



Diplomarbeit

**Konstruktion und Auslegung einer roboter-
gestützten Vorrichtung für Rührreibpunkt-
schweißungen unter industriellen Rahmen-
bedingungen**

Aus der Studienrichtung
Maschinenbau, Produktionstechnik

Ausgeführt am
Institut für Werkstoffkunde und Schweißtechnik
Technische Universität Graz

Durch
Christian H. Humer
Matr. Nr.: 0030276

Betreut von
Dr. Thomas Weinberger

Graz, 19. August 2010

Kurzfassung

Die junge Technologie des Rührreißschweißens lag in den vergangenen Jahren im starken Fokus der Forschung und Entwicklung und wurde auch vereinzelt in Anwendungen mit Schwerpunkt auf der Transportindustrie eingesetzt. Die Anstrengungen im Bereich des verwendeten Werkzeuges und der Prozessführung sind mittlerweile so weit fortgeschritten, dass der Einsatz dieses Verfahrens unter industriellen Rahmenbedingungen in Konkurrenz zu anderen momentan eingesetzten Fügeverfahren treten kann.

Das Ziel dieser Arbeit liegt in der Konstruktion und Auslegung einer robotergestützten Schweißapparatur für den Einsatz des Rührreißschweißprozesses unter industriellen Rahmenbedingungen, wobei die Umsetzung des Rührreißpunktschweißens im Vordergrund steht. Weiters wurden die noch vorhandenen Nachteile dieses Fügeverfahrens im Bereich der Anlagenplanung gegenüber anderen eingesetzten Verfahren bei der konstruktiven Umsetzung berücksichtigt um die Konkurrenzfähigkeit zu verbessern. In weiterer Folge entstand ein dreidimensionales Modell der Schweißapparatur, welche durch entsprechende Vorbereitungsarbeiten für eine mögliche, spätere Herstellung in Form eines Prototyps, ergänzt wurde. Dies soll einen möglichen Übergang zu einer praktischen Umsetzung der Apparatur ermöglichen, um diese in weiterer Folge unter realen Rahmenbedingungen zu erproben und so Erkenntnisse über das robotergestützte Rührreißschweißen zu erhalten.

Abstract

Friction stir welding is a young technology which focused in the past years on research and development. In former times, just as nowadays this method is applied once in a while especially in the field of transport industry. Now as a result of these great efforts in the range of used tool and process control, this technology is in a way advanced, that this process knowledge stands in competitive position to other processes which are employed under industrial conditions at the moment.

The aim of this paper is the construction and dimensioning of a robot-based appliance for the application of friction stir welding under industrial conditions, especially concentrated on the friction stir spot welding process. Additionally the extant disadvantages of this process in the range of facility design, according to other joining processes, have been borne in mind for the engineering design to enhance the competitive position. Consequently, a three dimensional model of the welding appliance was developed also including the corresponding preparative work for the transfer to a prototype. This should lead to a practical implementation of the welding appliance, in order to generate technical expertise of robot based applications for the friction stir processes in the future.

Aufgabenstellung

Laut Ausschreibung dieser Diplomarbeit vom Institut für Werkstoffkunde und Schweißtechnik (IWS) gestaltet sich die Aufgabe wie folgt:

Im Rahmen dieser Arbeit soll der Prozess des Rührreibpunktschweißens von der derzeitigen am Institut vorhandenen Portalschweißanlage auf eine flexible und kostengünstigere robotergestützte Anlage übergeführt werden. Für die Auslegung der Schweißapparatur werden aufbauend auf bereits vorhandenen Ergebnissen, falls notwendig weitere Schweißungen im IWS Labor durchgeführt. Aus den Ergebnissen können anschließend die Auslegungsdaten ermittelt werden. Die gesamten Anforderungen sollen anschließend in ein Pflichtenheft übergeführt werden. Dies geschieht in enger Kooperation mit der Firma HMS und dem Roboterhersteller Fanuc. Im Anschluss daran soll ein geeigneter Schweißkopf ausgelegt und konstruiert werden, wobei die Konstruktion wiederum in enger Zusammenarbeit mit der Firma HMS durchgeführt wird. Nach Freigabe des Konzeptes soll der Prototyp in Auftrag gegeben werden.

Arbeitspakete:

- Definition der Bauteile und Anforderungen
- Literatur- und Patentrecherche
- Durchführung von Schweißversuchen am IWS
- Wirtschaftlichkeitsbetrachtung
- Auslegung der Punktschweißvorrichtung
- Konstruktion eines Prototypen
- Vorbereitung für eine Herstellung des Prototypen

EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen / Hilfsmittel nicht benutzt und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommene Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

STATUTORY DECLARATION

I declare that I have authored this independently, that I have not used other than the declared sources / resources and that I have explicitly marked all materials which has been quoted either literally or by content from the used sources.

Graz, am 19. August 2010

Christian H. Humer

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
2	Allgemeines	3
2.1	Rührreibschweißen	3
2.2	Varianten	5
2.2.1	<i>Rührreibpunktschweißen.....</i>	<i>5</i>
2.2.2	<i>Bobbin – Rührreibschweißen.....</i>	<i>8</i>
2.3	Vor- u. Nachteile des FSSW	9
2.4	Schweißparameter beim FSSW	9
2.4.1	<i>Drehmoment und Antriebsleistung.....</i>	<i>11</i>
2.4.2	<i>Axialkraft.....</i>	<i>14</i>
2.4.3	<i>Eindringtiefe.....</i>	<i>15</i>
2.5	Roboterschweißanlage.....	17
2.5.1	<i>Flexible Automation mit Robotern.....</i>	<i>17</i>
2.5.2	<i>Ausgewählter Industrieroboter</i>	<i>18</i>
2.5.3	<i>Kinematik</i>	<i>19</i>
2.5.4	<i>Steuerung der Prozessführung.....</i>	<i>20</i>
2.5.5	<i>Anwendungsbeispiel.....</i>	<i>22</i>
2.6	Forschungsaktivitäten.....	24
2.7	Innovationsprozess	25
3	Auslegungsgrundlagen.....	29
3.1	Anforderungsspezifikation	29
3.1.1	<i>Vergleich von industriell verwendeten Fügeverfahren.....</i>	<i>29</i>
3.1.2	<i>Nutzung von Synergieeffekten</i>	<i>32</i>
3.2	Schweißparameter	34
3.2.1	<i>FSSW Parameter.....</i>	<i>35</i>
3.2.2	<i>FSW Parameter.....</i>	<i>38</i>
3.2.3	<i>Parameter für FSW mit Bobbin-Werkzeug</i>	<i>41</i>
3.2.4	<i>Ausgangssituation und Zielsetzung</i>	<i>41</i>
3.2.5	<i>Funktionale (qualitative) Anforderung</i>	<i>43</i>
3.2.6	<i>Nicht funktionale (quantitative) Anforderungen</i>	<i>44</i>
4	Schweißapparatur	47
4.1	Einleitung	47
4.2	Rahmenkonstruktion	48
4.2.1	<i>Konstruktive Gesichtspunkte.....</i>	<i>49</i>

4.2.2 C-Gestell	59
4.3 Spindelsystem.....	59
4.3.1 Wälzlagerung	60
4.3.2 Gestaltung der Festlagerung	61
4.3.3 Systemverhalten des Spindel-Lager-Systems	68
4.3.4 Schmierung und Temperaturverhalten.....	73
4.3.5 Abdichtung des Lagersystems	75
4.3.6 Werkzeugspannsystem.....	75
4.3.7 Spindeltrieb	77
4.3.8 Konstruktive Gestaltung der gesamten Spindeleinheit	77
4.4 Hubtrieb	79
4.4.1 Einleitung	79
4.4.2 Kugelgewindetrieb	80
4.4.3 Linearführung	81
4.4.4 Hubtrieb mittels Synchronmotor	83
4.4.5 Zahnriementrieb (Synchronriementrieb)	84
4.4.6 Prozessführung.....	85
4.5 Gesamtsystem.....	86
4.5.1 Technische Daten.....	88
4.5.2 Varianten.....	89
4.5.3 Kostenübersicht.....	91
5 Zusammenfassung	93
6 Diskussion und Ausblick.....	94
Literaturverzeichnis	96
Anhang A.....	100
Anhang B.....	101
Anhang C.....	103
Anhang D.....	119

Abbildungsverzeichnis

Abb. 1:	Geschichtliche Entwicklung der Schweißverfahren nach der Entdeckung des Lichtbogens	1
Abb. 2:	Schematische Abbildung des Rührreißschweißprozesses	3
Abb. 3:	Einteilung der Pressschweißverfahren nach DIN 8593 T-6	4
Abb. 4:	Schematische Abbildung des Rührreibpunktschweißens	5
Abb. 5:	Squicle FSSW	6
Abb. 6:	OctaSpot FSSW	6
Abb. 7:	Prozessablauf beim Reibpunktschweißen (RPS)	7
Abb. 8:	Stitch FSSW (links) und Swing FSSW (rechts)	7
Abb. 9:	Schematische Abbildung des Bobbin - Rührreißschweißens	8
Abb. 10:	Varianten des Bobbin - FSW (links fixes und rechts schwimmendes Werkzeug)	8
Abb. 11:	Prozessphasen beim FSSW	11
Abb. 12:	Axialkraft und Drehmoment während einer FSSW von AA 6061 .	12
Abb. 13:	Einfluss der Temperatur und der Verzerrungsgeschwindigkeit auf die Fließkurven und deren Maxima	13
Abb. 14:	Drehmomentwerte für AA 2524 FSW	14
Abb. 15:	Axialkräfte beim FSW bei unterschiedlichen (a) Spindeldrehzahlen und (b) Eindringgeschwindigkeiten	15
Abb. 16:	Schnitt durch die Schweißverbindung in (a) mit einer vergrößerten Darstellung der ringförmigen Werkstoffverbindungsfläche in (b)	16
Abb. 17:	Einfluss der Eindringtiefe auf die ringförmige Werkstoffverbindungsfläche und die dadurch erreichte Verbindungsfestigkeit bei einem Scherzugversuch	16
Abb. 18:	Genereller Trend der Fertigungskosten als Funktion der Losgröße	18
Abb. 19:	Geometrische Abmessungen Fanuc R-2000iB/165R/200R	19
Abb. 20:	Bewegungsmöglichkeiten eines 6-Achsen-Knickarmroboters	20
Abb. 21:	Variante der „äußeren“ Kraftregelung um eine „innere“ Positionsregelung des Roboters	20
Abb. 22:	Indirekte Variante	21
Abb. 23:	FSSW Roboter System von Kawasaki	23
Abb. 24:	FSSW - Apparatur von Kawasaki Konstruktionszeichnung links, Fotografie rechts	23
Abb. 25:	Robotergestütztes FSP – System auf Basis eines Schwerlastindustrieroboters	24
Abb. 26:	Modell des Innovationsprozesses für ein neues Produkt	25
Abb. 27:	Projektphasen und –ablauf in Anlehnung an Abb. 26	26
Abb. 28:	Versuchsaufbau zum Vergleich unterschiedlicher Fügeverfahren (Überlappungsstoß)	29

Abb. 29:	Gesamttaktzeiten der unterschiedlichen Fügeverfahren	30
Abb. 30:	EU Strompreise für industrielle Kunden	30
Abb. 31:	Kostenunterschiede der verschiedenen Fügeverfahren für Produktionsanlage mit einer jährlichen Stückzahl von 35.000 Karosserien für eine Zeitdauer von 10 Jahren (links) und 30 Jahren (rechts)	31
Abb. 32:	Gegenüberstellung der industriell verwendeten und mit dem FSW konkurrierenden Fügeverfahren.....	32
Abb. 33:	Synergieeffekt im Rahmen des JOIN 4+ Projektes	34
Abb. 34:	Portalanlage MTS ISTIR BR4	35
Abb. 35:	Gefügeschaubild HTC 780 XD Z150	36
Abb. 36:	Einsatz von Dualphasenstählen in der Automobilindustrie	36
Abb. 37:	Versuchsaufbau der Schweißung von Dreiblechverbindungen.....	37
Abb. 38:	Werkzeug für Dreifachblechverbindung (links) Originalzustand (rechts) nach 7 Schweißpunkten	37
Abb. 39:	Schweißparameterdarstellung einer Dreifachblechverbindung mit den Werkstoffen DX54 D - DX54 D - HCT 780 XD.....	38
Abb. 40:	Schweißparameterdarstellung einer Linearschweißung von austenitischem Stahl mit 4 mm.....	39
Abb. 41:	Schweißparameterdarstellung einer Linearschweißung von EN AW 6005-T6 mit 6 mm	40
Abb. 42:	Schweißparameterdarstellung einer Linearschweißung mit einseitigem Werkzeug (links) und mit Bobbin-Werkzeug (rechts)	41
Abb. 43:	FSSW Kopf Apparatur in Verbindung mit Industrieroboter	42
Abb. 44:	Resultierende Prozesskraft.....	45
Abb. 45:	Gesamtansicht der Schweißapparatur; Fronansicht (links) und Rückansicht (rechts)	47
Abb. 46:	Rahmenkonstruktion der FSSW Apparatur	48
Abb. 47:	Materialwahl mittels CES	51
Abb. 48:	Definition und Auslegung von Flanschverbindungen	53
Abb. 49:	Definition Richtwerte für den Zusammenhang zwischen Flanschgeometrie und radialer Ausdehnung der Kontaktzone	54
Abb. 50:	Normalverformung von Schraubenverbindungen	55
Abb. 51:	Beschreibung einer verschraubten Fügestelle durch ein Feder-Dämpfer-Element.....	55
Abb. 52:	Einfluss der Benetzung auf die spezifische Fugensteifigkeit	56
Abb. 53:	Gestaltungsbeispiel für Schraubenverbindungen.....	57
Abb. 54:	Gestaltung der Schraubenverbindung für die Rahmenkonstruktion	58
Abb. 55:	Gestaltungsbeispiel der Potentialtrennung von Schraubenverbindungen	58
Abb. 56:	Gesamtdarstellung der Spindel mit Rahmenanbindung.....	59
Abb. 57:	Wichtige Merkmale gebräuchlicher Spindelkonstruktionen	61
Abb. 58:	Steifigkeiten und Lagertemperaturen (Fettschmierung) (in Anlehnung an Abb. 57).....	62

Abb. 59:	Einfluss der Temperaturdifferenz zwischen Außen- und Innenring auf die Vorspannkraft am Beispiel eines starr angestellten Schrägkugellagerverbundes	63
Abb. 60:	Wirkung hoher Drehzahl und Erwärmung des Innenringes auf die Veränderung der Normalkräfte, Druckwinkel, Vorspannkraft und axialen Lage des Innenringes	63
Abb. 61:	Wirkung axialer, thermisch bedingter Verlagerung auf die Lagervorspannung eines gepaarten Lagers in O-Anordnung	64
Abb. 62:	Kennlinie der radialen und axialen Federung unterschiedlicher Lagerbauarten, Wellendurchmesser d=100 mm.	65
Abb. 63:	Detailansicht der Loslagerung	66
Abb. 64:	Einbaulagerluft und Betriebslagerluft.....	67
Abb. 65:	Einfluss der Lagervorspannung auf die Lagerfederung.....	68
Abb. 66:	Superpositionsprinzip der Verlagerungen der Hauptspindel	69
Abb. 67:	Werkzeugauskragung und Lagerabstände des Spindel-Lager-Systems	70
Abb. 68:	Abhängigkeit der radialen Verlagerung von der Festlagersteifigkeit	70
Abb. 69:	Radiale Verlagerung in Abhängigkeit der Festlagervorspannung..	71
Abb. 70:	Nomographische Lösung des optimalen Lagerabstandes	72
Abb. 71:	Drehzahlkennwertgrenzen (in Anlehnung an Abb. 57)	74
Abb. 72:	Pneumatisches Werkzeugspannsystem.....	76
Abb. 73:	Schnittdarstellung der Spindeleinheit (ohne Spannsystem).....	77
Abb. 74:	Schnittansichten der Schmiermittelzuleitung des Spindel-systems .	78
Abb. 75:	Schnittansichten der Temperaturmessung des Spindel-systems	79
Abb. 76:	Komponenten des Hubantriebes	80
Abb. 77:	Kugelgewindetrieb	81
Abb. 78:	Linearführung	81
Abb. 79:	Vergleich der statischen Nachgiebigkeit verschiedener Profilschienenwälzführungen	82
Abb. 80:	Prinzipieller Aufbau einer Synchronmaschine	83
Abb. 81:	Vergleich der Luft- und Körperschallpegel verschiedener Riementriebe	85
Abb. 82:	Schematisches Diagramm eines weggesteuerten (links) und eines kraftgesteuerten (rechts) FSSW Prozesses	86
Abb. 83:	Gesamtsystem aus Schweißapparat und Industrieroboter	87
Abb. 84:	Abmessungen der Schweißapparat (Maße in mm).....	88
Abb. 85:	Forschungsvariante der Schweißapparat (Schnittkraft-dynamometer blau hervorgehoben)	90

Tabellenverzeichnis

Tab. 1:	Einfluss der FSW Werkzeuggeometrie auf den Leistungsbedarf.....	13
Tab. 2:	Technische Daten R-2000iB/200R.....	18
Tab. 3:	Aluminiumlegierungen in der Automobilindustrie.....	29
Tab. 4:	Energiekosten der Fügeverfahren bei unterschiedlichen Losgrößen.....	31
Tab. 5:	Eigenschaften der unterschiedlichen Werkzeugmaterialien.....	33
Tab. 6:	Technische Daten MTS ISTIR BR4.....	35
Tab. 7:	Anforderungsprofile der einzelnen Varianten des Rührreischweißens.....	44
Tab. 8:	Lastkollektiv.....	45
Tab. 9:	Physikalische Eigenschaften.....	50
Tab. 10:	Chemische Zusammensetzung EN AW 7010 (maximaler Anteil bzw. Bereich in Gewichts%).....	52
Tab. 11:	Vergleich verschiedener Schmiersysteme für Wälzlager.....	75
Tab. 12:	Zugmittel für Umschlingungsgetriebe.....	84
Tab. 13:	Technische Daten der Schweißapparatur.....	89
Tab. 14:	Kostenübersicht der einzelnen Komponenten.....	92
Tab. 15:	Gesamtkostenübersicht der einzelnen Varianten.....	92

Formelzeichen und Abkürzungen

Großbuchstaben

D	mm	Lageraußendurchmesser
E	N/mm^2	Elastizitätsmodul
F	kN	Auf Werkzeug wirkende Radialkraft
I	mm^4	Flächenträgheitsmoment
M	Nm	Drehmoment am Werkzeug
P	kW	Leistung am Werkzeug
Q_h	kW	Thermische Verluste
Q_p	kW	Verluste durch plastische Verformung
R	mm	Schulterradius des Rührreibwerkzeuges

Kleinbuchstaben

a	mm	Kraglänge der Werkzeugspindel
b	mm	Lagerabstand der Werkzeugspindel
d_{fl}	mm	Flanschdicke je Fügepartner
d_m	mm	mittlerer Lagerdurchmesser
k_A	$N/\mu m$	Steifigkeit des vorderen Lagers
k_B	$N/\mu m$	Steifigkeit des hinteren Lagers
n	U/min	Drehzahl des Werkzeuges
r	mm	Pinradius des Werkzeuges
r_{sk}	mm	Radius des Schraubenkopfes
r_k	mm	Radius der Schraubenkontaktfläche
t	mm	Pinhöhe des Werkzeuges
x_s	mm	Schraubenabstand
y	μm	Gesamte radiale Spindelverlagerung
y_L	μm	Radiale Spindelverlagerung durch Nachgiebigkeit der Lager
y_K	μm	Radiale Spindelverlagerung durch Nachgiebigkeit des Gehäuses

y_{SP} μm Radiale Spindelverlagerung durch Nachgiebigkeit der Spindel

Griechische Buchstaben

β_K $^\circ$ Druckkegelwinkel
 σ N/mm^2 Fließwiderstandsspannung
 Ω rad/s Winkelgeschwindigkeit des Werkzeuges

Abkürzungen

CES Cambridge Engineering Selector
FSP Friction Stir Process
FSSW Friction Stir Spot Welding
FSW Friction Stir Welding
RSW Resistance Spot Welding
SFJ Spot Friction Joining
SPR Self-Pierce Riveting
SRPT Self Reacting Pin Tool
TCP Tool Center Point
WEZ Wärmeeinflusszone

1 Einleitung

Diese Diplomarbeit beschäftigt sich mit der Konstruktion und Auslegung einer robotergestützten Rührreißschweißapparatur. Es handelt sich hierbei um eine Umsetzung eines schweißtechnisch jungen Prozesses, wie aus Abb. 1 ersichtlich ist, der in der Praxis auch schon vereinzelt Anwendung gefunden hat. Da das Patent [5] auf diesen Prozess in naher Zukunft verfällt, steigt das allgemeine Interesse dieses Verfahren in der Praxis standardmäßig anzuwenden naturgemäß. Die in der Vergangenheit weltweit durchgeführten Untersuchungen des Rührreibprozesses und dessen technische Realisierbarkeit ermöglichen nunmehr die technische Umsetzung dieses Verfahrens in der Serienproduktion. Eines der unzähligen Anwendungsgebiete liegt zum Beispiel im Bereich der Automobilindustrie, beziehungsweise der technischen Realisierung von Punktschweißverbindungen bei Blechkonstruktionen.

„Beim Rührreißschweißen handelt es sich um ein Fügeverfahren, welches vom The Welding Institute (TWI) Cambridge entwickelt und 1991 patentiert wurde.“ [5] „Das Rührreißschweißen erfolgt bei Temperaturen unterhalb des Schmelzbereiches der Fügepartner. Die Werkstoffe werden daher nicht verflüssigt, sondern lediglich plastifiziert und im Nahtbereich regelrecht miteinander verrührt.“ [6] Dieses genial, einfache Prinzip hat in der praktischen Umsetzung viele Vorteile zur Folge. Es ermöglicht eine Verbindung der unterschiedlichsten in der Praxis zu verbindenden Werkstoffpaarungen, wie z.B. Stahl mit Aluminium oder mit Magnesium. Weiters steht die dem Prozess einhergehende Energieeffizienz auf der Habenseite.

