; 1993
- [104] Schönherr, J.:
Zur Kalibrierung von Parallelmanipulatoren
2.Chemnitzer Parallelkinematik-Seminar – Arbeitsgenauigkeit von Parallelkinematiken,
Chemnitz; Verlag Wissenschaftliche Skripten, S.113-123; 2000
- [105] Parenti-Castelli, V., Di Gregorio, R.:
Influence of manufacturing errors on the kinematic performances of the 3-UPU parallel mechanism
2.Chemnitzer Parallelkinematik-Seminar – Arbeitsgenauigkeit von Parallelkinematiken,
Chemnitz; Verlag Wissenschaftliche Skripten, S.85-100; 2000
- [106] Mooring, B. W., Roth, Z. S., Driels, M.:
The Fundamentals of Robot Calibration
Wiley, New York; 1991

- [107] Weck, M., Staimer, D.:
On the Accuracy of Parallel Kinematic Machine Tools: Design,
Compensation and Calibration
2.Chemnitzer Parallelkinematik-Seminar – Arbeitsgenauigkeit von
Parallelkinematiken,
Chemnitz; Verlag Wissenschaftliche Skripten, S.73-83; 2000
- [108] Mark Chapman:
News from Renishaw: Heterodyne and homodyne interferometry
<http://www.renishaw.com/UserFiles/acrobat/UKEnglish/GEN-NEW-0117.pdf>;
02.02.2008
- [109] Birch, R., Ward, W.:
The effect of variations of the refractive index of industrial air upon the
uncertainty of
precision length measurement
Metrologia 30/93, S.7-14; 1993
- [110] n.n.:
Laser Interferometer Implementation
www.aerotech.com/products/engref/intexe.html; 24. März 2010
- [111] n.n.:
Produktbeschreibung
www.renishaw.com; 24. März 2010
- [112] Christopher D. Mize:
Online Exclusive: Spot-On Position Feedback
http://www.isa.org/InTechTemplate.cfm?Section=Technical_Information_and_Communities&template=/ContentManagement/ContentDisplay.cfm&ContentID=14030;
24. März 2010
- [113] n.n.:
Miniaturinterferometer mit Planspiegelreflektor, Serie SP
www.sios.de; 24. März 2010
- [114] n.n.:
Messgeräte zur Abnahme und Kontrolle von Werkzeugmaschinen
Broschüre
http://filebase.heidenhain.de/doku/brochures/pdf/208_871-16.pdf;
01.02.2003
- [115] n.n.:
Produktbeschreibung
http://www.leica-geosystems.com/metrology/en/lgs_406.htm; 24.03.2010
- [116] n.n.:
Produktbeschreibung
<http://www.faro.com/content.aspx?ct=ge&content=pro&item=3>; 24.03.2010

- [117] n.n.:
Produktbroschüre SmartTrack Sensor
http://www.apisensor.de/PDF/SmartTrack_euDE.pdf; 05.02.2009
- [118] n.n.:
XD Laser Measurement System-5/6D
Firmenschrift, Fa. API
http://www.apisensor.de/PDF/XD_LasermessSystem_euDE.pdf;
24.03.2010
- [119] n.n.:
Produktbeschreibung
http://www.etalon-ag.com/index.php?option=com_content&view=category&layout=blog&id=37&Itemid=54&lang=de; 24.03.2010
- [120] n.n.:
Produktpräsentation: Ein starkes Team:
Der LaserTRACER® mit Trac-Cal ® und Trac-Check ®
Firmenschrift, Firma Etalon; 2008
- [121] Wachten, Ch., Maucher, Ch.:
Innovatives Lasertrackersystem: Signifikante Erhöhung der
Positioniergenauigkeit
Engineers Lounge, <http://preview.engineers-lounge.com/elp/knowledge>;
14.07.2009
- [122] n.n.:
Ein Messsystem für 6 Freiheitsgrade im Raum
Firmenschrift, ITW Chemnitz; 2000
- [123] n.n.:
Produktbeschreibung
Firmenschrift, Fa. Imetric
<http://www.imetric.com/index.php?id=6>; 24.03.2010
- [124] n.n.:
Produktbeschreibung
Firmenschrift, Fa. Metris
http://de.metris.com/optical__cmm/k-series_optical_cmm/; 05.02.2009
- [125] Bleicher, F.; Descovich, Ph.:
Einsatz von CCD-Kamera-Systemen zur Bestimmung von
Fehlstellenkoordinaten in der Holzverarbeitung
In: Proceedings of 7th International DAAAM Symposium "Product &
Manufacturing: Flexibility, Integration, Intelligence", Katalinic, B. (Hrsg.);
1996
- [126] n.n.:
Produktbeschreibung
Firmenschrift, Fa. Metris
http://www.leuveninc.com/bfora/systems/list_viewer/by_order/default.asp?arg=BF_TECHART/BF_LE_TECH_ENGIN; 05.02.2009