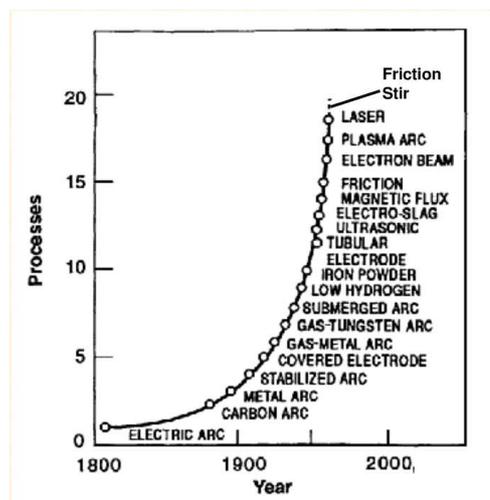


Abb. 1: Geschichtliche Entwicklung der Schweißverfahren nach der Entdeckung des Lichtbogens [28]

Zu Beginn dieser Arbeit wurde eine umfangreiche Literaturrecherche durchgeführt, um einen Überblick des aktuellen Umfeldes dieser Technologie zu erhalten. Gefolgt von einer Patentrecherche, wodurch ersichtlich wurde welche Arten der konstruktiven Umsetzung relevant sind. Am Anfang des praktischen Teiles steht die Ermittlung der Rahmenbedingungen, die auf die konstruktive Umsetzung Einfluss nehmen. Als Grundlage für die Auslegung werden Messdaten aus Laborversuchen am Institut für Werkstoffkunde und Schweißtechnik, sowie Versuchsdaten aus einschlägiger Literatur herangezogen. Daraus ergibt sich ein Lastenheft, welches als Basis für weitere Betrachtungen dient. Im Anschluss daran werden die einzelnen funktionellen Bereiche der Konstruktion erörtert, wobei auch auf die rechnerische Auslegung Rücksicht genommen wird. Das Ziel dieser Vorgehensweise liegt in der technischen Umsetzung des Rührreißschweißprozesses, welche eine spätere Anwendung in Form einer Fertigung dieser Konstruktion gewährleisten soll. Die Einsatzgebiete dieser Technologie, sowie deren technische Realisierung in Form von unterschiedlichen Verfahren, sind vielfältig. Um diesem Sachverhalt Rechnung zu tragen wurde bei der Konstruktion ein modularer Aufbau angestrebt.

Am Ende dieser Einführung möchte ich mich bei meinem Betreuer Dr. Thomas Weinberger sehr herzlich bedanken, der mich bei dieser Arbeit immer tatkräftig unterstützt hat. Des Weiteren bedanke ich mich bei der Firma HMS Mechatronik GmbH, im Speziellen bei Geschäftsführer Thomas Schwarzäugl und DI Manuel Ebner, die mir viele hilfreiche Anregungen gegeben haben.

2 Allgemeines

2.1 Rührreischweißen

Die Grundidee dieses Verfahrens ist äußerst simpel. Ein rotierendes Werkzeug mit speziellem Design, bestehend aus Pin und Schulter, wird unter axialer Krafteinwirkung auf das zu bearbeitende Material gedrückt und erwärmt dieses aufgrund der entstehenden Reibungswärme. Dies bewirkt eine Erweichung des Materials, wobei das Werkzeug kontinuierlich in das Material gedrückt wird, bis die Schulter ebenfalls das Material berührt, wobei dadurch das Material eine weitere Erwärmung erfährt. Nach ausreichender Plastifizierung des Materials beginnt eine Vorschubbewegung, um die zu verbindenden Materialien zu verschweißen oder bildlicher gesprochen, miteinander zu verrühren, da das Material unterhalb des Schmelzbereiches der Fügepartner gehalten wird. Durch die Kombination aus rotierender und translatorischer Bewegung des Werkzeuges entstehen im Bereich um das Werkzeug, auch Nugget genannt, zwei von einander unterschiedliche Zonen, die mit Retreating Side und Advancing Side bezeichnet werden und die großen Einfluss auf die Gefügeausbildung in der WEZ haben. Eine schematische Abbildung des Rührreibprozesses ist in Abb. 2 veranschaulicht, wobei die Richtung der Vorschubbewegung durch die x-Achse repräsentiert wird und durch die dazu normale y-Achse im orthogonalen Koordinatensystem ergänzt wird. Diese beiden Achsen können aber im späteren Verlauf wechseln, wobei dies an gegebener Stelle vermerkt wird. Die z-Achse repräsentiert die Rotationsachse des Werkzeuges bzw. die Richtung der auf das Werkstück einwirkenden axialen Kraft.

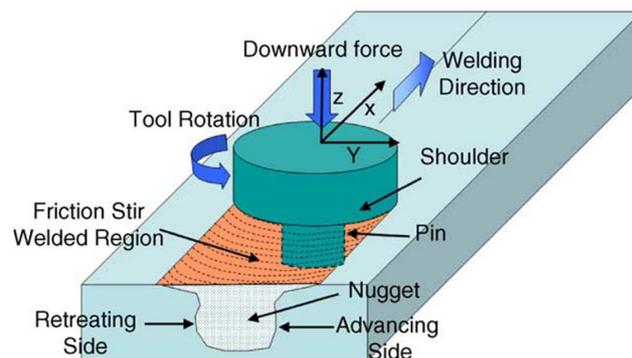


Abb. 2: Schematische Abbildung des Rührreischweißprozesses [17]

Wie in Abb. 3 ersichtlich gehören die Verfahren des Rührreißschweißens in die Untergruppe des Press - Verbindungsschweißens durch Bewegung.

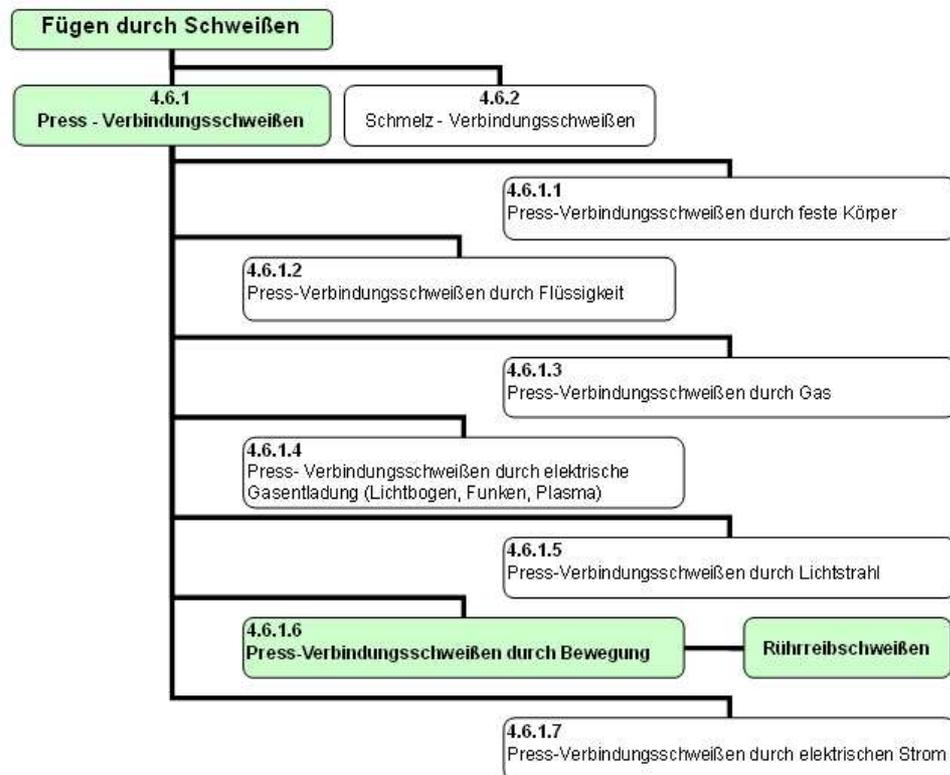


Abb. 3: Einteilung der Pressschweißverfahren nach DIN 8593 T-6 [17]

In den letzten Jahren haben sich viele Abwandlungen des Grundprinzips und seiner technischen Umsetzung ergeben, im Speziellen wird auf den Prozess des Rührreibpunktschweißens (FSSW) und des Rührreißschweißens (FSW) mit und ohne Bobbin Werkzeug näher eingegangen, da diese im Fokus der weiteren Betrachtungen liegen. Um sich einen Überblick verschaffen zu können, werden im Folgenden einige Varianten Erwähnung finden, welche auch kurz beschrieben werden. Die bei den Überschriften in Klammer stehenden Repräsentanten geben die für diesen Prozess maßgeblichen Institutionen bzw. Firmen wieder, soweit diese bekannt sind. Diese dementsprechenden Verfahren wurden dort entwickelt oder kommen ebendort zum Beispiel in der Produktion zum Einsatz.

2.2 Varianten

2.2.1 Rührreibpunktschweißen

Rührreibpunktschweißen ist eine spezielle Art des Rührreibschweißens bei der ausschließlich eine Vorschubbewegung in Axialrichtung des Werkzeuges auftritt. Der in Abb. 4 dargestellte Prozess benötigt ein rotierendes, zylindrisches Werkzeug, bestehend aus Pin und Schulter und eine Werkzeugauflage, um die während des Prozesses auftretenden Kräfte in axialer Richtung aufzunehmen. Es muss weiters dafür Sorge getragen werden, dass die zu verbindenden Werkstücke, in den überwiegenden Fällen Bleche in überlappender Anordnung, starr eingespannt werden, um das durch die Reibung zwischen Werkzeug und Werkstück entstehende Drehmoment aufnehmen zu können.

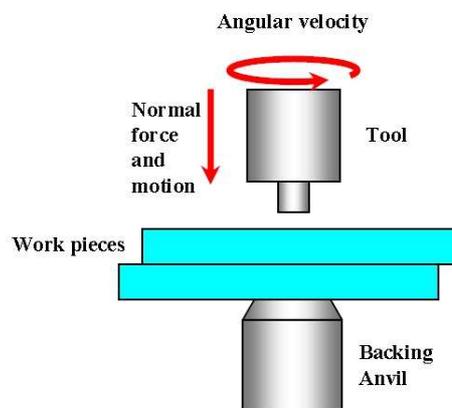


Abb. 4: Schematische Abbildung des Rührreibpunktschweißens [21]

Varianten des Rührreibpunktschweißens

- Plunge (Poke) FSSW (Mazda) (s. Abb. 4)
Verwendet wird ein konventionelles Werkzeug, wie es auch beim FSW verwendet wird, welches rotiert und so in das Material eindringt. Es wird nach dem Eindringen für eine kurze Zeitperiode in der gewünschten Eindringtiefe gehalten und danach wieder herausgezogen. Nach dem Herausziehen des Werkzeuges verbleibt ein Loch im Material. (vgl. [30])
- Swept FSSW
Bei diesem Verfahren findet ein Werkzeug wie beim Plunge FSSW Verwendung, welches nach dem Eindringen in das Material in radialer Richtung nach einem bestimmten Muster bewegt wird, um die Rührzone zu vergrößern und dadurch die Qualität der Verbindung zu verbessern. Man kann das Verfahren des Swept FSSW wie folgt weiter unterteilen. (vgl. [30])

- Squircle™ (TWI Cambridge University)
Wie in Abb. 5 ersichtlich, sieht das Bewegungsmuster des ursprünglich entwickelten Verfahrens zu Beginn und am Ende eine halbkreisförmige radiale Bewegung des Werkzeuges vor, um auf die dazwischen liegende, eigentliche Bewegung einer Kreisbahn zu gelangen.

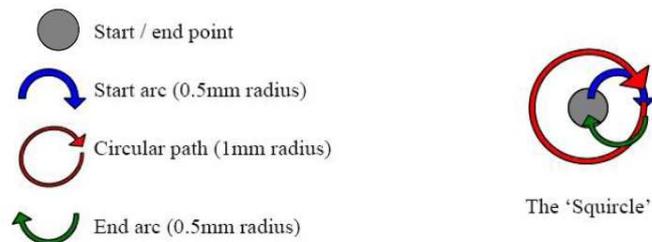


Abb. 5: Squircle FSSW [30]

- OctaSpot™ (Wichita State University)
Die Vorgehensweise in Abb. 6 entspricht dem, des zuvor erwähnten Squircle Verfahrens, wobei der Unterschied in der achteckigen Bahnbewegung des Werkzeuges und der linearen Bewegung zur Erreichung und Beendigung dieser liegt.

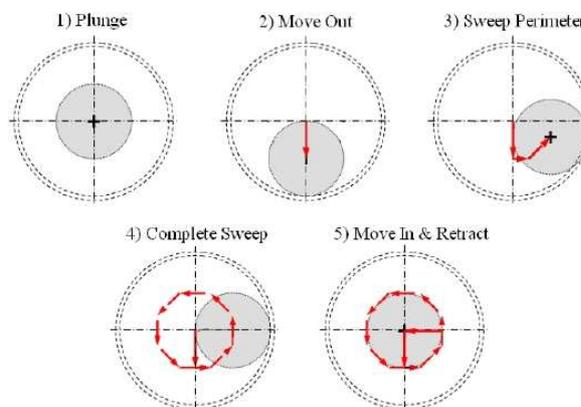


Abb. 6: OctaSpot FSSW [30]

- Reibpunktschweißen (RPS) (GKSS-Forschungszentrum)
Dieses in Abb. 7 dargestellte Verfahren verhindert das Entstehen eines Loches nach dem vollendeten Schweißprozess, wie es beim Plunge FSSW typisch ist. Dies kann aus funktionellen oder ästhetischen Gründen gewünscht sein. Das dafür verwendete Werkzeug besteht aus drei

Teilen, wobei der Pin und die Schulter in axialer Richtung zueinander unterschiedlich positioniert und angetrieben werden können. Der die beiden umhüllende Spannring erfährt keine Drehung und kann nur in axialer Richtung verschoben werden. Durch den erhöhten Prozessaufwand, entstehen längere Zykluszeiten als beim konventionellen Verfahren.

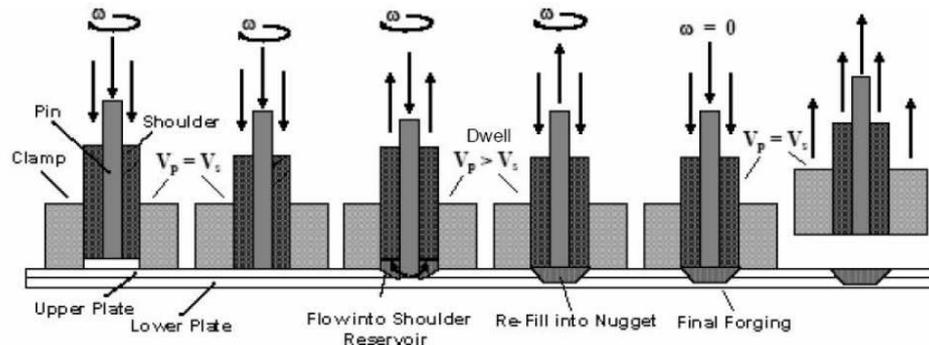


Abb. 7: Prozessablauf beim Reibpunktschweißen (RPS) [30]

- Stitch (GKSS-Forschungszentrum) und Swing (Hitachi) FSSW
Auch bei diesem Verfahren in Abb. 8 kommt das Werkzeug zum Einsatz, das auch schon beim Plunge FSSW Verwendung findet. Nach dem Eindringen des Werkzeuges in das Material erfährt dieses eine Bewegung in radialer Richtung bzw. noch zusätzlich eine Schwenkbewegung, wodurch die Scherfläche der Schweißstelle vergrößert wird, um so eine Steigerung der Festigkeit dieser Verbindung hervorzurufen.

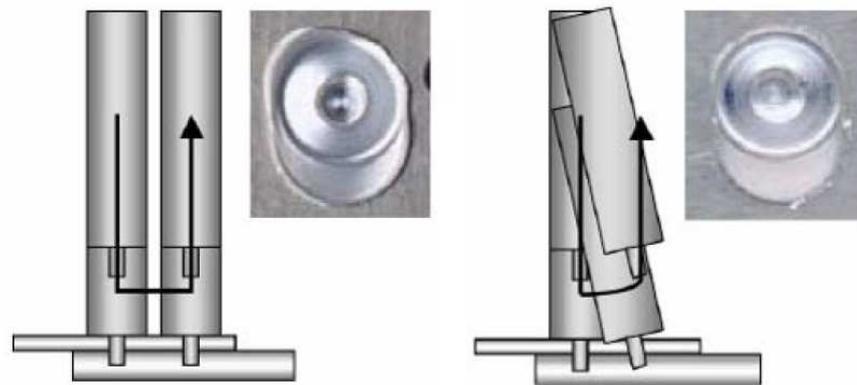


Abb. 8: Stitch FSSW (links) und Swing FSSW (rechts) [30]

2.2.2 Bobbin – Rührreischweißen

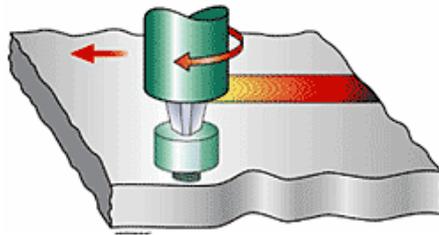


Abb. 9: Schematische Abbildung des Bobbin - Rührreischweißens [19]

Prinzipiell besteht bei dem Verfahren des Bobbin-Rührreischweißens, wie es in Abb. 9 zu sehen ist, das Werkzeug aus zwei Schultern, wodurch es zusätzlich zur Oberseite auch an der Unterseite zu einer Erwärmung des Materials kommt. Die in Abb. 10 ersichtlichen Varianten des Bobbin - Rührreischweißens mit fixiertem und schwimmendem Werkzeug ermöglichen es etwaige Wurzeldefekte der Schweißnaht zu verhindern, wobei auf eine Unterlage zur Aufnahme der Axialkräfte verzichtet werden kann, da diese Aufgabe die untere Schulter des Werkzeuges übernimmt. Durch die daraus resultierenden geringen Axialkräfte wird es möglich auf Schwerlastindustrieroboter und Spannvorrichtungen zu verzichten.

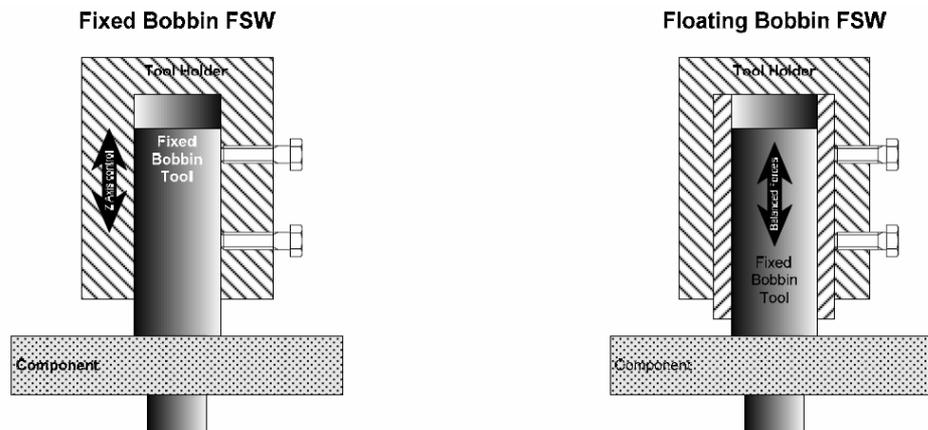


Abb. 10: Varianten des Bobbin - FSW (links fixes und rechts schwimmendes Werkzeug) [20]

„Das Bobbin – Rührreischweißen mit schwimmendem Werkzeug besitzt noch zusätzlich den Vorteil, dass sich das Werkzeug selbst justiert und eine anspruchsvolle Positions- oder Kraftregelung entfällt.“ [20]

Alle genannten Attribute prädestinieren dieses Verfahren für eine robotergestützte Anwendung, da nur eine geringe Traglast des zum Einsatz kommenden Roboters ausreicht und eine externe Werkstückauflage durch die Funktionsweise dieses Prozesses entfällt. Trotz dieser Vorteile müssen die zu verbindenden Werkstücke, wie auch bei den anderen zuvor erwähnten Varianten des FSP, starr eingespannt werden. Momentan laufende Forschungsaktivitäten gehen aber noch einen Schritt weiter und versuchen auf das bisher notwendige Einspannen der Werkstücke zu verzichten. Dabei wird die untere Schulter, die zur Aufnahme der Kräfte in axialer Richtung dient, gegengleich zur oberen Schulter angetrieben, um so das auftretende Drehmoment werkzeugseitig aufzufängt.

2.3 Vor- u. Nachteile des FSSW

Vorteile (vgl. [9])

- Schweißung der unterschiedlichsten Materialien bzw. deren Kombinationen möglich
- Sehr gute mechanische Eigenschaften, welche durch Ermüdungs-, Dehnungs- u. Biegeversuche bestätigt werden
- Kein Lichtbogen
- Kein Schutzgas nötig
- Keine Porosität (Schweißung unter Liquiduslinie)
- Keine Bildung von Schweißspritzern
- Keine Schwindung
- Schweißungen in allen Positionen möglich (kein Schmelzbad)
- Energieeffizient
- Nichtabschmelzendes Werkzeug
- Kein Zusatzmaterial nötig
- Automatisierter Schweißprozess möglich
- Geringe Anforderungen an Schweißvorbereitung (dünne Oxidschichten können akzeptiert werden)
- Kein Schleifen, Bürsten oder Beizen in der Massenfertigung nötig

Nachteile (vgl. [9])

- Werkstück muss starr eingespannt sein
- Werkstückauflage nötig
- Bleibende Vertiefung nach dem Ende der Schweißung (wenn keine Wiederbefüllung vorgesehen ist)

2.4 Schweißparameter beim FSSW

Bei den in diesem Kapitel folgenden Betrachtungen wird im Speziellen auf das FSSW näher eingegangen, da diese Prozessvariante des Rührreißschweißens als Hauptanwendungsgebiet für die geplante robotergestützte Schweißapparatur von besonderem Interesse ist. Für diesen Prozess, als auch für alle ande-

ren Varianten können folgende Parameter als Haupteinflussfaktoren auf den Schweißprozess genannt werden:

- Axialkraft (F_z)
- Drehmoment (M_z)
- Drehzahl (n)
- Eindringgeschwindigkeit (v)
- Eindringtiefe
- Verweilzeit
- Werkstoff
- Werkzeuggeometrie

Für den Prozess des FSW käme die Vorschubgeschwindigkeit in radialer Richtung noch zusätzlich zum Tragen und müsste in die Betrachtungsweise mit einfließen, da diese nicht wie beim FSSW entfallen kann. Der gesamte Prozess des FSSW kann in gewisse zeitlich unterteilte Bereiche gegliedert werden, wie sie in Abb. 11 ersichtlich sind, die sich aus dem vorgegebenen Prozessablauf ergeben. Die Unterteilung beim Plunge FSSW kann nach folgenden Kriterien durchgeführt werden:

- **Berührungsphase (Touch Down)**
Kurz vor der Berührung des Werkzeuges mit dem zu bearbeitendem Material wird der Antrieb eingeschaltet und versetzt das Werkzeug in Rotation. Durch die Berührung mit dem Werkstück und dem damit verbundenen Kraftanstieg in Axialrichtung ist die Positionierung des Werkzeuges abgeschlossen.
- **Eindringphase (Plunging)**
Das rotierende Werkzeug berührt das zu bearbeitende Material wodurch Reibungswärme entsteht, die zu einer Plastifizierung führt. Durch kontinuierlichen Vortrieb dringt der Pin unter Verdrängung von Material ein, wobei ein erheblicher Kraftanstieg zu verzeichnen ist. Gleichzeitig nähert sich die Temperatur dem Schmelzbereich des Materials, wodurch in weiterer Folge der axiale Kraftaufwand beträchtlich verringert wird.
- **Haltephase (Dwelling)**
Diese Phase beginnt mit der Berührung des Werkzeuges, respektive der Schulter mit dem Werkstück. Wiederum trägt die Berührung zur Erzeugung von Reibungswärme bei, wodurch die Temperatur bzw. die Plastifizierung ihr Maximum erreicht. Ein nachgelagertes Halten bei maximaler Eindringtiefe beendet den eigentlichen Schweißprozess.