- [127] n.n.:
Produktbeschreibung
Firmenschrift, Fa. Tetra Precision Inc.
<http://www.tetraprecision.com>; 25.03.2005
- [128] Rall, K., Findekle, J., Gossel, O., Steinhoff, K.:
Ein neues Verfahren zum Vermessen der Bahngenaugigkeiten von Industrierobotern und Werkzeugmaschinen, in: Forschung im Ingenieurwesen, Band 62, Nr.11/12, S.322-324; 1996
- [129] Geng, Z.J., Haynes, L.S.:
A 3-2-1 Kinematic Configuration of a Stewart Platform and its Application to Six Degree of Freedom Pose Measurements
Robotics and Computer-Integrated Manufacturing, Vol.11, No.1, S.23-34; 1994
- [130] Stöger, J.:
Die Kalibrierung parallel kinematischer Werkzeugmaschinen, Entwicklung einer neuen Messeinrichtung
Dissertation TU Graz; 2003
- [131] Frank, A., Stöger, J.:
Unisquare, A new device to measure the geometric errors of parallel kinematics,
in: Laser Metrology and Machine Performance VI, Ford D.G.(Hrsg.), WITPress, Southampton; S.89-96; 2003
- [132] Bleicher, F.:
Automatically Operating Calibration Method for a Three-Axis Parallel Kinematic Machine
in: Parallel Kinematic Machines in Research and Practice, Neugebauer R.(Hrsg.);
Verlag Wissenschaftliche Skripten, Volume 24/Zwickau (2004), S.165 - 181; 2004
- [133] Luhmann, L.:
Photogrammetrische Verfahren in der industriellen Messtechnik
Publikationen der DGPF, Band 9; 2001
- [134] Konold, T.:
Maschinen mit integrierter Qualitätssicherung
Beitrag der Fa. Hüller-Hille zum VDI-ADB; 2000
- [135] Schmalzried, S.:
ACCOMAT - Die genauigkeitsgeregelte Maschine
<http://www.accomat.de>; 25.03.2005
- [136] Keferstein, C., Dutschke, W.:
Fertigungsmesstechnik: Praxisorientierte Grundlagen, moderne Messverfahren; Ausgabe 6
Vieweg+Teubner Verlag; 2007
- [137] Arens, T., et al.:
Mathematik (Gebundene Ausgabe)
Springer Verlag; Auflage: 1.Auflage; 2008

- [138] Craig, J.:
Introduction to Robotics. 2.Auflage
Addison-Wesley Publishing Company, Reading, M. et al.; 1989
- [139] n.n.:
Produktbeschreibung
<http://www.pgo-online.com/de/katalog/borofloat.html>; 20.08.2010
- [140] n.n.:
optimale Lagerpunkte
<http://www.htwm.de/~pwill/OptLager.pdf>; 30.09.2010
- [141] n.n.:
Mess- und Spannprisma
http://www.praezisionsmesstechnik.de/mwgpt/prismen/Prismen_R1001101.html; 30.09.2010
- [142] n.n.:
DIN V ENV 13005:1999-06, Ausgabe 1999-06 „Leitfaden zur Angabe der
Unsicherheit
beim Messen“, Deutsche Fassung ENV 13005:1999
Beuth-Verlag, Berlin; 1999
- [143] Wolfgang Kessel:
Messunsicherheit, ein wichtiges Element der Qualitätssicherung
Fachbeitrag aus den PTB-Mitteilungen 108 (1998), S.377-382
PTB, Braunschweig; 1998
- [144] n.n.:
Internationales Wörterbuch der Metrologie; Auflage: 2.Auflage
Beuth-Verlag, Berlin; 1994
- [145] Kapsch, R.-P.:
Messabweichungen und Unsicherheitsbudget; 169.PTB-Seminar
Physikalisch-Technische Bundesanstalt Braunschweig
[www.ptb.de/de/org/6/62/seminar/vortragMessabweichungen und
Unsicherheitsbudget_5.pdf](http://www.ptb.de/de/org/6/62/seminar/vortragMessabweichungen%20und%20Unsicherheitsbudget_5.pdf); 2002
- [146] n.n.:
DIN 1319 „Grundlagen der Messtechnik“, Teil 1: Grundbegriffe [Ausgabe:
1995-01]
Beuth-Verlag, Berlin; 2005
- [147] n.n.:
DIN 1319 „Grundlagen der Messtechnik“, Teil 3: Auswertung von
Messungen einer einzelnen Messgröße, Messunsicherheit [Ausgabe: 1996-
05]
Beuth-Verlag, Berlin; 2005
- [148] Dontsov, D.:
Interferometrische Längenmessung
SIOS-Messtechnik-GmbH; 2010
- [149] n.n.:
Calibration Certificate ML10 Laser Unit
Renishaw; 2004