- **Rückzugsphase (Retraction)**

Nach Abschluss des Schweißprozesses wird das Werkzeug aus dem Material herausgezogen, wodurch ein Loch in der Schweißstelle verbleibt.

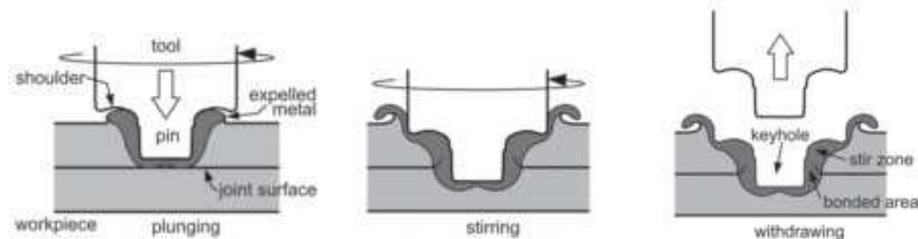


Abb. 11: Prozessphasen beim FSSW [8]

In den anschließenden Unterkapiteln wird auf die Schweißparameter näher eingegangen, die von Seiten der Schweißapparatur her beeinflusst werden können bzw. welche auch für eine folgende Auslegung dieser in Frage kommen.

2.4.1 Drehmoment und Antriebsleistung

Abb. 12 zeigt, dass beides, Drehmoment und Axialkraft am Werkzeug, über die Zeit und von Werkstoff zu Werkstoff variiert. Für AA 6061 (Abb. 12, links) stellt sich das maximale Drehmoment von ungefähr 23 Nm bei 33.5 s, wie unten dargestellt ist ein. Dies geschieht dann, wenn die rotierende Werkzeugschulter die Werkstückoberfläche erreicht hat. Während der letzten 4 s des Schweißprozesses (Haltezeit) verringert sich das erforderliche Spindeldrehmoment erheblich. Am Beginn ($t = 0$ s) steigt der Drehmomentverlauf schnell an um weiters, während das angrenzende Material des Werkstückes erwärmt wird und durch die produzierte Reibungswärme erweicht, wieder abzuflachen. Das Spindeldrehmoment erhöht sich in weiterer Folge ständig, während der Pin des Werkzeuges tiefer in das Werkstück eindringt. Wenn die Werkzeugschulter das vom Pin verdrängte Material berührt (Abb. 11, plunging), steigt das Drehmoment wiederum schneller an, wobei aber eine Fluktuation auftritt. Diese Fluktuation wird wahrscheinlich durch das weggetriebene Material verursacht, weil dieses an der rotierenden Schulter entweder anhaftet oder abgleitet und dadurch der Drehmomentverlauf hin und her pendelt. (vgl. [8])

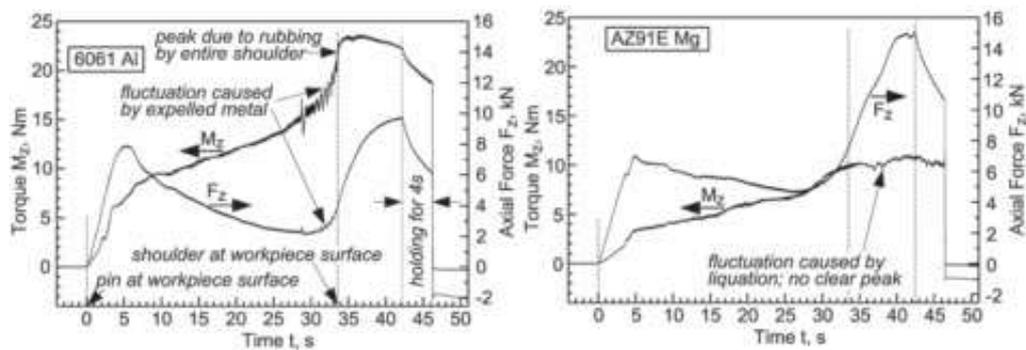


Abb. 12: Axialkraft und Drehmoment während einer FSSW von AA 6061 [8]

„Das Antriebsmoment am Werkzeug errechnet sich aus den Scherkräften, welche zwischen dem Werkzeug und dem benachbarten Material vorliegen. Dieser Zusammenhang ist näherungsweise von Nunes et al. beschrieben worden.“ [10]

Drehmoment = Moment an der Schulter + Moment an der Pinseite + Moment am Pinboden

$$M = \int_r^R 2 \cdot \pi \cdot r \cdot \sigma \cdot dr + 2 \cdot \pi \cdot r^2 \cdot t \cdot \sigma + \int_0^r 2 \cdot \pi \cdot r^2 \cdot \sigma \cdot dr = \frac{2 \cdot \pi \cdot R^3}{3} \left(1 + 3 \frac{r^2 \cdot t}{R^3} \right) \cdot \sigma \quad (1)$$

wobei M das Drehmoment, r der Pinradius, R der Schulterradius, t die Pintiefe und σ die Fließwiderstandsspannung ist. Die Antriebsleistung des Werkzeuges ist gegeben durch,

$$P = M \cdot \Omega \quad (2)$$

wobei Ω die Winkelgeschwindigkeit des Werkzeuges ist. Zur schnelleren Umrechnung der Antriebsleistung kW in das Antriebsmoment Nm kann folgende Formel verwendet werden,

$$P = \frac{M \cdot n}{9550} \quad (3)$$

wobei n der Drehzahl in U/min entspricht. Durch das Einsetzen des Drehmomentes aus Gl. (1) in Gl. (2) kann die Antriebsleistung wie folgt berechnet werden,

$$P = \frac{2 \cdot \pi \cdot R^3}{3} \left(1 + 3 \frac{r^2 \cdot t}{R^3} \right) \cdot \sigma \cdot \Omega \quad (4)$$

In Versuchsreihen, welche in Tab. 1 zusammengefasst sind, zeigten Reynolds und Tang, dass bei Vorgabe der Werkzeuggeometrie bzw. der Fließwiderstandsspannung die Versuchsergebnisse aus realen Schweißungen und geeigneten Computermodellen für eine Drehmoment- und Leistungsberechnung für verschiedene Werkzeuggeometrien herangezogen werden können, wobei die Ergebnisse der Computersimulation gut mit der Realität übereinstimmen. (vgl. 10)

Tool Configuration	Power Requirement (watts)					
	240 RPM/1.3 mm/sec $\tau = 2.01 \text{ ksi}^*$		240 RPM/2.4 mm/sec $\tau = 2.18 \text{ ksi}^*$		390 RPM/3.3 mm/sec $\tau = 1.75 \text{ ksi}^*$	
	Measured	Computed	Measured	Computed	Measured	Computed
1	2060	1870 (-9%)	2230	2030 (-9%)	2790	2660 (-5%)
2	1950	1670 (-14%)	2100	1840 (-12%)	2790	2400 (-14%)
3	2270	2050 (-10%)	2390	2230 (-7%)	2860	2910 (+2%)
4	1110	1180 (+6%)	1260	1280 (+2%)	2290	1670 (-27%)
5	2310	2910 (+26%)	2560	3160 (+23%)	3040	4130 (+36%)

* Chosen for optimal data fit.

Tab. 1: Einfluss der FSW Werkzeuggeometrie auf den Leistungsbedarf [10]

„Die Fließspannung liegt in einer begründbaren Größenordnung, obschon sich die Zusammenfassung der Messdaten der Fließspannung so nahe dem Schmelzbereich als schwierig erweist. Die Fließspannung sinkt signifikant mit der Drehzahl, wobei augenscheinlich ein Zusammenhang mit der Temperatur besteht (s. Abb. 13).“ [10]

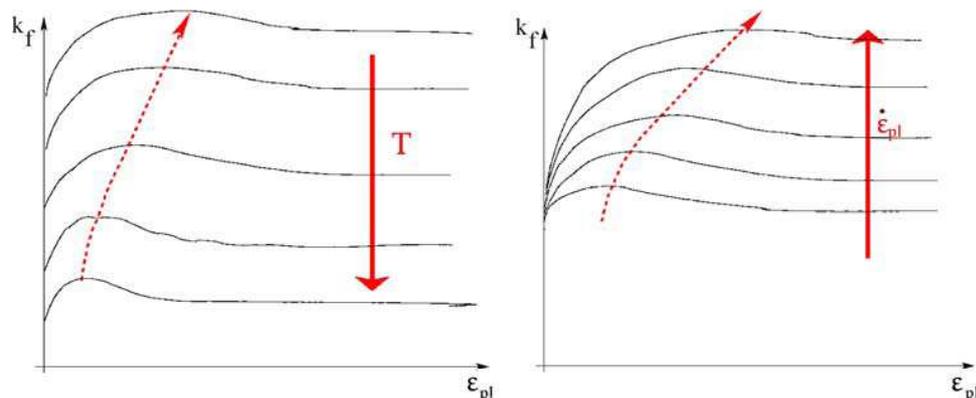


Abb. 13: Einfluss der Temperatur und der Verzerrungsgeschwindigkeit auf die Fließkurven und deren Maxima [23]

Bei einer Betrachtung der mechanisch einzubringenden Energie steht diese den thermischen Verlusten Q_h und den Verlusten der plastischen Verformung Q_p gegenüber. Q_p kann bei größerer Betrachtung vernachlässigt werden (Nunes et

al., 2000), da sich diese Verluste im Vergleich zu Q_h nur zu 10% am Gesamtverlust beteiligen. Die thermischen Verluste bestehen aus:

- Wärmeleitungsverluste in das Werkstück
- Wärmeleitungsverluste in das Werkzeug
- Wärmeleitungsverluste in die Unterlage
- Wärmestrahlungsverluste durch die Werkzeugbewegung

„Alle diese Verluste stehen in direkter Verbindung zur Temperatur der Rührzone. Diese Temperatur variiert nur gering über einen großen Bereich der Prozessbedingungen (Nunes et al., 2000). Daher bleibt der benötigte Leistungsaufwand über einen großen Bereich der Spindeldrehzahl annähernd konstant.“ [1]

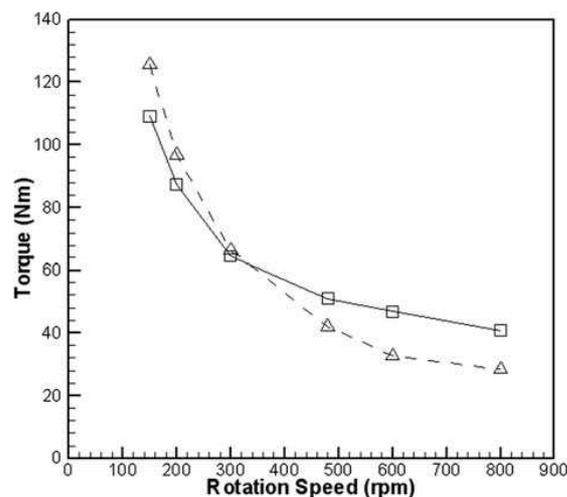


Abb. 14: Drehmomentwerte für AA 2524 FSW [11]

Wie in Abb. 14 ersichtlich nimmt das erforderliche Drehmoment an der Spindel mit der Drehzahl ab, weil das zu bearbeitende Material bei höheren Formänderungsgeschwindigkeiten und dabei entstehenden höheren Temperaturen eine geringere Fließspannung aufweist. Die unterbrochene Linie repräsentiert Ergebnisse aus Versuchen durchgeführt von Yan et al. und die durchgezogene Linie zeigt das Ergebnis, welches aus einer numerischen Simulation hervorgegangen ist. (vgl. [11])

2.4.2 Axialkraft

Um eine mögliche Einflussnahme auf die Axialkraft zu veranschaulichen, führte S. Lathabai et al. [5] Untersuchungen von Überlappschweißungen mit stranggepressten Al-Mg-Si Aluminiumlegierungen mit der Bezeichnung AA 6060-T5 und einer Blechdicke von 1,77 mm durch, deren Ergebnisse in Abb. 15 zu sehen sind.

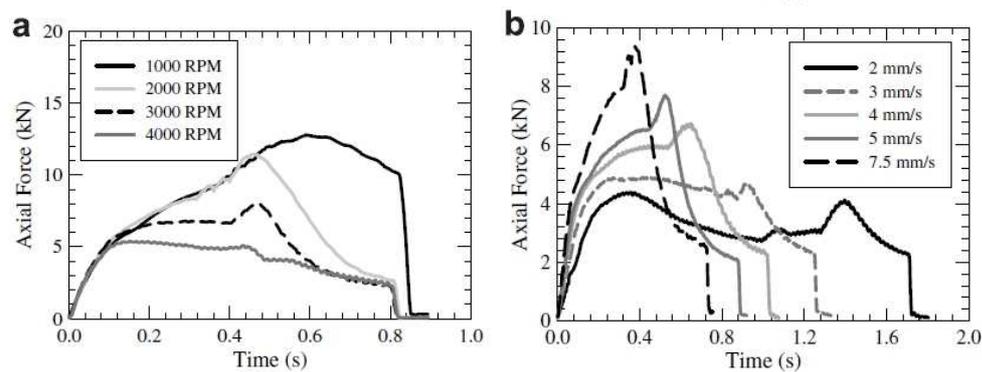


Abb. 15: Axialkräfte beim FSW bei unterschiedlichen (a) Spindeldrehzahlen und (b) Eindringgeschwindigkeiten [7]

In Abb. 15 (a) ist die Variation der Axialkraft als Funktion der Zeit bei unterschiedlichen Spindeldrehzahlen zu sehen. Bei dieser Versuchsreihe wurde die Eindringrate von 5 mm/s konstant gehalten und nach Erreichen einer Eindringtiefe von etwa 82% bzw. der erforderlichen Haltedauer das Werkzeug zurückgezogen. Es ist hierbei ersichtlich, dass die Drehzahl des Werkzeuges einen signifikanten Einfluss auf den Axialkraftverlauf während des Schweißprozesses nimmt. Das Maximum der Axialkraft kann so von etwa 13 kN bei 1000 U/min auf etwa 5 kN bei 4000 U/min reduziert werden. Weiters wurde der Einfluss einer Variation der Vorschubgeschwindigkeit untersucht, wobei die Ergebnisse in Abb. 15 (b) gezeigt werden. In dieser Versuchsreihe wurde der selbe Versuchsaufbau und das selbe Material wie in Abb. 15(a) verwendet, mit dem Unterschied, dass hier die Spindeldrehzahl bei 3000 U/min konstant gehalten wurde und das Werkzeug nach dem Erreichen einer Eindringtiefe von etwa 85% bzw. der geforderten Haltedauer zurückgezogen wurde. Auch hier kann man einen signifikanten Einfluss auf die Axialkraft feststellen, wodurch das Maximum von etwa 10 kN bei 7,5 mm/s auf etwa 4 kN bei 2 mm/s auf Kosten einer Verlängerung der Prozesszeit gesenkt werden kann. Beide Versuchsreihen zeigen, was die maximale Axialkraft betrifft, einen linearen Zusammenhang mit dem variierenden Prozessparameter.

2.4.3 Eindringtiefe

Des Weiteren untersuchte S. Lathabai et al. die Abhängigkeit der Eindringtiefe auf die ringförmige Werkstoffverbindungsfläche und die dadurch erreichte Verbindungsfestigkeit bei einem Scherzugversuch, welche durch ein dreidimensionales Diagramm in Abb. 17 veranschaulicht wird, wobei der Versuchsaufbau wiederum dem in Kapitel 2.4.2 Erwähnten gleicht. Die Spindeldrehzahl liegt bei 3000 U/min und die Eindringgeschwindigkeit bei 5 mm/s, was dem Optimum für die in Abb. 16 bzw. Abb. 17 verwendete Werkzeugform bei dieser Schweißung entspricht.

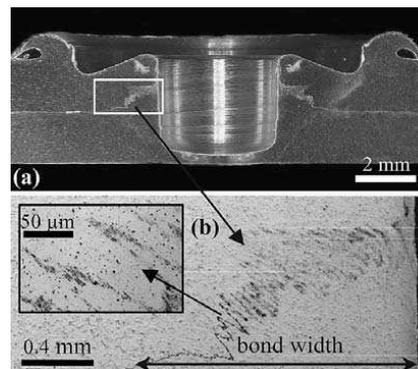


Abb. 16: Schnitt durch die Schweißverbindung in (a) mit einer vergrößerten Darstellung der ringförmigen Werkstoffverbindungsfläche in (b) [7]

Aus den dabei gewonnenen Ergebnissen geht neben einer linearen Abhängigkeit der ringförmigen Werkstoffverbindungsfläche mit der Scherzugfestigkeit der Verbindung auch eine starke direkte Abhängigkeit zwischen der Eindringtiefe und der ringförmigen Werkstoffverbindungsfläche hervor. Dieser Sachverhalt erklärt den Zusammenhang der Verbindungsfestigkeit mit der Eindringtiefe, wobei die Eindringgeschwindigkeit bei einer optimalen Wahl der Spindeldrehzahl keinen erkennbaren Einfluss auf die Verbindungsfestigkeit hat. Dies deutet auf eine Möglichkeit hin, dass durch eine Steigerung der Eindringgeschwindigkeit die Schweißprozessdauer ohne Einbußen im Bereich der Verbindungsqualität verkürzt werden kann, wobei allerdings die Grenze bei Erreichen der maximalzulässigen Axialkraft liegt.

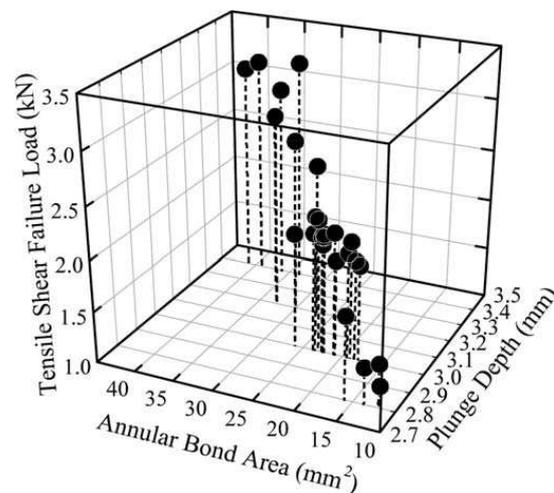


Abb. 17: Einfluss der Eindringtiefe auf die ringförmige Werkstoffverbindungsfläche und die dadurch erreichte Verbindungsfestigkeit bei einem Scherzugversuch [7]

2.5 Roboterschweißanlage

Da als Basis für die geplante Schweißapparatur ein Industrieroboter dient, soll durch eine nähere Betrachtung der Einflussfaktoren auf eine flexible Automatisierung darauf Rücksicht genommen werden. Ebenfalls wird der zum Einsatz kommende Industrieroboter der Firma Fanuc mit der Bezeichnung R 2000iB / 200R bzw. dessen relevanten technischen Daten Erwähnung finden. Des Weiteren werden die Möglichkeiten einer gesteuerten Prozessführung bei Verwendung eines Industrieroboters erörtert.

2.5.1 Flexible Automation mit Robotern

„Bedeutende Gründe für die flexible Automatisierung mit Robotern sind:

- zunehmende Typen- und Variantenvielfalt der Produkte aufgrund von Marktbedürfnissen
- kürzere Produktionslaufzeiten der Produkte mit häufigeren Modellwechseln
- geringer werdende Stückzahlen mit hohen Umrüstzeiten und geringer Auslastung konventioneller Betriebsmittel
- erhöhte Anforderungen an die Qualität der Produkte
- zu hohe Durchlaufzeiten mit zu großen Lagerbeständen und zu hoher Kapitalbindung
- belastende, monotone und gesundheitsschädliche Tätigkeiten für die Arbeiter
- Kostendruck auf die Produkte
- zunehmende Produktdifferenzierung
- unregelmäßige Auftragseingänge

Folgerung aus all diesen Randbedingungen für die Flexibilität einer Montage- oder Bearbeitungseinrichtung ist, dass die Automationslinie die Möglichkeit bieten muss, gleichzeitig oder nacheinander verschiedene Produktvarianten oder verschiedene Produkttypen herstellen zu können. Hierbei muss die Umstellung auf ein anderes Produkt unmittelbar oder nur mit geringem Umrüstaufwand möglich sein. Diese Flexibilitätsanforderungen werden von starr automatisierten Montagemaschinen nicht oder nur sehr unzureichend erfüllt. Erst mit dem Einsatz von freiprogrammierbaren Robotern konnte dieses bedeutende Rationalisierungspotential weiter erschlossen werden.“ [34]

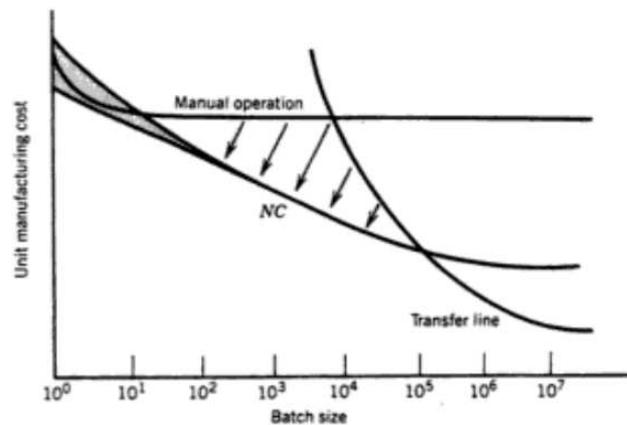


Abb. 18: Genereller Trend der Fertigungskosten als Funktion der Losgröße [14]

Da der Einsatz dieser Schweißapparatur primär für eine flexible Automation im Bereich kleiner bis mittlerer Losgrößen konzipiert ist (s. Abb. 18), wird besonders auf eine Verringerung der Fertigungskosten in diesem Umfeld geachtet. Dies stellt das Bindeglied für eine kostengünstige Produktion zwischen einer Einzelfertigung bzw. dem Laboreinsatz in einer Forschungseinrichtung und einer vollautomatisierten Fertigungslinie dar.

2.5.2 Ausgewählter Industrieroboter

Bei dem in Frage kommenden Industrieroboter handelt es sich um eine Standardversion der Firma Fanuc, die wegen ihres häufigen Einsatzes im industriellen Umfeld in großer Stückzahl produziert wird. Dadurch ergeben sich geringere Anschaffungskosten des Industrieroboters im Verhältnis zum Gesamtsystem, als bei den momentan am Markt erhältlichen Varianten, welche eine maximale Traglast von bis zu 500 kg aufweisen. Im Folgenden wird auf die technischen Daten dieses Systems näher eingegangen, welche in Tab. 2 und Abb. 19 ersichtlich sind.

Steuerung	Achsen	Maximale Traglast am Handgelenk	Wiederholungs-genauigkeit	Gewicht der Mechanik	Maximale Reichweite
R-30iA	6	[kg] 200	[mm] ±0.3	[kg] 1540	[mm] 3095

Tab. 2: Technische Daten R-2000iB/200R, Quelle: Fanuc

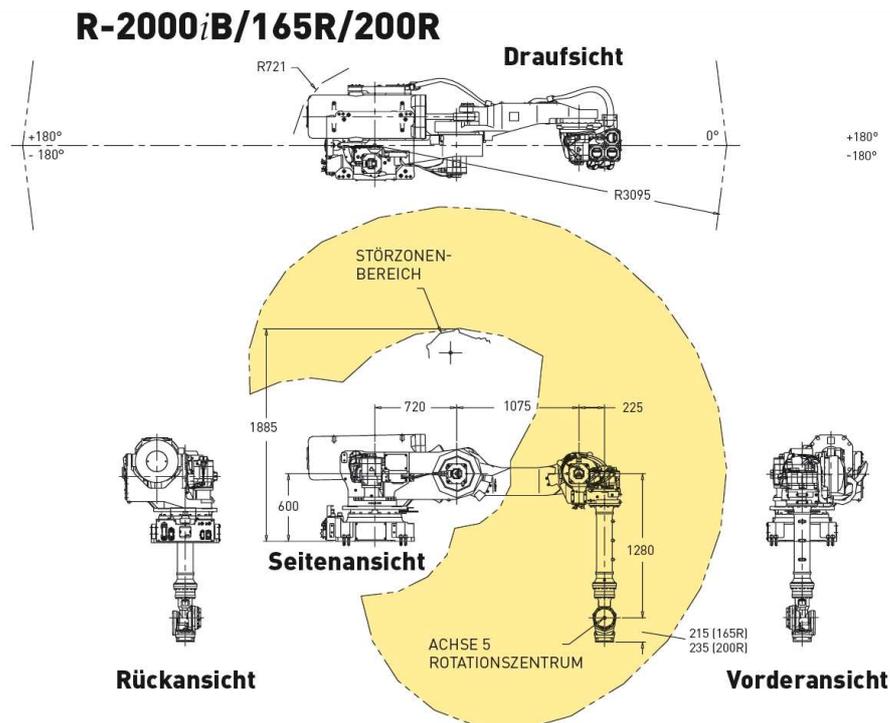


Abb. 19: Geometrische Abmessungen Fanuc R-2000iB/165R/200R, Quelle: Fanuc

2.5.3 Kinematik

„Die Bewegungsmöglichkeiten eines Roboters werden in Abb. 20 beispielhaft an einem 6-Achsen-Vertikalknickarmroboter dargestellt. Die Achsen 1, 2 und 3 sind die Hauptachsen des Roboters. Mit Hilfe der Hauptachsen werden die Achsen 4, 5 und 6, die als Kopf- oder Handachsen bezeichnet werden, im Arbeitsraum positioniert. Durch die zusätzlichen Bewegungsmöglichkeiten der Handachsen kann der Greifer oder das Werkzeug im Raum so orientiert werden, wie es für die Bearbeitungs- oder Handhabungsaufgabe erforderlich ist.“ [16]

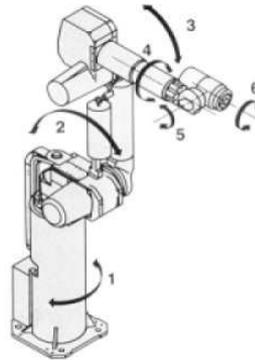


Abb. 20: Bewegungsmöglichkeiten eines 6-Achsen-Knickarmroboters [16]

Da der im Versuchslabor geplante Industrieroboter nach erfolgreicher Installation und Erprobung in Zukunft auch für FSW Aufgaben eingesetzt werden soll, muss bei der Auslegung darauf Rücksicht genommen werden. Dies hat Einfluss auf konstruktive Aspekte, wie die Möglichkeit einer Demontage des C-Rahmens und die daraus resultierenden Änderungen der Beanspruchung des Gesamtsystems. Die dadurch zusätzlich auftretenden Kräfte bzw. die daraus resultierende Möglichkeit der Positionsabweichung des Endeffektors, muss durch geeignete Maßnahmen im Bereich der Robotersteuerung berücksichtigt werden.

2.5.4 Steuerung der Prozessführung

Durch die Starrheit und die Präzision von Werkzeugmaschinen, kann die auf das Werkzeug einwirkende axiale Kraftkomponente während der gesamten Schweißung konstant gehalten werden. Bei einer Roboterimplementierung kann eine solche Starrheit nicht angenommen werden, wodurch es zu Positionierungsfehlern auf Grund der angreifenden Kräfte kommen kann. Dieses unerwünschte Verhalten macht eine entsprechende Regelung unumgänglich. Ein Lösungsweg, der erfolgreich für diese Problemstellung zur Anwendung kommt wird in

Abb. 21 gezeigt.

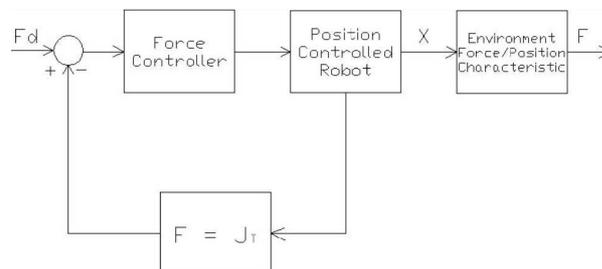


Abb. 21: Variante der „äußeren“ Kraftregelung um eine „innere“ Positionsregelung des Roboters [1]

Dabei wird ein „äußerer“ Kraftregelkreis um die „innere“ Positionsregelung des Roboters geführt (De Schutter und Van Brussel, 1988) [1]. Diese Variante ist attraktiv, weil sie keinen Zugang zur grundlegenden Positionsregelung des Roboters erfordert, aber auf der anderen Seite eine Kraftmessung am Endeffektor notwendig ist. Die Stabilität dieses Entwurfs hängt stark von der Eindrückungscharakteristik ab, die vom Kontakt des drehenden Werkzeuges mit der plastifizierten Schweißzone des Materials abhängt. (vgl. [1])

Bei einer weiteren Lösungsvariante wie sie in Abb. 22 ersichtlich ist, wird keine direkte Abfrage der axialen Kraft benötigt. Hier werden unter Verwendung der Jacobian Beziehung mit dem Vektor für die Achsmomente die gesuchten Größen der Kräfte und Momente eruiert (Craig, 1989). (vgl. [1])

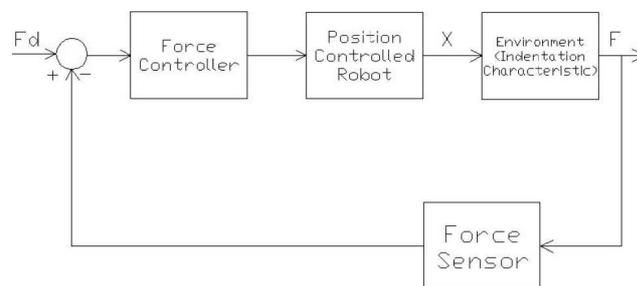


Abb. 22: Indirekte Variante [1]

Dabei ist F der 6×1 Vektor der kartesischen Kraft- und Momentengrößen die am Endeffektor angreifen, J die 6×6 Jacobimatrix und τ der 6×1 Vektor der Achsmomente. Diese Lösungsvariante wurde von Smith (2000) bei Spindel-drehzahlen von 1500 U/min und größer mit guten Ergebnissen getestet, wobei ist die Abtastrate wegen des Rechenaufwandes zur Auswertung der Jacobian Beziehung auf 2 Hz begrenzt wurde (Smith, 2000). (vgl. 1)

$$F = J \cdot \tau \quad (5)$$

$$J = \begin{bmatrix} J_{1x} & \dots & J_{nx} \\ J_{1y} & \dots & J_{ny} \\ J_{1z} & \dots & J_{nz} \\ J_{1\alpha x} & \dots & J_{n\alpha x} \\ J_{1\alpha y} & \dots & J_{n\alpha y} \\ J_{1\alpha z} & \dots & J_{n\alpha z} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \bar{J}_{1p} & \dots & \bar{J}_{np} \\ \bar{J}_{1\sigma} & \dots & \bar{J}_{n\sigma} \end{bmatrix} = [\bar{J}_1 \dots \bar{J}_n] \quad (6)$$

Im Fall des FSW wird eine Kraftregelung benötigt, um Nachgiebigkeiten durch äußere Kräfte, sowohl der Roboterachsen als auch der Einspannung zu kompensieren. Dabei ist aber eine der oben gezeigten Varianten der Kraftregelung am Beginn bzw. am Ende des Schweißprozesses nicht möglich, da diese von einem linearelastischen Umfeld zwischen Werkzeug und Werkstück ausgehen, welches nicht gegeben ist. Darum wird die Kraftregelung im Fall des FSW, bei Verwendung dieser Methoden, am Beginn und am Ende des Schweißprozesses deaktiviert. Um eine Regelung im nichtlinearen und nichtelastischen Umfeld zu ermöglichen, werden voran geschaltete Regelmethode benötigt. (vgl. [1])

Als Anwendungsbeispiel solcher Methoden kann auf Probleme im Bereich des Lichtbogenschweißens und deren Lösung verwiesen werden. Hier steht man vor einem ähnlichen Problem, da die Stabilität des Lichtbogens bzw. der Spannungsregelung am Beginn und am Ende des Schweißprozesses häufig nicht gewährleistet werden kann. Koseyaporn et al. 2000 verwendete in solchen Fällen eine aufgeteilte Kontrollmethode, welche von Craig (1988) für eine adaptive Regelung von Robotern verwendet wurde. Bei diesem Lösungsansatz wird die Berechnung auf einen nichtlinearen Teil für die Eliminierung der Nichtlinearität des Systems und auf einen regelnden Teil aufgeteilt. Der nicht lineare Teil ist in einer Art gewählt, die den regelnden Teil als simples Einmassensystem behandelt. Die adaptive Regelung versucht eine Vorhersage, bei gleichzeitiger Stabilität nach Lyapunov, der unbekannt Parameter des nicht linearen Systems zu treffen. Solch eine Lösung könnte für eine robotergestützte FSP Anwendung ebenfalls von Interesse sein. (vgl. [15])

Bei der Anwendung des FSSW mit Hilfe eines C-Rahmens tritt ein solches Problem in dieser Form nicht auf, da bei der ersten Berührung des Werkzeuges mit dem Werkstück, die letzte Achse des Industrieroboters in z-Richtung „weich“ geschaltet werden kann und die Prozessführung von der Schweißapparatur übernommen wird bzw. die während des Prozess auftretenden radialen Kräfte aufgrund ihrer geringen Ausprägung nicht berücksichtigt werden müssen. Im Fall der FSW mit Hilfe eines Bobbin-Werkzeuges würden solche Probleme in dieser Form ebenfalls nicht auftreten, da hier keine axiale Zustellung des Werkzeuges für einen Prozessbeginn bzw. umgekehrt für einen Beendigung nötig ist und zusätzlich die zweite Schulter eines fixen Werkzeuges die auftretenden Axialkräfte aufnimmt. Bei Verwendung eines schwimmenden Werkzeuges kann eine Regelung ebenfalls entfallen, da hierbei keine äußeren Kräfte auf die letzte Achse des Industrieroboters in z-Richtung wirken.

2.5.5 Anwendungsbeispiel

Im Folgenden soll veranschaulicht werden, wie eine robotergestützte FSSW Apparatur in der Praxis aussehen kann. Bei dem in Abb. 23 gezeigten Beispiel von Kawasaki, handelt es sich um einen 6-achsigen Roboter in artikularer Bauweise, welcher mit einem FSSW Aufsatz bestückt ist und es dadurch möglich ist dreidimensionale Werkstücke zu bearbeiten. Die Regelungsaufgaben

können bei diesem System durch die Einbindung der FSSW Apparatur in die Robotersteuerung übernommen werden.



Abb. 23: FSSW Roboter System von Kawasaki [12]

Ein typisches Merkmal dieser Konstruktionen ist der so genannte C - Rahmen, welcher die Aufgabe hat die auf die Arbeitsspindel einwirkenden Axialkräfte aufzunehmen. Dies soll eine Übertragung von Prozesskräften auf die Konstruktion des gesamten Roboters verhindern und so eine Positionsabweichung während des Arbeitsvorganges unterbinden. Die in Abb. 24 dargestellte FSSW - Apparatur besteht aus Motorgehäuse, Werkzeugantrieb, Werkzeughalterung, Schweißwerkzeug, C - Rahmen und Gegenhalter. Im Motorgehäuse sind zwei Servomotoren, wobei einer den rotatorischen Spindeltrieb mit einer max. Drehzahl von 4500 U/min und der andere den translatorischen Spindeltrieb mit einer maximalen Axialkraft von 5880 kN übernimmt. Das Gesamtgewicht der FSSW - Apparatur liegt bei 125 kg. (vgl. [13])

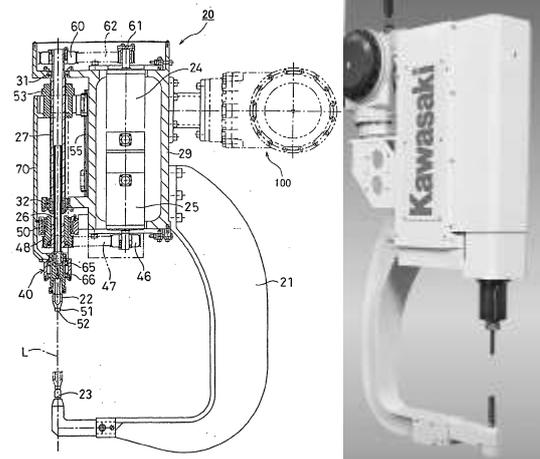


Abb. 24: FSSW - Apparatur von Kawasaki Konstruktionszeichnung links [12], Fotografie rechts [13]

Ein Großteil der am Markt erhältlichen Schweißapparaturen für eine robotergestützte Anwendung des FSP, wie in Abb. 25 gezeigt, ist aber für den Einsatz von Schwerlastindustrirobotern vorgesehen, deren maximale Traglast bei bis zu 500 kg liegt. Dabei liegt die Hauptanwendung dieser Systeme im Bereich der FSW Schweißungen von Aluminium im dreidimensionalen Raum, wobei zu meist kein Einsatz eines C – Rahmens zur Reduktion, der auf den Roboter wirkenden axialen Prozesskräfte vorgesehen ist. Dadurch sind diese Systeme für FSSW Schweißungen nur sehr beschränkt einsetzbar.



Abb. 25: Robotergestütztes FSP – System auf Basis eines Schwerlastindustriroboters (Quelle: ESAB)

2.6 Forschungsaktivitäten

Ursprünglich wurde das Rührreißschweißen für die Verbindung von Aluminiumwerkstoffen entwickelt, wobei sich aber in den darauf folgenden Jahren herausstellte, dass auch andere Werkstoffe für das Fügen mit diesem Verfahren geeignet sind. Die Palette reicht von metallischen Werkstoffen bis hin zu Kunststoffen. Auch Werkstoffkombination wie Aluminium mit Stahl oder Magnesium mit Aluminium, welche nur mit großem Aufwand, oder auch gar nicht, durch Schmelzschweißverfahren miteinander zu verbinden sind, können mit diesem Verfahren geschweißt werden.

Der Bereich der Transportindustrie, im Speziellen der Automobilsektor, liegt im Fokus der weltweiten Forschungsaktivitäten. Viele Forschungseinrichtungen, welche das Verfahren des FSP, im Besonderen seine robotergestützte Anwendung, erforschen, tun dies zumeist in Verbindung mit Partnern aus der Industrie, entweder in Zusammenarbeit mit Automobilherstellern oder auch Herstellern von Industrierobotern. Im Folgenden werden einige Beispiele von Forschungseinrichtungen, sowie deren Standorte genannt:

- TWI Ltd. (*Großbritannien*)
- Wichita State University (*USA*)

- GKSS Forschungszentrum (*Deutschland*)
- IWB München (*Deutschland*)
- Tohoku University (*Japan*)
- Centre de recherche industrielle du Québec (CRIQ) (*Kanada*)

Das momentane Angebot am freien Markt, von robotergestützten Systemen für dieses Anwendungsgebiet ist durchaus überschaubar, wobei hauptsächlich Industrieroboterhersteller diese Nische abzudecken versuchen.

- ESAB AB Welding Equipment (*Schweden*)
- Kawasaki Heavy Industrie Ltd. (*Japan*)
- Friction Stir Link Inc. (*USA*)
- CYTEC Zylindertechnik GmbH (*Deutschland*)

2.7 Innovationsprozess

"Innovation, that is the process of finding economic application for the inventions." (Joseph A. Schumpeter, 1883-1950)

Grundsätzlich lässt sich der Innovationsprozess in unterschiedliche Phasen unterteilen, wobei die Art und Weise der Unterteilung stark vom Umfeld abhängig ist, in dem der Innovationsprozess ablaufen soll. Im Falle einer Produktinnovation, kann eine Unterteilung wie in Abb. 26 erfolgen, bei der der Prozess der Innovation in 5 Phasen unterteilt wird.

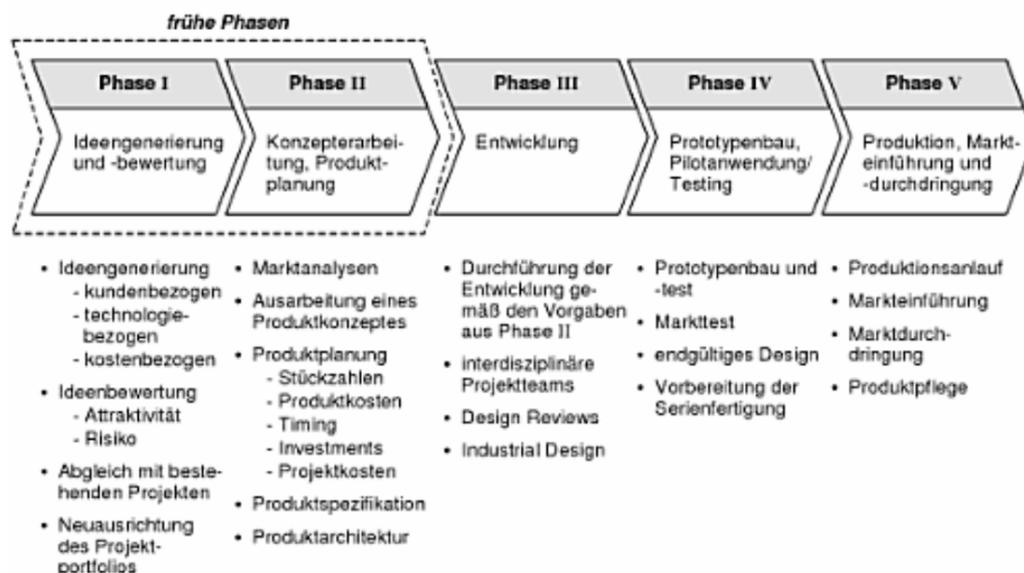


Abb. 26: Modell des Innovationsprozesses für ein neues Produkt [33]

In den frühen Phasen der Entwicklung eines neuen Produktes steht die Generierung von Ideen im Vordergrund, wobei eine wertfreie Betrachtungsweise ausschlaggebend ist, um sich nicht schon zu Beginn des Entwicklungsprozesses mögliche Lösungswege unwiderruflich zu versperren. Weiters beinhaltet diese Phase eine genauere Spezifikation des zu entwickelnden Produktes bzw. eine abschließende Bewertung und eine Auswahl der vielversprechendsten Idee. Im Anschluss daran erfolgt die Phase der Konzepterarbeitung und Produktplanung, in der eine mögliche Umsetzung der zuvor gewonnenen Idee im Vordergrund steht, um dann in der Phase der Entwicklung ein am Papier fertiges Produkt zu erhalten. An diesem Punkt des Innovationsprozesses würde nun eine Umsetzung des bisher erarbeiteten Produktes in Form eines Prototyps erfolgen. Da aber der Bau eines solchen Prototyps nicht mehr in den Umfang dieser Arbeit fällt, werden die darauf folgenden Phasen nicht näher beschrieben. Um eine Übersicht der durchgeführten Arbeiten im Rahmen dieser Produktentwicklung zu erhalten, wird in Abb. 27 ein Überblick der einzelnen Projektphasen gegeben, wobei der Umfang dieser Arbeit veranschaulicht wird.



Abb. 27: Projektphasen und -ablauf in Anlehnung an Abb. 26

Zur näheren Erläuterung werden einzelne Phasen genauer ausgeführt welche zuvor noch keine Erwähnung gefunden haben:

Recherchen

- Literaturrecherche

Zu aller erst wurde eine Literaturrecherche des zu bearbeitenden Themenbereiches durchgeführt, um so einen Einblick in den Prozessablauf und den momentanen technischen Stand des Verfahrens des Rührreißschweißens zu erhalten. Dadurch wurde es möglich, die für eine konstruktive Umsetzung in Frage kommenden Variationen dieses Verfahrens zu identifizieren, was eine Fokussierung auf die sich ergebenden Rahmenbedingungen ermöglicht.