RELEVANTE STUDIEN- UND DIPLOMARBEITEN

Diplomarbeiten:

G. Payer:

"Optimierung einer parallelkinematischen Struktur";

Betreuer: F. Bleicher; Institut für Fertigungstechnik, 2004

A. Theiner:

„Schwachstellenanalyse der Kalibriereinheit QCM - Entwurf bzw.

Weiterentwicklung einer Mess- und Kalibriereinrichtung für

Parallelkinematikwerkzeugmaschinen";

Betreuer: H. Weseslindtner, F. Bleicher; Institut für Fertigungstechnik, 2005

Bachelorarbeit:

F. Pauker & C. Kühlmayer:

„Gegenüberstellung von neuen Messtechniken für Werkzeugmaschinen“;

Betreuer: F. Bleicher, F. Puschitz; Institut für Fertigungstechnik und

Hochleistungslasertechnik, 2010

RELEVANTE PUBLIKATIONEN ZUM THEMA

F. Bleicher, F. Puschitz:

"Automatically operating calibration method for a three-axis parallel kinematic machine";

in: "15th DAAAM International Symposium: "Intelligent Manufacturing &

Automation: Globalisation - Technology - Men - Nature", B. Katalinic (Hrg.);

herausgegeben von: DAAAM International; DAAAM International, 2004, ISBN: 3-901509-42-9, S. 43 - 44.

F. Bleicher, F. Puschitz, A. Theiner:

"Laser based Measurement System for Calibrating Machine Tools in 6 DOFs";

in: "DAAAM International Scientific Book 2006", B. Katalinic (Hrg.);

herausgegeben von: DAAAM International Vienna; DAAAM International Vienna,
Wien, 2006, ISBN: 3-901509-47-x.

F. Bleicher, F. Puschitz:

"System zur Maschinenkalibrierung";

Patent: Österreich, eingereicht: 26.01.2005.

LEBENS LAUF

Name: Falko Puschitz
Geburtsdatum: 16. April 1974
Geburtsort: Wels, Oberösterreich
Staatsangehörigkeit: Österreich
Eltern: Puschitz Rudolf, Puschitz Christa
Geschwister: Boris, Claudia Urban

Ausbildung:

1980-1984 Volksschule Lenzing/OÖ
1984-1988 Hauptschule Lenzing/OÖ
1988-1990 Höhere Technische Lehranstalt Vöcklabruck/OÖ
Fachrichtung: allgemeiner Maschinenbau
1990-1994 Höhere Technische Lehranstalt Innsbruck-Anichstrasse/Tirol
Fachrichtung: Maschinenbau-Automatisierungstechnik
Juni 1994 Matura
1994-2001 Technische Universität Wien, Diplomstudium Maschinenbau
Schwerpunkt Produktionstechnik
2000-2001 Diplomarbeit über "Verschleißverhalten von Kettensägen:
Untersuchung am Beispiel der Kappsäge PRINZ 120 und der
Sägekette SK 15";
Betreuer: H. Weseslindtner, F. Bleicher; Institut für
Fertigungstechnik, TU Wien 2001
Okt. 2001 Graduierung zum Diplom-Ingenieur
2001-2003 Selbständiger - Technische Recherchen, Projektabwicklung
2001-2006 wiss. Mitarbeiter am Institut für Fertigungstechnik, TU Wien
2002 8 Monate Präsenzdienst Kaserne Götzendorf als
Radarunteroffizier/Funker
2006-2010 Universitätsassistent am Institut für Fertigungstechnik, TU Wien
2006-2010 Bearbeitung der vorliegenden Doktorarbeit unter der Leitung von
Prof. Dr. DI Friedrich Bleicher am Institut für Fertigungstechnik und
Hochleistungslasertechnik, Technische Universität Wien