- Patentrecherche
Diese diente zur Erhebung des momentanen Standes der Technik auf diesem Gebiet, sowie einer Eingrenzung der Möglichkeiten zur technischen Umsetzung der zuvor erarbeitenden Rahmenbedingungen.
- Messdatenerhebung
Durch die am Institut durchgeführten Laborversuche war es möglich, auf schon bestehende Messdaten, der für eine Umsetzung in Frage kommenden Verfahren, zurück zu greifen. Dies ermöglichte eine Erhebung der Schweißparameter, welche für die spätere Auslegung und Konstruktion als Ausgangspunkt dienen. Komplettiert wurden diese Daten durch bestehende und umfassende Erfahrungswerte des Institutes auf dem Gebiet des Rührreißschweißens.

Konstruktion und Auslegung

Diese Phase wurde in Zusammenarbeit mit der Firma HMS Mechatronik GmbH durchgeführt, die durch ihre Erfahrung auf dem Gebiet der Robotik und im Speziellen der Projektbearbeitung von Schweißrobotersystemen und deren Einbindung in die Fertigung ein kompetenter Ansprechpartner ist. Diese Zusammenarbeit wurde durch kontinuierlich stattfindende Treffen realisiert.

- Grundkonzept
Nach der Erfüllung der Rechercharbeiten begann die Phase der Ideengenerierung, die durch eine stetige Ideenfindung und deren Bewertung geprägt war. Dieser Prozess konnte durch die endgültige Wahl einer Idee abgeschlossen werden.
- Bauteilauslegung
Durch die in der Messdatenerhebung gewonnenen Daten konnte die Erarbeitung und Auslegung der benötigten Komponenten durchgeführt werden.
- Angebotseinholung
Die Komponenten, welche für einen Einbau in die Apparatur zugekauft werden, konnten nun bestimmt bzw. teilweise Adaptionen daran durchgeführt werden. Begleitet wurde dies durch die Einholung von Angeboten für eine spätere Erarbeitung einer Kostenübersicht der geplanten Schweißapparatur.

- Detailierung der Konstruktion
Die Einbindung der Zukaufteile in die zu diesem Zeitpunkt bestehende Konstruktion machte des Öfteren Änderungen notwendig, da eine strikte Trennung der in dieser Phase erwähnten Punkte nicht realisierbar ist.
- Erstellung der Fertigungszeichnungen
Am Ende dieser Arbeiten steht die Erstellung von Fertigungszeichnungen, welche das Bindeglied zu den möglicherweise kommenden Projektphasen einer eventuellen Herstellung eines Prototyps darstellt.

3 Auslegungsgrundlagen

3.1 Anforderungsspezifikation

3.1.1 Vergleich von industriell verwendeten Fügeverfahren

In einer Untersuchung von Briskham et al. wurden unterschiedliche für den Einsatz in der Automobilindustrie verwendeten Fügeverfahren verglichen und etwaige Unterschiede unter anderem in den Bereichen Prozesszeit, Energieverbrauch, Verbrauchsstoffe und Anlagenkosten erhoben und die entstehenden Unterschiede herausgearbeitet. Als Grundlage diente der in Abb. 28 dargestellte Versuchsaufbau bzw. die ebenfalls dargestellte Auflistung der dabei verwendeten Werkstoffe und Blechdicken.

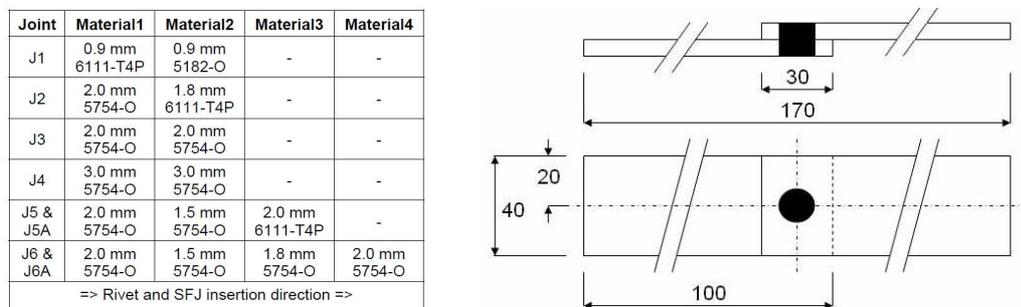


Abb. 28: Versuchsaufbau zum Vergleich unterschiedlicher Fügeverfahren (Überlappungsstoß) [29]

Die bei diesen Versuchen verwendeten Werkstoffe, stellen einige typische in der Automobilindustrie eingesetzten Aluminiumlegierungen dar und werden in Tab. 3 im Bezug auf technische Eigenschaften und praktischen Einsatz konkretisiert.

EN AW bzw. AA	Rm [MPa]	Rp0,2 [MPa]	A5 [%]	Anwendungsbereich
5182 - O	380	320	32	Tiefziehteile
5754 - O	190	80	12	Strukturkomponenten (Knautschzone)
6111 - T4	275	160	28	Karosserieaußenteile

Tab. 3: Aluminiumlegierungen in der Automobilindustrie [36]

Ein Punkt in denen die verglichenen Fügeverfahren, bei dem in Abb. 28 aufgelisteten Versuchsaufbau, stark von einander abweichen, liegt im Bereich der zur optimalen Prozessumsetzung benötigten Taktzeit welche in Abb. 29 dargestellt sind, die bei dem Verfahren des SFJ bei Blechdicken größer als 1 mm um ein Vielfaches über denen der Verfahren des SPR und des RSW liegen. Es ist weiters zu erkennen, dass mit Zunahme der Blechdicke die Prozesszeiten beim SFJ sehr stark ansteigen und daher die industrielle Anwendbarkeit bei Blechdicken über 2 mm, im Falle dieser Untersuchung in Frage zu stellen ist.

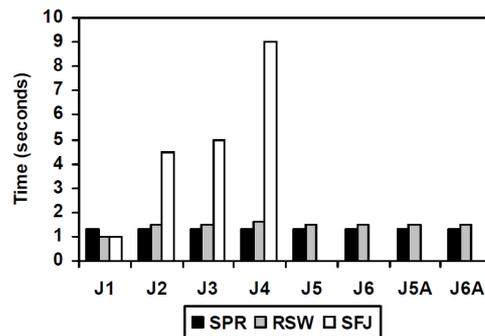


Abb. 29: Gesamttaktzeiten der unterschiedlichen Fügeverfahren [29]

Um näher auf die Wirtschaftlichkeit der verglichenen Fügeverfahren einzugehen, wurde der Energieverbrauch aus dieser Untersuchung herangezogen, und die Energiekosten auf einen aktuelleren Stand korrigiert. Der auf das Jahr 2009 bezogene durchschnittlicher Strompreis für industrielle Kunden, wie in Abb. 30 ersichtlich, lag bei etwa 10 Cent pro kWh und wird für den in Tab. 4 gezeigten Vergleich herangezogen.

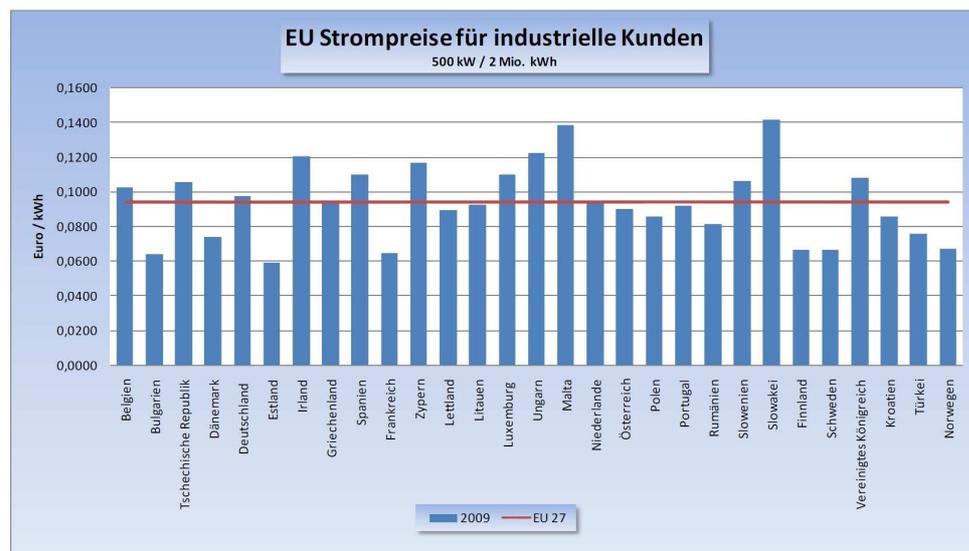


Abb. 30: EU Strompreise für industrielle Kunden, Quelle: Eurostat

In dieser Tabelle wird das Einsparungspotential im Bereich der Energiekosten für das Verfahren des SFJ sehr gut ersichtlich. Es liegt im gegebenen Fall für ein Fertigungsvolumen von 35.000 Stück pro Jahr im Vergleich zum RSW bei 90%.

Verfahren	Energieverbrauch	Energiekosten für	Fertigungsvolumen
	für 1000 Fügstellen [kWh]	Karosserie (3000 - 4000 Fügstellen) [Euro]	von 35 000 Stück / Jahr [Euro]
RSW	20,0	8,00-	280 000.-
SFJ	2,0	0,80-	28 000.-
SPR	2,2	0,88-	30 800.-

Tab. 4: Energiekosten der Fügeverfahren bei unterschiedlichen Losgrößen

Auch wenn der Energieverbrauch, wie in Abb. 31 dargestellt, im Vergleich zu anderen anfallenden Betriebskosten eher gering ausfällt, nehmen sie in der heutigen Wahrnehmung eine wichtige Rolle in der Betrachtung ein. In dieser Abbildung wird auch der Einfluss anderer Kostenstellen ersichtlich, die sich auf die Betriebskosten auswirken und bei deren Betrachtung das Einsparungspotential des SFJ ersichtlich wird. Dieses liegt nicht nur im Bereich der geringen Standzeit bzw. hohen Kosten der Werkzeuge, im Speziellen bei Umsetzung von Stahl/Stahl - oder Stahl/Aluminium - Verbindungen, sondern auch in der unflexiblen Gestaltung des Werkzeugwechselsystems, bei denen die Werkzeugumrüstzeiten unwirtschaftlich hoch ausfallen. Weiters hat eine unflexible Gestaltung eine Erhöhung der anfallenden Roboterkosten zu Folge, da eine größere Anzahl von Robotern benötigt wird um die, für eine Produktion einer Aluminiumkarosserie, anfallende Bandbreite an Prozessvariationen zu meistern.

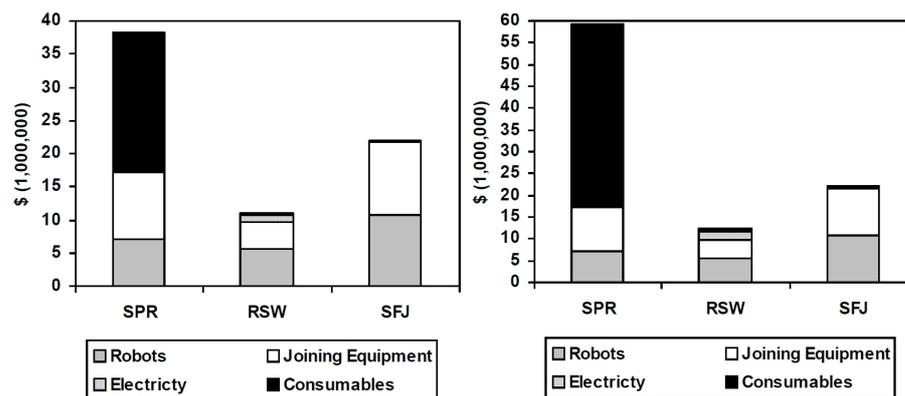


Abb. 31: Kostenunterschiede der verschiedenen Fügeverfahren für Produktionsanlage mit einer jährlichen Stückzahl von 35.000 Karosserien für eine Zeitdauer von 10 Jahren (links) und 30 Jahren (rechts) [29]

Zusammenfassend werden die momentanen Nachteile des SFJ gegenüber anderen Fügeverfahren bzw. mögliche Lösungsansätze für eine Verbesserung angeführt:

- Flexibilitätseinbußen der Apparatur bzw. des Prozesses, da beispielsweise für verschiedene Blechdicken unterschiedliche Werkzeuge verwendet werden
 - hohe Roboterkosten, welche durch Flexibilitätseinbußen gegenüber anderen Verfahren entstehen
- ⇒ Werkzeugwechselsystem und Einsatz von Standardindustrieroboter
- Durch den Prozess bedingte lange Taktzeiten bei größeren Blechdicken
- ⇒ FSSW Werkzeug- bzw. Prozessentwicklung

3.1.2 Nutzung von Synergieeffekten

Die realistische Anwendung dieses Schweißprozesses im industriellen Umfeld wird erst durch den bestehenden Synergieeffekt in den Bereichen Werkzeug, Prozess und Anlage ermöglicht. Da eine Umsetzung dieser robotergestützten Vorrichtung nur dann einen Sinn ergibt, wenn diese zu den bereits bestehenden Schweißverfahren, wie zum Beispiel dem Widerstandspunktschweißen oder dem Verfahren des Self Piercing Rivets eine Konkurrenzfähigkeit aufweisen kann, bzw. wenn eine mögliche Etablierung in Nischenbereichen möglich ist. Um einen Überblick über die in der Industrie verwendeten Verfahren zum Fügen von Blechen zu bekommen, zeigt Abb. 32 die in Frage kommenden Verfahren, sowie deren Positionierung in den Bereichen Qualität und Kosten.

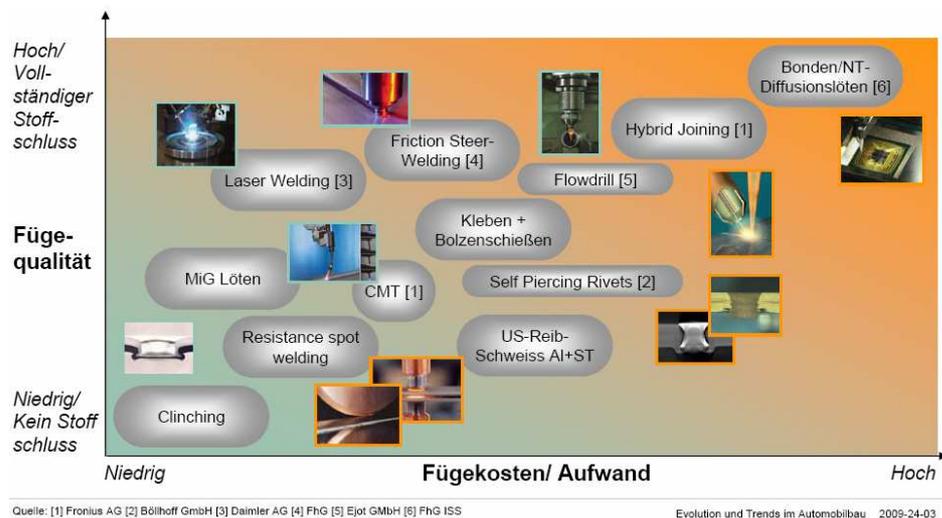


Abb. 32: Gegenüberstellung der industriell verwendeten und mit dem FSW konkurrierenden Fügeverfahren [31]

Im Vergleich zum Widerstandspunktschweißen und dem Verfahren des Self Piercing Rivets liegt das Verfahren des Friction Stir Welding im Bezug auf die Fügequalität höher, wobei sich die Fügekosten in einem vergleichbaren Bereich bewegen. Dies wurde aber erst durch die Entwicklung eines Werkzeuges aus beschichtetem Hartmetall ermöglicht, das in den Vorprojekten zum aktuellen Projekt JOIN 4+ erfolgte. Diese Entwicklung geht zurück auf die Zusammenarbeit mit der Firma Boehlerit AG und der in diesem Rahmen erfolgten Dissertation meines Betreuers Dr. Thomas Weinberger. Dabei ging ein beschichtetes Werkzeug aus Hartmetall mit höherer Standzeit bei gleichzeitig geringeren Kosten hervor, welches die bis dato am Markt erhältlichen Werkzeuge aus den in Tab. 5 verwendeten Werkstoffen übertrifft.

	Wolfram- Rhenium (25%)	PCBN (polykristallines ku- bisches Bornitrid)	Wolframkarbid- Kobalt (Hartmetall)
Härte	> 400 HV	> 2600 HV	~ 1300 HV30
Bruchzähigkeit [MPa·m ^{1/2}]	135	3,7	15,6
Druckfestigkeit [N/mm ²]	1150	3200	5200
Schmelztemperatur [°C]	3100	3000	1280
Wärmeausdehnungskoeff. [10 ⁶ /K]	4,5	5,2	5,5
Rundlaufanforderung [mm]	< 0,03	< 0,01	< 0,02
Preis [EUR]	~ 2.500.-	~ 5.000.-	~100.-
Lieferzeit [Monate]	~ 6	~ 6	<<

Tab. 5: Eigenschaften der unterschiedlichen Werkzeugmaterialien [28]

Ein weiterer wichtiger Eckpfeiler dieser Synergie liegt im Bereich der Anlage, im Speziellen bei der Firma HMS Mechatronik GmbH und ihrer jahrelangen Arbeit im Bereich der robotergestützten Automatisierung und Systemfertigung, unter oftmaliger Einbindung von Industrierobotern der Firma Fanuc AG. Des Weiteren besitzt diese Firma die Möglichkeit der Teilefertigung, welche für die Umsetzung dieser robotergestützten Vorrichtung nötig ist. Der letzte Bereich wird durch die Technische Universität Graz, genauer gesagt durch das Institut für Werkstoffkunde und Schweißtechnik repräsentiert, welches mir die Umsetzung dieser Aufgabe ermöglicht hat und die über eine umfassende und jahrelange Kompetenz im Bereich des Friction Stir Welding verfügt.



Abb. 33: Synergieeffekt im Rahmen des JOIN 4+ Projektes

Alle drei Eckpfeiler zusammen, im Hintergrund des JOIN 4+ Projektes, ergeben somit die in Abb. 33 dargestellte Basis für eine mögliche Umsetzung dieser robotergestützten Vorrichtung, welche sich auch im industriellen Umfeld bewähren kann.

3.2 Schweißparameter

Vier mögliche Anwendungen des FSP werden im Laufe dieses Kapitels näher betrachtet, wobei das Hauptaugenmerk auf die Datenerfassung zur Umsetzung des FSSW Prozesses gelegt wird. Weiters wird eine mögliche Verwendung der geplanten Apparatur für Linearschweißungen, unter Anwendung des FSW Verfahrens und des Bobbin – FSW, durch Messdatenerhebung auf ihre Umsetzbarkeit hin überprüft.

Als Grundlage für die weitere Vorgehensweise dienen Messwerte aus Versuchen, die am Institut für Werkstoffkunde und Schweißtechnik im Rahmen des Projektes JOIN durchgeführt wurden und welche unter anderem in Zusammenarbeit mit Partnern aus der Industrie, wie beispielsweise der voestalpine AG erfolgten. Diese Messdaten aus Laborversuchen am Institut wurden mit Hilfe der vorhandenen Portalanlage in Abb. 34 ermittelt. Dabei handelt es sich um eine hydraulikbetriebene Portalanlage, die als 2D Produktions- und Forschungssystem ausgelegt wurde, wobei die technischen Daten dieser Anlage in Tab. 6 aufgelistet sind.



Abb. 34: Portalanlage MTS ISTIR BR4

Parameter	Einheit	Wert
Max. Schweißgeschwindigkeit (x-, y-Achse)	m/min	6.4
Max. Vorschubgeschwindigkeit (z-Achse)	m/min	0.3
Max. Spindeldrehzahl	U/min	3200
Max. Axialkraft	kN	35.6
Max. Spindelmoment	Nm	180

Tab. 6: Technische Daten MTS ISTIR BR4

Durch die Einbindung umfangreicher Messsysteme in diese Portalanlage bzw. der möglichen digitalen Auswertung mittels einer Softwareschnittstelle ist es möglich alle relevanten Messdaten für die Auslegung der hier behandelten Schweißapparatur zu gewinnen. Repräsentativ dafür werden im Folgenden die am Beginn dieses Kapitels genannten Varianten des FSP näher beleuchtet, die für eine Umsetzung in Betracht gezogen werden.

3.2.1 FSSW Parameter

Als repräsentative Anwendung für den Prozess des Rührreibpunktschweißens wird das Beispiel einer Dreifachblechverbindung gewählt, das im Rahmen des Projektes JOIN A10 durchgeführt wurde und in Abb. 37 dargestellt ist. Im Falle des Werkstoffes HTC 780 XD Z150 handelt sich um einen feuerverzinkten Dualphasenstahl, dessen hohe Zugfestigkeit von $R_m = 780 \text{ N/mm}^2$ aus Martensiteinlagerungen an den Korngrenzen des weichen ferritischen Gefüges resultiert und welches in Abb. 35 dargestellt ist. Weiters kommen feuerverzinkte Tiefziehbleche mit der Bezeichnung DX 54 Z100 und DX 54 Z150 zum Einsatz, welche sich durch ihre hohe Bruchdehnung A_{80} von mindestens 36% auszeichnen. Der Versuchsaufbau der Dreifachverbindung stellt eine typische Anwendung im Bereich der Automobilindustrie dar, was durch den in Abb. 36 angeführten hohen Prozentsatz der Dualphasenstähle gegenüber anderen hochfesten Werkstoffen unterstrichen wird.

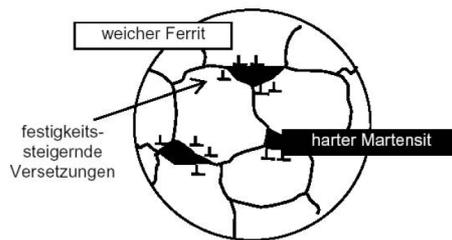


Abb. 35: Gefügeschaubild HTC 780 XD Z150

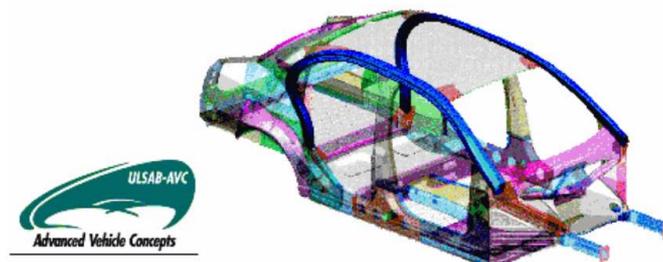
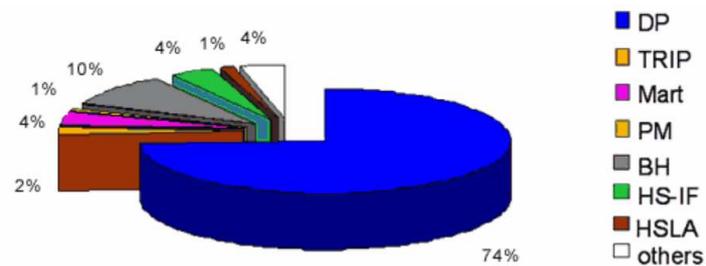


Abb. 36: Einsatz von Dualphasenstählen in der Automobilindustrie, Quelle: Salzgitter

Bei dem bereits erwähnten Punktschweißversuch einer Dreifachblechverbindung in Abb. 37 wurde ein Werkzeug mit einer Pinlänge von 3,2 mm verwendet, welches aus kubisch kristallinem Bornitrid (PCBN) besteht und in Abb. 38 links dargestellt ist. Die Schweißung wurde ohne Kühlung durchgeführt und es wurde vor den Versuchsreihen die Zinkschicht von den Proben entfernt, um eine bessere Schweißigenschaften zu erreichen. Zusätzlich wurde bei dieser Versuchsreihe der auftretende Werkzeugverschleiß dokumentiert, welcher in Abb. 38 zu sehen ist. (vgl. [18])

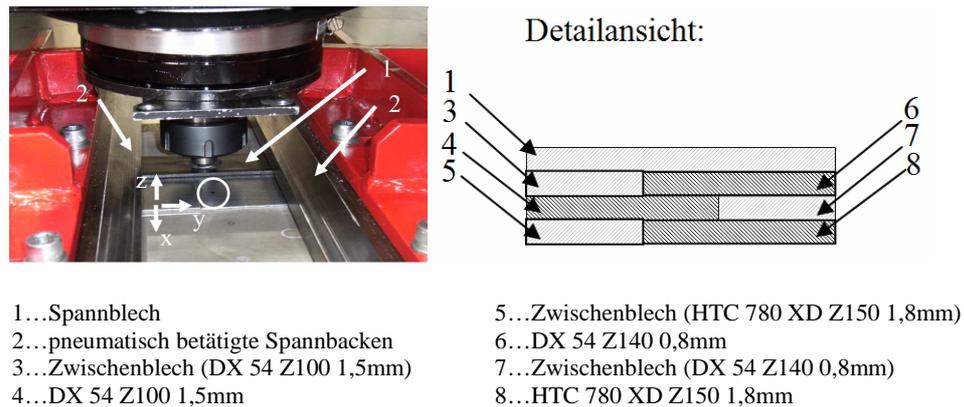


Abb. 37: Versuchsaufbau der Schweißung von Dreiblechverbindungen [18]



Abb. 38: Werkzeug für Dreifachblechverbindung (links) Originalzustand (rechts) nach 7 Schweißpunkten [18]

Der Versuchsablauf ist in Abb. 39 dargestellt und wurde mit Schweißparametern basierend auf Erfahrungswerten durchgeführt, wobei die Eindringgeschwindigkeit bei 0,12 mm/sec, die Eindringtiefe bei 2,35 mm, die maximale Spindeldrehzahl bei 3200 U/min, die maximale axiale Prozesskraft bei 12 kN, die maximale radiale Prozesskraft bei 0,3 kN und das maximale Spindeldrehmoment bei 43 Nm lagen. Am Ende des Rührprozesses wurde die Spindeldrehzahl verringert und eine kurze Haltezeit von 0,1 sec vorgesehen. Die in dieser Versuchsreihe erreichte Zugfestigkeit der Schweißverbindung bei den zuvor erwähnten Schweißparametern lagen bei bis zu 10 000 N. (vgl. [18])

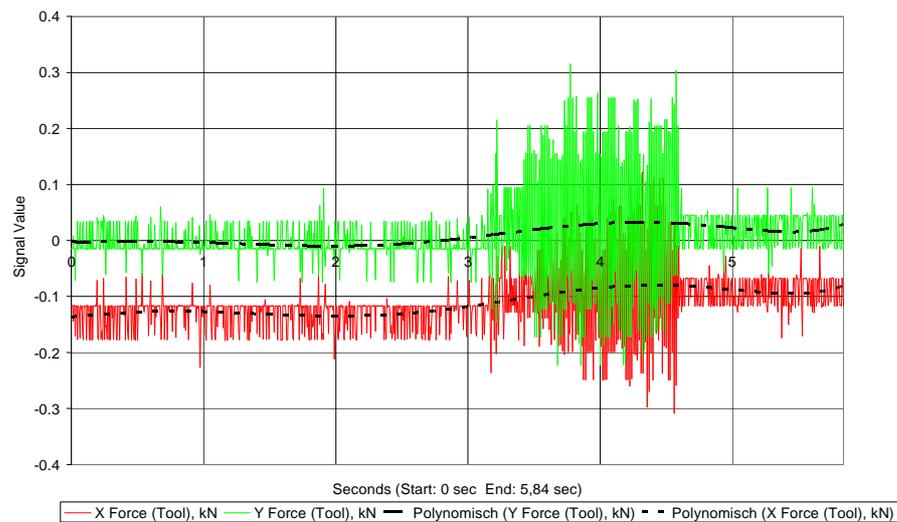
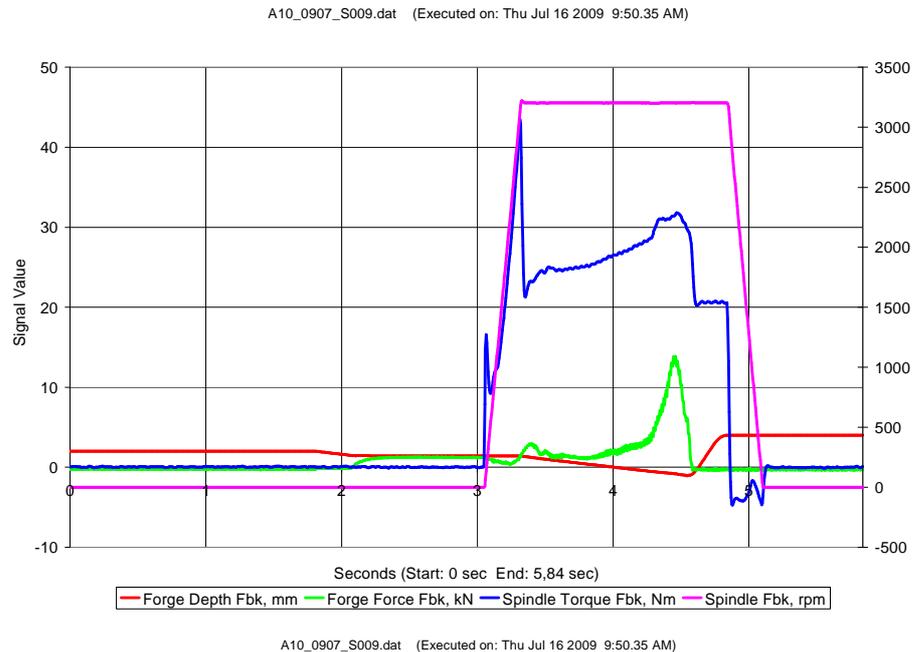
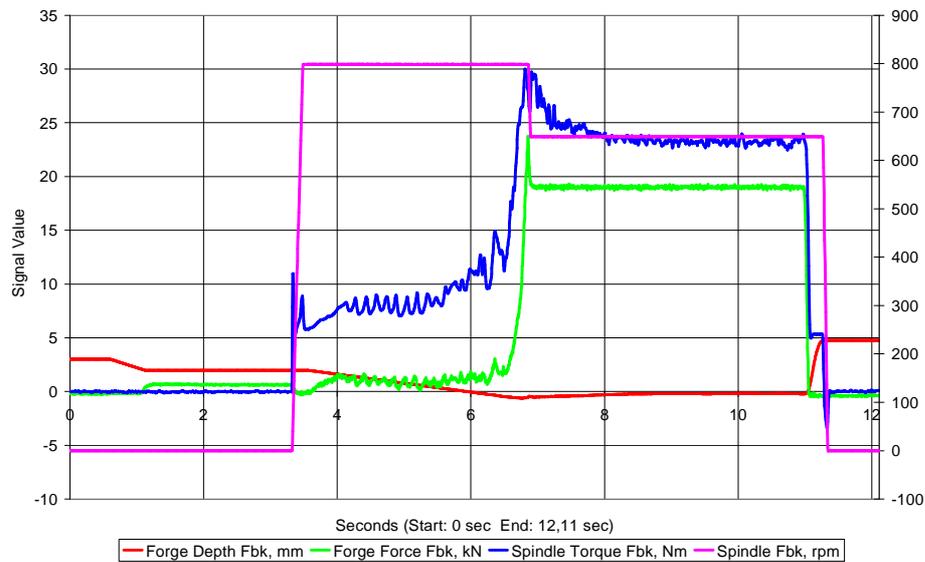


Abb. 39: Schweißparameterdarstellung einer Dreifachblechverbindung mit den Werkstoffen DX54 D - DX54 D - HCT 780 XD [18]

3.2.2 FSW Parameter

Es werden zwei Anwendungen dieses Verfahrens näher betrachtet. Zum einen die Linearschweißung von austenitischen Stahlblechen mit einer Blechdicke von 4 mm wie in Abb. 40 ersichtlich ist.

B6_0705_S004.dat (Executed on: Tue May 15 2007 10:46.51 AM)



B6_0705_S004.dat (Executed on: Tue May 15 2007 10:46.51 AM)

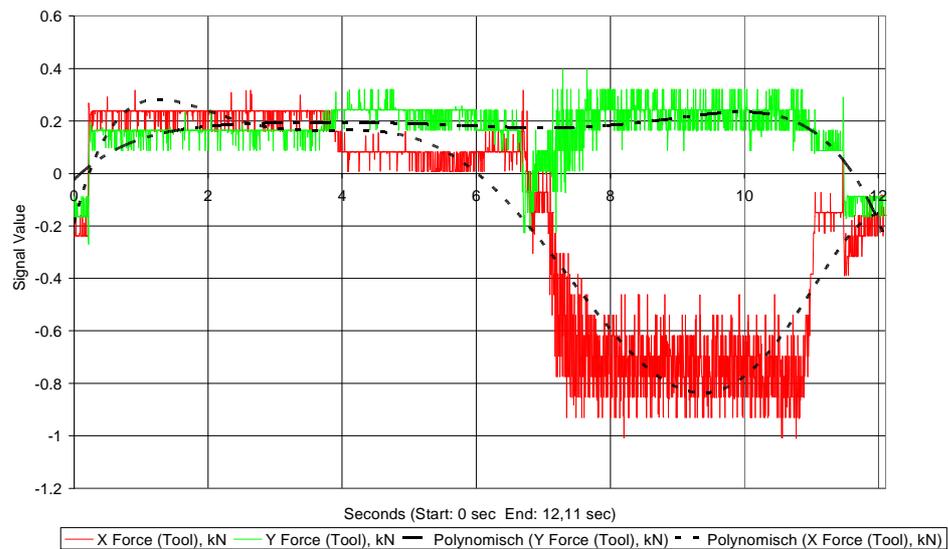


Abb. 40: Schweißparameterdarstellung einer Linearschweißung von austenitischem Stahl mit 4 mm [24]

Bei diesem Versuch lag die Spindeldrehzahl während des Eindringens in das Material bei 800 U/min und wurde beim eigentlichen Schweißprozess auf 650 U/min verringert. Die axiale Prozesskraft und das Spindeldrehmoment erreichten am Ende der Eindringphase ihr Maximum, wobei die axiale Prozesskraft bei 24 kN und das Spindeldrehmoment bei 30 Nm lagen. Weiters erreichte die radiale Prozesskraft ihr Maximum von 1 kN während der eigentlichen Linearschweißung.

Zum anderen wurde die Linearschweißung von Aluminiumblechen des Typs AW 6005-T6 bei einer Blechdicke von 6 mm näher betrachtet, welche in Abb. 41 zu sehen ist. Diese warmaushärtbare Aluminiumknetlegierung findet zum Beispiel bei Schienenfahrzeugen für hochbeanspruchte Teile im Bereich der Wagenkästen in Form von Strangpressprofilen seine Anwendung.

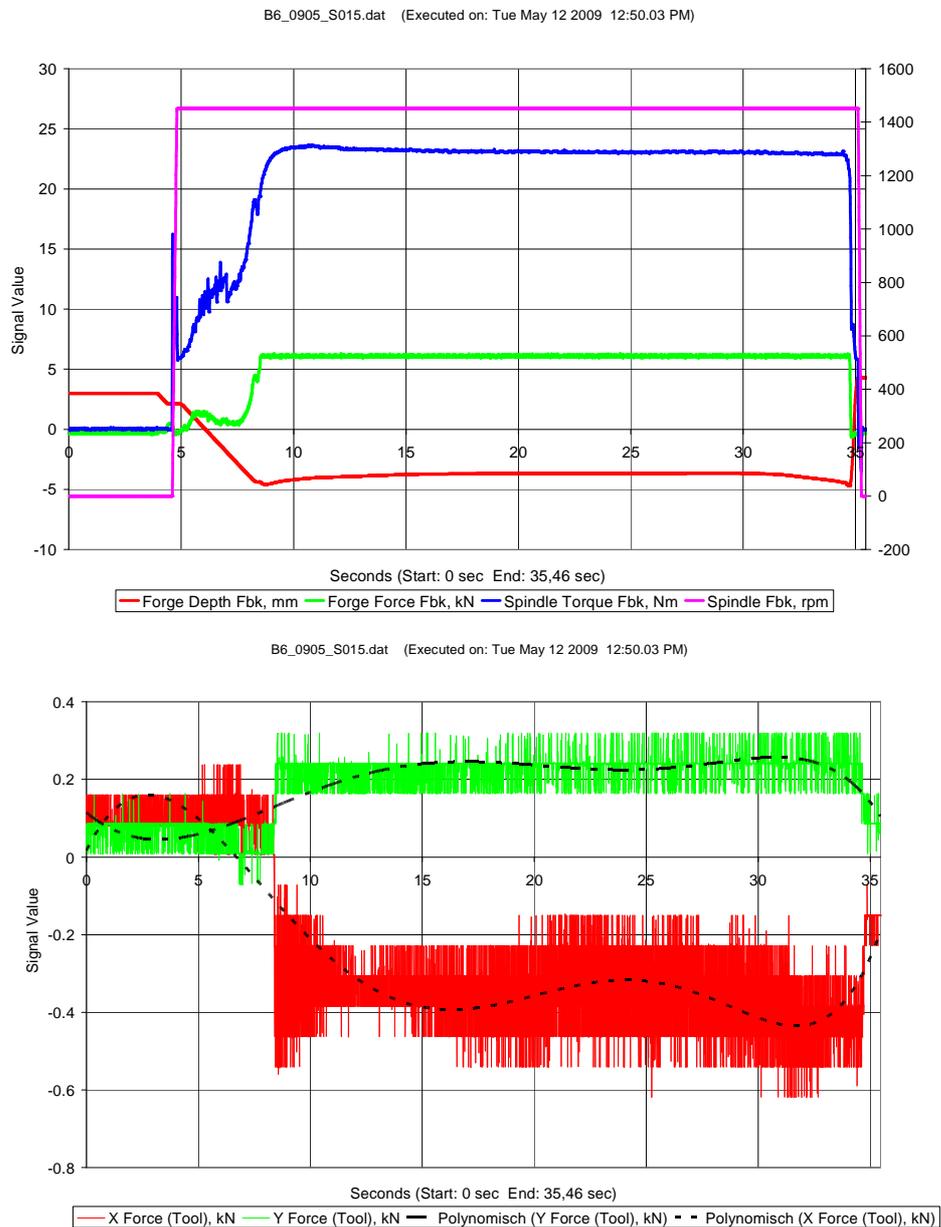


Abb. 41: Schweißparameterdarstellung einer Linearschweißung von EN AW 6005-T6 mit 6 mm

Bei diesem Versuch lagen die Spindeldrehzahl bei 1450 U/min und das maximale Spindeldrehmoment am Beginn der eigentlichen Linearschweißung bei 24 Nm. Des Weiteren wurde eine konstante axiale Prozesskraft von 6 kN und eine radiale Prozesskraft von 0,6 kN während der Linearschweißung gemessen.

3.2.3 Parameter für FSW mit Bobbin-Werkzeug

Bei dieser Linearschweißung (siehe Abb. 42) des Werkstoffes EN AW 6063 – T6, mit einer Blechdicke von 4 mm, wurde ein Verhältnis von Spindeldrehzahl zu Vorschubgeschwindigkeit in radialer Richtung von 1 gewählt, wobei die Drehzahl im Fall des einseitigen Werkzeuges bei 1250 U/min und die des SRPT bei 900 U/min lag. Es wurden dabei zwei Verfahren miteinander verglichen. Zum einen wurde ein einseitiges Werkzeug verwendet, zum anderen ein Bobbin – Werkzeug. In diesem Fall ist es durch den Einsatz eines SRPT möglich, die axiale Prozesskraft um etwa 80 % zu verringern. Dabei muss aber erwähnt werden, dass die Prozessoptimierung bei der Anwendung eines SRPT schwieriger ist als bei einem einseitigen Werkzeug, insbesondere am Prozessbeginn. Als weitere Vorteile des SRPT sind die gleichmäßige Wärmeeinbringung, sowie die mit dem einseitigen Werkzeug vergleichbare Festigkeit der Schweißverbindung zu nennen. (vgl. [32])

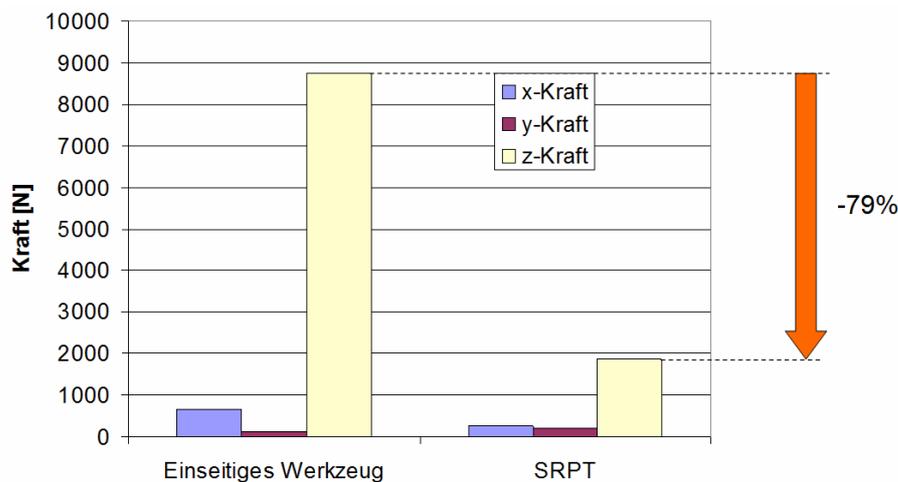


Abb. 42: Schweißparameterdarstellung einer Linearschweißung mit einseitigem Werkzeug (links) und mit Bobbin – Werkzeug (rechts) [32]

3.2.4 Ausgangssituation und Zielsetzung

Da der Fertigungsprozess des Rührreißschweißens eine relativ junge Technologie verkörpert, wird im Bereich der Forschung mit Eifer daran gearbeitet industriell einsetzbare Fertigungsverfahren zu entwickeln. Dadurch entstehen laufend neue Variationen dieses Schweißverfahrens, wodurch es nur durch ein anpassungsfähiges System möglich ist, sich auf diese Neuerungen einzustellen. Durch die Nutzung eines Industrieroboters und der Gestaltung einer geeigneten

Vorrichtung für die Ausführung von Schweißprozessen, ergibt sich eine hohe Flexibilität im Bereich der Forschungsaktivitäten am Institut, da es durch die Erweiterung um die dritte Dimension möglich ist komplexe Schweißungen und neue Rührreißschweißvarianten umzusetzen.

Ein besonders interessanter Aspekt ergibt sich aus der stetig wachsenden praktischen Anwendung des Rührreißschweißens in Verbindung mit Industrierobotern im Bereich der Automobilindustrie. Diese Kombination sollte im Vergleich zu anderen Verfahren, nicht nur zu einer Verringerung der Anschaffungskosten führen, sondern auch die Energiekosten des laufenden Betriebes signifikant verringern. Weiters ist mit diesem Verfahren eine Verbindung der unterschiedlichsten Materialien möglich, was eine Umsetzung des Leichtbaukonzeptes, wie es in der Praxis immer stärker gefordert wird, ermöglicht. Der prinzipielle Aufbau der Schweißapparatur wird in Abb. 43 dargestellt und besteht im Groben aus den Komponenten Industrieroboter mit dazugehöriger Steuerung, Schweißapparatur mit dem für den Prozess vorgesehenen Werkzeug und der für eine Umsetzung notwendigen Peripherie, wie etwa der Energiezuführung und Messtechnik.

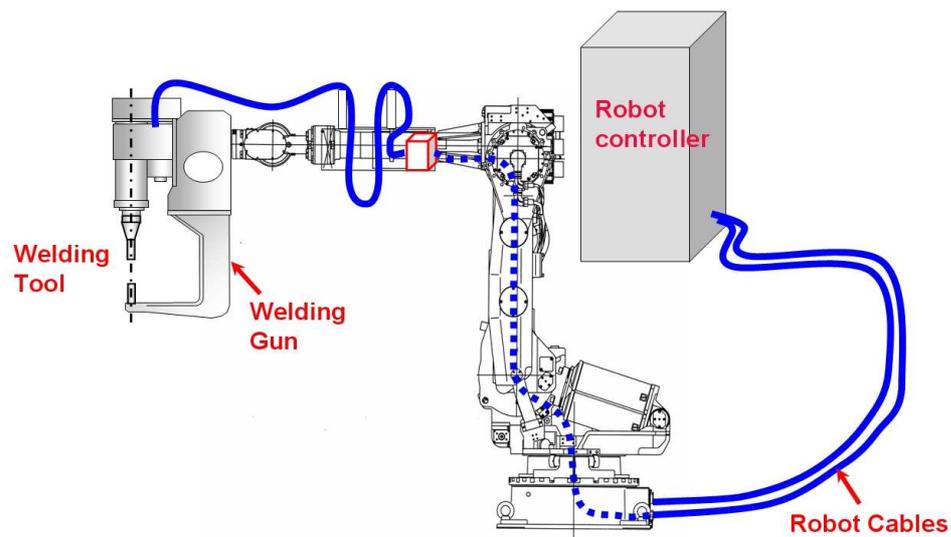


Abb. 43: FSSW Kopf Apparatur in Verbindung mit Industrieroboter [28]

Durch die Messdaten aus Abb. 39 bis Abb. 42 können nun die für eine Auslegung notwendigen Parameter gewonnen werden. Des Weiteren findet der Einfluss dieser Parameter auf die zu dimensionierende Schweißapparatur Erwähnung, wobei die aus den Messdaten gewonnenen Parameter auf die Anforderungen an die Schweißapparatur umgelegt werden.

Axialkraft	→	Belastung des Spindel-Lager-Systems bzw. der Hubvorrichtung und erforderliches Drehmoment des Hubantriebes
Radialkräfte	→	Belastung bzw. radiale Verlagerung des Spindel-Lager-Systems
Drehmoment	→	notwendiges Drehmoment des Spindelantriebes
Drehzahl	→	notwendige Drehzahl des Spindelantriebes bzw. erforderliches Übersetzungsverhältnis
Eindringtiefe	→	erforderlicher Positionierungsgenauigkeit der Hubvorrichtung

3.2.5 Funktionale (qualitative) Anforderung

Dieses System soll es ermöglichen den Prozess des Rührreißschweißens bzw. dessen Variationen in praktischer Form umzusetzen und die daraus gewonnenen Ergebnisse in die zukünftige Weiterentwicklungen einfließen zu lassen. Zur Erfüllung dieses Umstandes wird im Folgenden eine Reihe von Anforderungen aufgelistet.

- Den Schwerpunkt des Kopfes, so nahe als möglich in Richtung des Handgelenkes positionieren um eine Verbesserung der Dynamik des Gesamtsystems zu ermöglichen.
- Die Achse der Arbeitsspindel bzw. den TCP, wenn möglich in einer Flucht zur Rotationsachse des Handgelenkes legen, wodurch die Belastungen auf die Roboterachsen minimiert werden.
- Externe Achsen zur Steuerung der Servomotoren für Hub- und Spindelantrieb in die Robotersteuerung einbinden.
- Modulare Bauweise durch demontierbaren C - Rahmen um eine bestmögliche Variabilität der Schweißapparatur zu gewährleisten.
- Den Prozessablauf kraft- und weggesteuert ermöglichen.
- Die maximale Taktrate bei Punktschweißungen sollte im Bereich von 10 Prozessen/min liegen, damit der FSP in Konkurrenz treten kann.
- Einen automatischen, pneumatischen Werkzeugwechsel ermöglichen, wodurch die Variabilität des Gesamtsystems verbessert wird.
- Integration einer raumsparenden und gekühlten Antriebsspindel für einen einwandfreien Betrieb.

- Geschraubte Rahmenkonstruktion aus Aluminium um die Kosten und das Gewicht der Schweißapparatur so weit als möglich zu senken.
- Temperaturmessung der vorderen Spindellagerung um eine thermische Überbelastung des Spindel-Lager-Systems zu verhindern.
- Größtmögliche Bewegungsfreiheit des Handgelenkes im Arbeitsraum des Roboters schaffen, wobei die Anschlussleitungen in die Betrachtung mit einfließen sollten.
- Wenn möglich Standardkomponenten verwenden um die Kosten so niedrig als möglich zu halten.
- Fettgeschmierte Lagerung der Antriebsspindel, da eine räumliche Bewegung der Schweißapparatur ermöglicht werden soll.

3.2.6 Nicht funktionale (quantitative) Anforderungen

Die unterschiedlichen FSP Varianten und ihre Parameter aus Kap. 3.2.1 bis 3.2.3 sind in Tab. 7 dargestellt, wobei der Wert der maximalen Anforderung hervorgehoben wird. Die Vorgehensweise zur Ermittlung der resultierenden Prozesskraft, wird in Abb. 44 näher beschrieben. Die Spalte des Bobbin Stahl wurde durch Erfahrungswerte für die Vollständigkeit ergänzt, wobei zu beachten ist, dass die x- und y-Achse gegenüber anderen Varianten des FSP möglicherweise vertauscht sind und die z-Komponente der Kräfte bei schwimmender Lagerung des Werkzeuges ausgeschaltet werden kann.

	Einheit	FSW Alu- minium	FSW Stahl	FSSW Stahl	Bobbin Stahl
Spindeldrehzahl	U/min	1450	800	3300	2000
Drehmoment	Nm	23	30	44	40
Antriebsleistung	kW	3,5	2,5	15,2	8,5
F _x	kN	0,6	1	0,3	0,2
F _y	kN	0,3	0,4	0,3	0,2
F _z	kN	6	24	14	2
Resultierende Kraft	kN	6,05	25,2	14,01	2,1
Φ _x	°	80-90	85-90	88-90	75-90
Φ _y	°	4-6	85-90	88-90	45-90
Φ _z	°	8-10	17-18	1-3	90
Eindringgeschw.	mm/s	1,5	1	5	0
Eindringtiefe	mm	6	4	5	0

Tab. 7: Anforderungsprofile der einzelnen Varianten des Rührreißschweißens

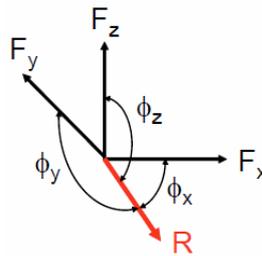


Abb. 44: Resultierende Prozesskraft [22]

$$|R| = R = (F_x^2 + F_y^2 + F_z^2)^{\frac{1}{2}} \quad (7)$$

$$\Phi_i = \cos^{-1}\left(\frac{F_i}{R}\right) \quad (8)$$

Das maximal zulässige Gesamtgewicht des Roboterkopfes ist durch den eingesetzten Industrieroboter begrenzt und liegt bei 200 kg.

Zusammenfassung des Anforderungsprofils

In Tab. 8 werden die angenommenen Einsatzzeiten der verschiedenen FSP Varianten, im Rahmen eines Lastkollektives aufgelistet. Im Anschluss daran werden die einzelnen Anforderungsprofile der einzelnen FSP aus Tab. 7 für die geplante Schweißapparatur zusammengefasst und unterteilt. Ergänzt wird diese Auflistung durch entsprechende funktionale Anforderungen aus Kapitel 3.2.5

	Einheit	FSSW Stahl	FSW Aluminium	Bobbin Stahl	FSW Stahl
Axialkraft	[kN]	15	4	2	20
Radialkraft	[kN]	0,5	0,5	0,5	1
Spindeldrehzahl	[min ⁻¹]	4000	1500	2000	1000
Zeitanteil	[%]	40	30	20	10

Tab. 8: Lastkollektiv

- **Gesamtsystem**
 - Max. Gewicht 200 kg
 - Gesamtlänge (ohne C-Rahmen) 500 mm

- **Hubantrieb**
 - Verfahrweg des C-Rahmens 100 mm

Positioniergenauigkeit	±10 µm
Wiederholungsgenauigkeit	±10 µm / 100 mm
Lebensdauer	30000 h
Maximale Eilgangsgeschwindigkeit	30 mm/s
Maximale Arbeitsgeschwindigkeit	10 mm/s

- **Spindel-Lager-System**

Maximale Drehzahl des Werkzeuges	4000 U/min
Maximal zu übertragendes Drehmoment	50 Nm
Maximal zu übertragende Antriebsleistung	21 kW
Maximale axiale Kraft	20 kN
Maximale radiale Kraft	1 kN
Max. zu erreichende Lagertemperatur	150 °C
Rundlaufgenauigkeit der Werkzeuges	20 µm

4 Schweißapparat

4.1 Einleitung

In diesem Kapitel werden sowohl die Auslegungsgrundlagen und der Konstruktionsablauf dargelegt, als auch die wichtigsten Prinzipien die hinter der Konstruktion stehen, um so ein Verständnis dafür zu bekommen auf welche Art und Weise die auftretenden Problemstellungen gelöst wurden. Um den Überblick nicht zu verlieren wird die Gesamtkonstruktion in einzelne, gemäß ihrer Funktion unterteilte Bereiche gegliedert, um diese im Anschluss daran wieder zusammen zu führen. In Abb. 45 ist eine vollständige Darstellung der Schweißapparat zu sehen, um im weiteren Verlauf erklärend auf die wichtigsten Teilbereiche der Konstruktion verweisen zu können.

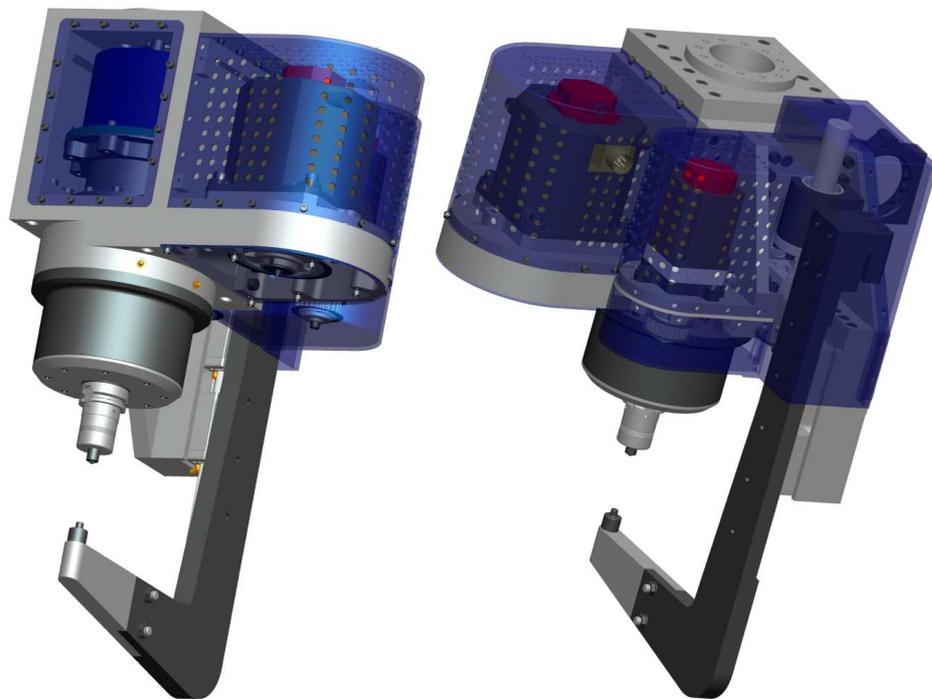


Abb. 45: Gesamtansicht der Schweißapparat; Fronansicht (links) und Rückansicht (rechts)

Die drei Hauptbereiche der Apparatur unterteilen sich in Rahmenkonstruktion, Spindelsystem bzw. Hubantrieb mit C - Rahmen und werden im weiteren Verlauf näher erörtert. Die Rahmenkonstruktion bildet das tragende Gerüst dieser Schweißapparat, die als geschraubte Konstruktion umgesetzt wurde. Dabei

wird zwischen Hauptrahmen, der zur Aufnahme des Spindel­systems bzw. der Anflans­chung an den Roboter dient und dem Hilfsrahmen zur Aufnahme des Hubantriebes unterschieden. Der Hilfsrahmen ist demontierbar am Hauptrahmen befestigt und gewährleistet dadurch einen flexiblen Einsatz der Schweiß­apparat, die sich an die Anforderungen des umzusetzenden Schweiß­verfahrens anpasst. Den zweiten Bereich bildet das Spindel­system, welches zur Aufnahme und zum Antrieb des Werkzeuges dient und das durch das automatische Werkzeug­wechselsystem komplettiert wird. Als letzter Bereich ist der Hubantrieb mit C-Rahmen zu nennen, der zwei Aufgaben hat. Zum einen dient er als Werkzeugaufnahme, die bei dem FSSW Verfahren erforderlich ist und zum anderen ermöglicht er die Ausführung der Zustellbewegung bei einer gesteuerten Prozessführung. Zur Erbringung der konstruktiven Aufgabe kam das 3D-CAD Softwaretool Pro Engineer Wildfire 3 des Herstellers Parametric Technology Corporation oder kurz PTC zum Einsatz. Diese Software ist vollständig parametrisch und bidirektional assoziativ.

4.2 Rahmenkonstruktion

Die Ausführung der Rahmenkonstruktion wurde durch eine Reihe von Randbedingungen und deren Umsetzung hinsichtlich der konstruktiven Gesichtspunkte begleitet. Da zu Beginn dieser Arbeit die Fertigung durch die beteiligte Firma HMS erfolgen sollte, wurde die vorgesehene Konstruktion dem Umfeld der Fertigungsmöglichkeiten angepasst. Dadurch ergibt sich ausschließlich die Ausführung einer geschraubten Rahmenkonstruktion, wie sie in Abb. 46 ersichtlich ist, da diese aus Kostengesichtspunkten bzw. durch den zur Fertigung vorhandenen Maschinenpark realisierbar sein soll.

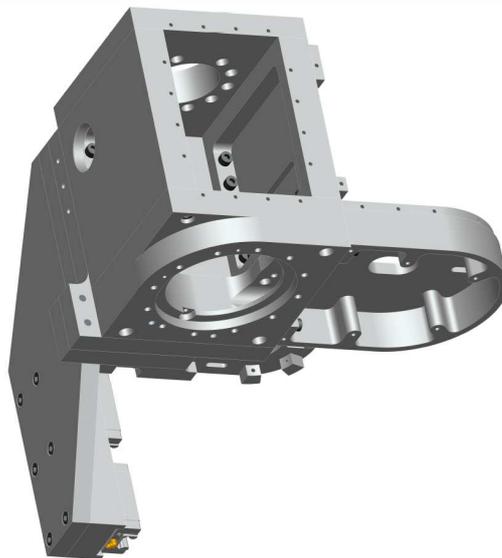


Abb. 46: Rahmenkonstruktion der FSSW Apparatur

Eine weitere Randbedingung, die es zu erfüllen galt, war die einer modularen Bauweise. Da aus pragmatischen Gründen andere Schweißprozesse, wie die des Rührreißschweißens mit oder ohne Bobbin-Werkzeug durchführbar sind, wird bei diesen Verfahren der C-Rahmen demontiert, da ein Vorschubantrieb in Richtung der z-Achse nicht benötigt wird.

4.2.1 Konstruktive Gesichtspunkte

Hier eine Auflistung der zu erfüllenden Randbedingungen, welche bereits zum Teil beschrieben wurden und die maßgeblich bei einer konstruktiven Umsetzung der Schweißapparatur sind:

- Modulare Bauweise
- C - Gestell
- Materialwahl
- Steife Konstruktion
- Kostengünstige Fertigung

Im Folgenden werden die zur Erfüllung dieser Randbedingungen einfließenden, konstruktiven Randbedingungen aufgezählt und näher beschrieben, sowie die Umsetzung dieser veranschaulicht.

4.2.1.1 Kostengünstige Fertigung

Wie schon erwähnt kam bei der konstruktiven Ausführung des Rahmens nur eine geschraubte Plattenkonstruktion in Frage, da eine Fertigung der Bauteile zu Beginn dieser Arbeit bei der Firma HMS geplant war um die dabei gewonnene Wertschöpfung nicht auszulagern. Aus dieser Vorgabe resultieren diverse, konstruktive Einschränkungen, um eine Fertigung der Bauteile mit dem vorhandenen Maschinenpark zu ermöglichen. Als Beispiel einer solchen konstruktiven Einschränkung wird die Grundplatte des Spindelantriebsrahmens herangezogen, bei der an die vorgegebenen Grenzen der Rahmenbedingungen gegangen werden musste, um eine ausreichende Steifigkeit zu gewährleisten. Die Vorgabe der Firma HMS, war in diesem Fall eine maximale Plattendicke von 70 mm um eine Fertigung zu ermöglichen. Weitere Einschränkungen werden an entsprechender Stelle erwähnt.

4.2.1.2 Materialwahl

Bei der Auswahl des Gestellwerkstoffes sind folgende Werkstoffeigenschaften aus Tab. 9 von Bedeutung, da sie maßgebliche Bauteileigenschaften bestimmen. Des weiteren gibt die folgende Auflistung den Einfluss dieser Werkstoffeigenschaften auf die Konstruktion des Rahmens an (vgl. [25]):

- Festigkeit → Sicherheit gegen plastische Verformung und Bruch

- Spezifisches Gewicht → Massenverteilung, statisches und dynamisches Verhalten, Beschleunigungsverhalten
- Elastizitätsmodul, Gleitmodul → statisches und dynamisches Verhalten
- Materialdämpfung → dynamisches Verhalten
- Abbau von Eigenspannungen, Kriechen, Relaxation → Langzeitgeometriekonstanz

(vgl. [25])

Werkstoff	E-Modul [10 ³ N/mm ²]	Dichte ρ [kg/dm ³]	Wärmeausdehnungskoeffizient α [10 ⁻⁶ K ⁻¹]	spezifische Wärmekapazität C [J/gK]	Wärmeleitfähigkeit λ [W/(Km)]	Festigkeit σ [N/mm ²]	Werkstoffdämpfung	rel. Materialkosten (verarbeitet)
Stahl	210	7,85	11,1	0,45	14 ... 58	400 ... 1300	0,0023	1
GG	80 ... 140	7,1 ... 7,25	9	0,46	45 ... 50	150 ... 400	0,0045	0,8
GGG	160 ... 185	7,1 ... 7,3	9,5	0,63	31 ... 36	400 ... 800		0,9
Al	67 ... 76	2,6 ... 2,8	21 ... 24	0,88 ... 0,92	117 ... 211	90 ... 530		2,5 ... 4,0
RHB	40	2,3	10 ... 20	0,90 ... 1,10	1,5	10 ... 15	0,02	0,9 ... 2,0
CFK	48 ... 360	1,5 ... 1,8	-1 ... 0	1,00	1 ... 50	400 ... 2000		30,0 ... 50,0

GG Gusseisen mit Lamellengraphit, GGG Gusseisen mit Kugelgraphit, Al Aluminiumlegierungen, RHB Reaktionsharzbeton, CFK Kohlenstoffaserverstärkter Kunststoff

Tab. 9: Physikalische Eigenschaften [25]

Um ein möglichst geringes Gewicht zu erreichen wurde unter Verwendung des Cambridge Engineering Selector EduPack 2009 den Werkstoff ausgewählt. Da das Verhältnis von Festigkeit zu spezifischem Gewicht bei Aluminium besser ist als bei Stahl, wurde dieser Werkstoff gewählt um eine gesicherte Umsetzung des maximalen Gesamtgewichtes zu erfüllen.

Als Beispiel für die Vorgehensweise, bei der Wahl des Werkstoffes im CES, wird das Diagramm in Abb. 47 dargestellt. Dabei ist die Bruchdehnung, welche das Werkstoffverhalten (spröde oder duktil) bestimmt auf der Abszissenachse aufgetragen. Die Bruchdehnung in Kombination mit den Beanspruchungsbedingungen, die im Betrieb auf ein Bauteil einwirken, kann Rückschluss auf das Bruchverhalten des Werkstoffes geben. Dem gegenüber ist die Fließgrenze, welche den linearelastischen Bereich des Materials abgrenzt, auf der Ordinate dargestellt. Diese beiden Materialkennwerte veranschaulichen einen Auswahlschritt, der im CES getroffen wurde. Des Weiteren flossen bei der Materialwahl neben mechanischen Eigenschaften auch fertigungstechnische Aspekte, wie etwa die Eignung für eine spanende Bearbeitung oder auch die Möglichkeit einer Oberflächenbehandlung, in die Betrachtung mit ein. Aus der zuvor erwähnten Abbildung ist ebenfalls ersichtlich, dass bei den einzelnen Materialkennwerten nur Bereiche angegeben sind, welche keine genaue Quan-

tifizierung zulassen. Darum müssen nach einer Vorauswahl mit dem CES, die genauen Materialkennwerte bei den dementsprechenden Produzenten in Erfahrung gebracht werden, um die endgültige Eignung eines gewissen Werkstoffes abzusichern. Eine Materialeigenschaft, welche nicht im CES explizit berücksichtigt wird, ist etwa die Abhängigkeit der Festigkeit von der Plattendicke. Abschließend wurde die Aluminiumknetlegierung EN AW 7010 – T651 für einen Einsatz als Gestellwerkstoff gewählt.

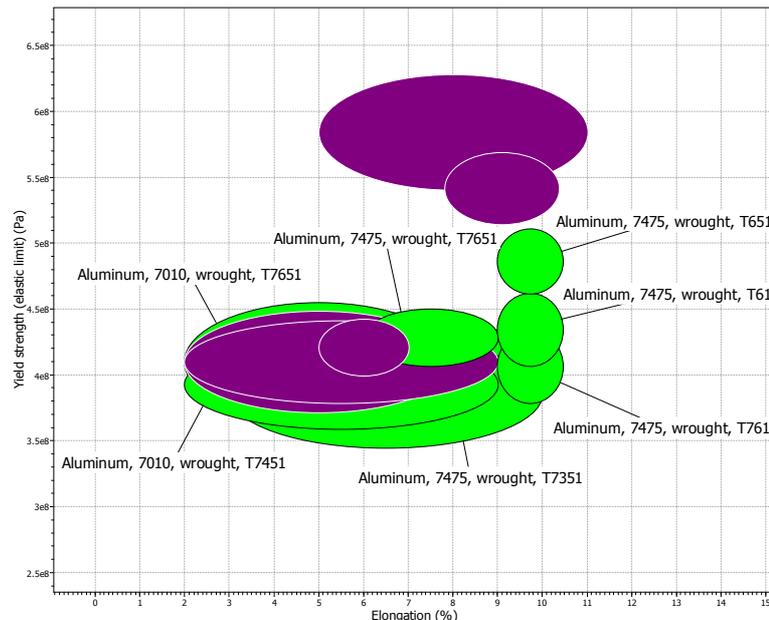


Abb. 47: Materialwahl mittels CES

Entwickelt wurde diese Aluminium-Knetlegierung ursprünglich für den Druckgussformenbau. Diese Legierung eignet sich aber, aufgrund seiner mechanischen Eigenschaften, ebenfalls für einen Einsatz als Gestellwerkstoff im allgemeinen Maschinenbau. Des Weiteren ist er durch die Eigenschaft der guten mechanischen Zerspanbarkeit für eine kostengünstige Fertigung geeignet. Die hohe Festigkeit dieser Legierung resultiert aus einer Ausscheidungshärtung, bei der die intermetallische Phase $MgZn_2$ feindispers ausgeschieden wird. Weiters werden durch kontrolliertes Dehnen, die auftretenden Spannungen verringert. Nach der Aushärtung erfolgt eine künstliche Alterung, wobei das Aluminium nach dem Dehnen nicht mehr gerichtet wird.

Eigenschaften und Zusammensetzung der Aluminiumlegierung EN AW 7010 – T651, sowie deren chemische Zusammensetzung (s. Tab. 10):

Sehr hohe Festigkeit	$R_m = 575 - 565 \text{ N/mm}^2$
Elastizitätsmodul	$E = 71\,500 \text{ N/mm}^2$
Geringes spezifisches Gewicht	$\rho = 2.82 \text{ kg/dm}^3$
Korrosionsbeständigkeit	sehr gut
Zerspanbarkeit	sehr gut
Schweisbarkeit	bedingt geeignet
<i>(Reparaturschweißungen möglich)</i>	
anodische Oxidation	geeignet
Hartanodisierung	geeignet

Al	Cu	Fe	Mg	Mn	Si	Zn	Zr
88-90	1,5-2	0,15	2,1-2,6	0,1	0,12	5,7-6,7	0,1-0,16

Tab. 10: Chemische Zusammensetzung EN AW 7010 (maximaler Anteil bzw. Bereich in Gewichts%)

4.2.1.3 Konstruktionsaspekte

Fügeverbindung mittels Schrauben

„Gestellbauteile werden miteinander oder mit dem Fundament durch kraft- und formschlüssige Fügeverbindungen gekoppelt.“ [25] Die entstehenden Fugen beeinflussen die Gesamtsteifigkeit der Gestelle, da sie in der Regel im Kraftfluss liegen.“ [26]

„Vor allem bei den von der Kraftangriffsstelle weiter entfernt liegenden Fügestellen ist eine hohe Steifigkeit der Fügeverbindungen erforderlich, da sie auf Grund der ungünstigen Hebelverhältnisse starke Auswirkungen haben. Die Fügestellen zwischen den einzelnen Gestellbauteilen werden häufig als ebene Mehrschraubenverbindungen ausgeführt, deren Steifigkeit durch die folgenden Parameter beeinflusst werden:

- Schraubenanordnung und -anzahl,
- Steifigkeit der einzelnen Schraubenverbindungen sowie
- Flanschgestaltung“ [25]

Anzahl und Anordnung der Schrauben im Flansch

„Bei einer Mehrschraubenflanschverbindung sollte eine möglichst homogene Druckvorspannung über die gesamte Fügefläche durch die Schrauben erzeugt werden. Hierbei spielen der Schraubenabstand und die Flanschdicke eine ent-

scheidende Rolle. Umfangreiche Untersuchungen der Schraubenverbindungen haben gezeigt, dass nur ein unmittelbar um die Schraube liegender Bereich des Flansches aktiv an der Kraftübertragung beteiligt ist. Diese Kontaktfläche um die Schraube herum nimmt mit der Flanschdicke durch die Auswirkung des Druckkegels zu. Für eine günstige Auslegung der Mehrschraubenverbindung, d.h. für eine Maximierung der Kontaktsteifigkeit der Füge Stellen, sollten sich die aktiven Kontaktzonen möglichst überdecken. Das bedeutet, dass

$$x_s = r_{sk} + r_k \quad (9)$$

betragen sollte (Abb. 48). Durch die geometrische Beziehung

$$\tan \beta_k = \frac{r_k - r_{sk}}{d_{fl}} \quad (10)$$

ergibt sich für den optimalen Schraubenabstand x_s

$$x_s = d_{fl} \cdot \tan \beta_k + 2 \cdot r_{sk} \quad (11)$$

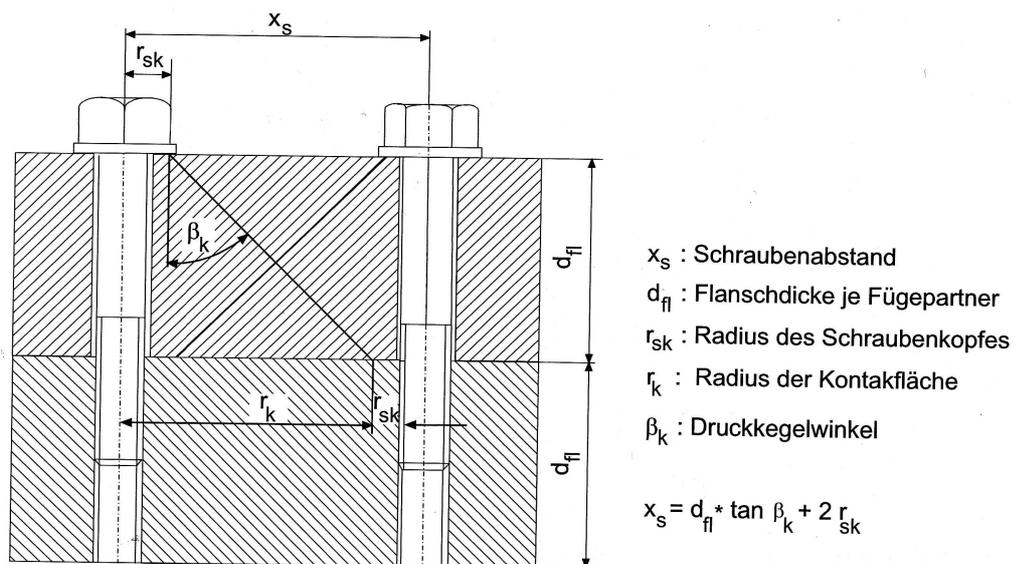


Abb. 48: Definition und Auslegung von Flanschverbindungen [25]

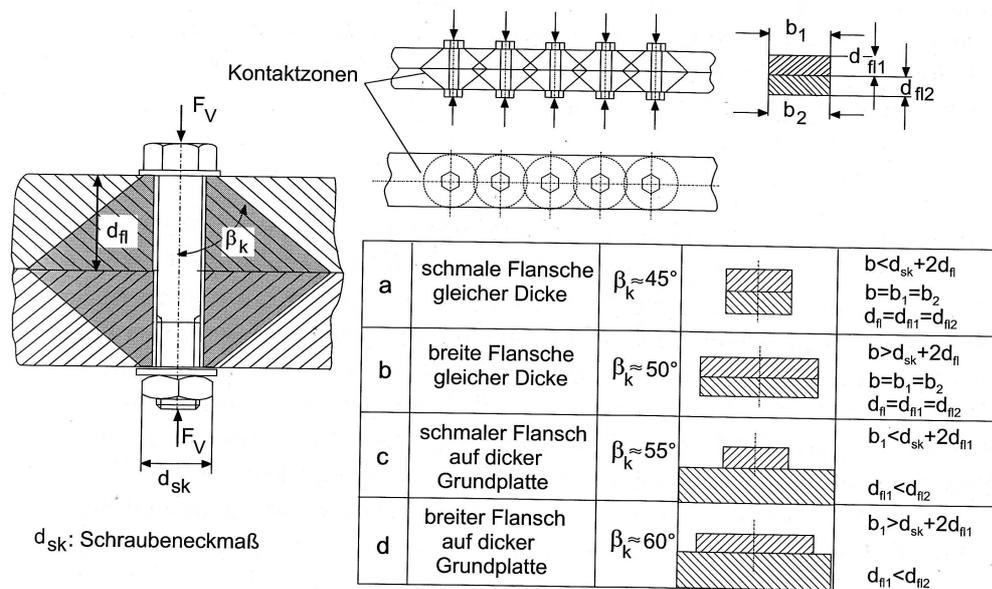


Abb. 49: Definition Richtwerte für den Zusammenhang zwischen Flanschgeometrie und radialer Ausdehnung der Kontaktzone [25]

In Abb. 49 sind Richtwerte für den Druckkegel β_k für zentrisch verschraubte Platten unterschiedlicher Geometrien wiedergegeben. Daraus geht hervor, dass die Größe, die sich in der Fuge ausbildenden Kontaktzone mit der Gestaltsteifigkeit der verspannten Platten der Flansche zunimmt. Abb. 50 zeigt, wie bei konstant gehaltenen Belastungen, konstanter Flanschdicke und gleicher Schraubenquerschnittsfläche mit wachsender Schraubenzahl die Flanschverformung auf Grund der besseren Überdeckung der Kontaktzonen abnimmt.“ [25]

„Weiters führt diese anzustrebende Gestaltung der Mehrschraubenflanschverbindungen zu geringeren Schraubenzusatzkräften und zur Vermeidung von Reibkorrosion.“ [27]

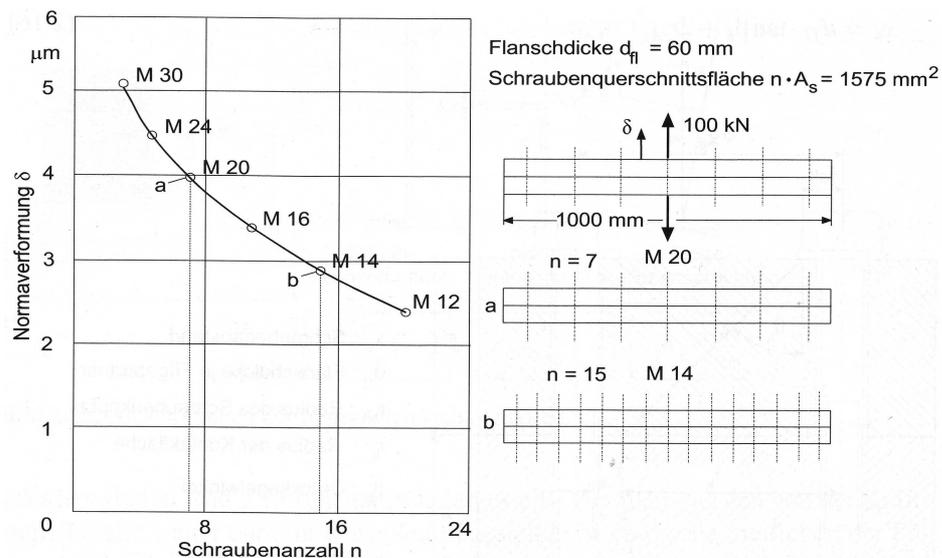


Abb. 50: Normalverformung von Schraubenverbindungen [25]

Steifigkeit einzelner Schraubenverbindungen

Unter der Voraussetzung, dass die Betriebskraft kleiner ist als die Vorspannkraft der Schraubenverbindung, kann das Ersatzmodell aus Abb. 51 angewandt werden, das aus zwei parallel geschalteten Federn und einem Dämpfer besteht. Die Kontaktsteifigkeit einer solchen Verbindung hängt hauptsächlich von der Oberflächenbeschaffenheit der zu fügenden Flächen und der vorherrschenden Flächenpressungen im Fugenspalt ab. (vgl. [25])

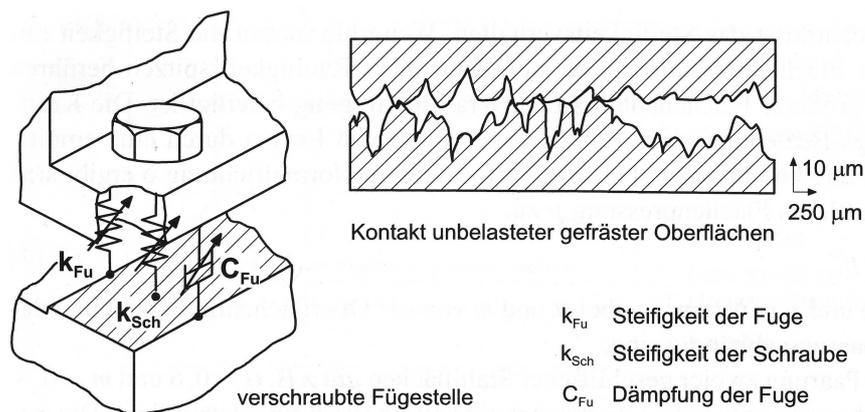


Abb. 51: Beschreibung einer verschraubten Fügestelle durch ein Feder-Dämpfer-Element [25]

Mit steigender Flächenpressung wird sich der Anteil der berührenden Rauigkeitsspitzen vergrößern, eine vollkommene Berührung wird sich aber auch bei sehr großen Flächenpressungen niemals einstellen. Dieser Sachverhalt wurde in umfangreichen Untersuchungen ermittelt und wird in Abb. 52 ersichtlich. (vgl. [25])

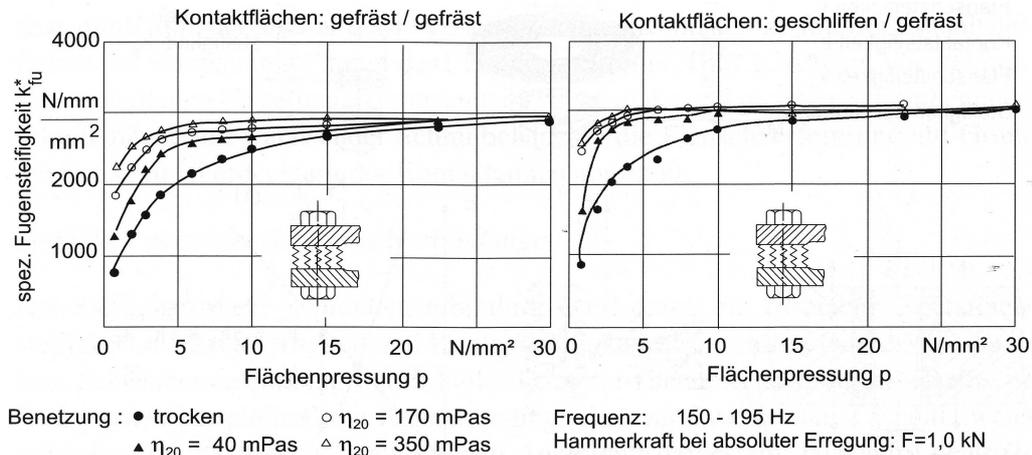


Abb. 52: Einfluss der Benetzung auf die spezifische Fugensteifigkeit [25]

Aus diesen Messungen zur Ermittlung der statischen und dynamischen Kennwerte ist ersichtlich, dass mit steigender Flächenpressung die spezifische Fugensteifigkeit degressiv ansteigt, wobei ab einem Wert von 15 N/mm² keine signifikante Steigerung mehr erkennbar ist. Es wird ein spezifischer Wert der Fugensteifigkeit zur Veranschaulichung gewählt, um die Ergebnisse der Untersuchungen auf eine beliebige Fuge übertragen zu können. (vgl. [25])

Flanschgestaltung

„Der Kraftfluss innerhalb eines Flansches konzentriert sich auf diejenigen Stellen, an denen die gefügten Bauteile durch die Schrauben aufeinander gepresst sind. Die Umlenkung und Konzentration des Kraftflusses auf die Kontaktzonen im Bereich der Schrauben führt zu einer Biegebeanspruchung des Flansches und damit zu einer großen örtlichen Verformung.“ [25]

Daher ist bei der konstruktiven Gestaltung von Schraubenverbindungen von Flanschen darauf zu achten, dass eine seitliche Aufklaffung der Fuge bei Zugbeanspruchung der Verbindung minimiert wird. Dies kann, wie in Abb. 53 ersichtlich, durch eine möglichst nahe Anordnung der Schrauben an der Flanschwand, sowohl durch Rippen an der Flanschwand, als auch durch eine stärkere Flanschdicke erreicht werden. (vgl. [25])

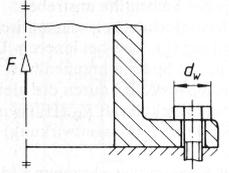
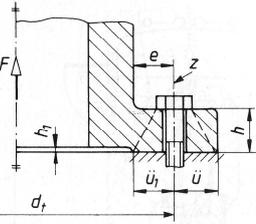
ungünstig	günstig	Hinweise
	 <p data-bbox="647 808 810 945"> Richtwerte: $h \approx e$ $\ddot{u} \geq h, \ddot{u}_i \approx 0,5 (d_w + h)$ $h_i \leq 0,1 h$ $z = \frac{d_f \cdot \pi}{d_w + h}$ </p>	<p data-bbox="999 539 1334 600">Bei rotationssymmetrischen Mehrschraubenverbindungen geringe Schraubenzusatzkräfte durch</p> <ul data-bbox="999 607 1289 797" style="list-style-type: none"> - möglichst dicke Flanschblätter ($h = e$) - minimale Exzentrizität e, evtl. Zylinderschrauben wählen - großen Blattabstand \ddot{u} ($\ddot{u} \geq h$) - große Anschlußsteifigkeit, ideal ist der volle Anschlußquerschnitt - große Schraubenzahl z - hohe Vorspannkräfte.

Abb. 53: Gestaltungsbeispiel für Schraubenverbindungen [27]

Anwendung bei der konstruktiven Gestaltung

Bei der Gestaltung der Rahmenkonstruktion wurde so weit als möglich, auf diese oben genannten Einflussfaktoren Rücksicht genommen. An den Stellen, bei denen der Nutzen den fertigungstechnischen Aufwand übersteigt, mussten gewisse Einschränkungen vorgenommen werden. Ein weiterer und wichtiger Gesichtspunkt besteht in der Vermeidung von Belastungen der Schrauben durch eine Biege- und/oder Scherbeanspruchung, welche die Funktion beeinträchtigen könnten. Dies wird, wie in Abb. 54 ersichtlich, durch Verwendung von formschlüssigen Verbindungselementen in Form von Zylinderstiften verhindert. Ein weiterer Grund für die Verwendung dieser Elemente, liegt in der dadurch möglich werdenden genauen Positionierung der Rahmenteile zueinander.

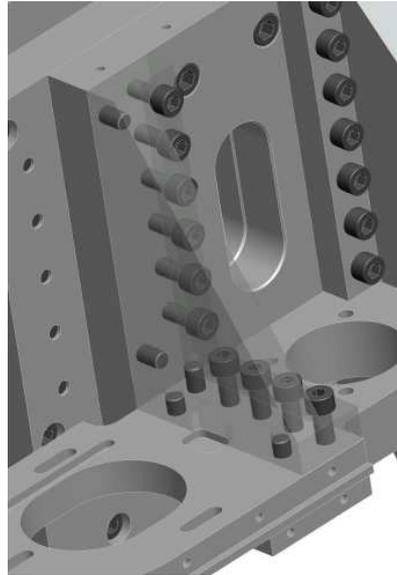


Abb. 54: Gestaltung der Schraubenverbindung für die Rahmenkonstruktion

Maßnahmen zur Vermeidung von Kontaktkorrosion

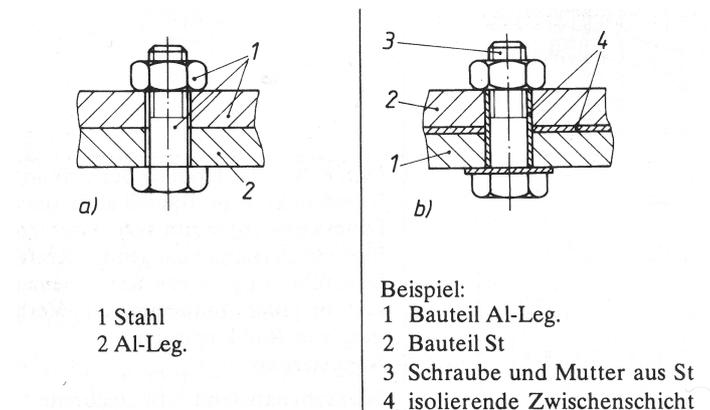


Abb. 55: Gestaltungsbeispiel der Potentialtrennung von Schraubenverbindungen [27]

„Bei metallischen Bauteilen mit unterschiedlichem, elektrischen Potential besteht bei einwirkender Feuchtigkeit (Elektrolyt) die Gefahr der Kontaktkorrosion (a). Sie kann durch isolierende Zwischenschichten (z.B. Kunststoffteile, Isolierpaste, Beschichtungen) verhindert werden (b).“ [27] Dieser Sachverhalt wird in Abb. 55 ersichtlich.

4.2.2 C-Gestell

Erforderlich ist diese Bauweise um auftretende Prozesskräfte aufzunehmen und den Industrieroboter zu entlasten, was zu einer Reduktion der erforderlichen Traglast des Roboters bei gleichzeitiger Umsetzung von großen axialen Kräften auf das Werkzeug beiträgt. Bei dieser Anwendung wird das C-Gestell in modularer Bauweise umgesetzt, das bedeutet dieses ist demontierbar und kann für eine Umsetzung bei FSP, wie etwa dem FSW mit oder ohne Bobbin Werkzeug abgenommen werden. Des Weiteren kann die an den C-Rahmen angeschraubte Werkstückauflage für eine Anpassung an die Anforderungen des Schweißprozesses ausgewechselt werden.

„Die C-Gestelle haben den Nachteil, dass sie sich durch die Umformkraft aufbiegen, wobei Fluchtungsfehler in den Werkzeughälften auftreten können, was zu erhöhtem Werkzeugverschleiß führt. Dafür ist jedoch die Zugänglichkeit zum Arbeitsraum von drei Seiten gewährleistet.“ [25]

4.3 Spindelsystem

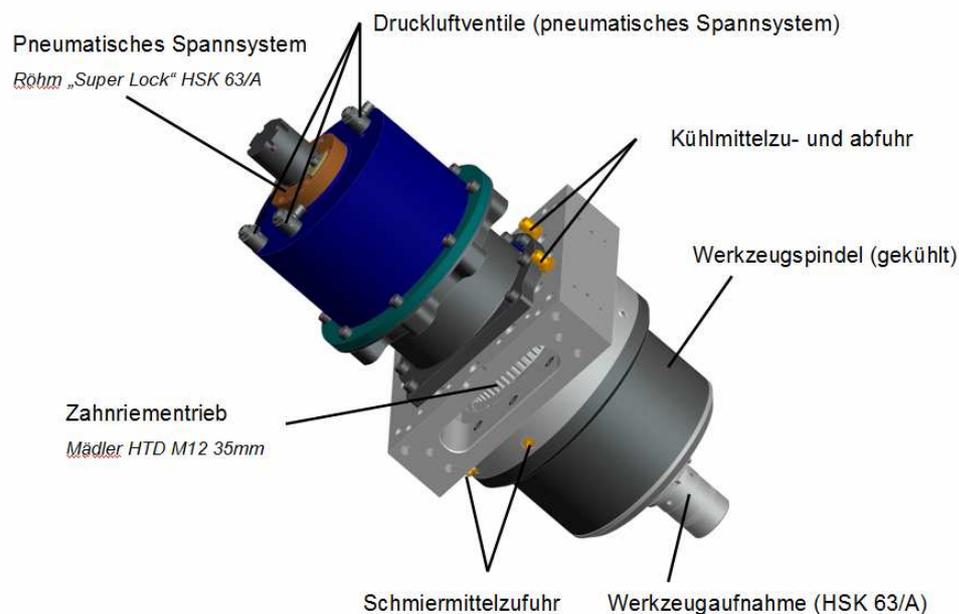


Abb. 56: Gesamtdarstellung der Spindel mit Rahmenanbindung

Das in Abb. 56 dargestellte Gesamtsystem bestehend aus Antriebsspindel, Lagerung, Werkzeugaufnahme und Gehäuse, hat die Aufgabe das Werkzeug mit ausreichender, kinematischer Genauigkeit zu führen, anzutreiben sowie die auftretenden Prozesskräfte bei geringen statischen, dynamischen und thermischen Verlagerungen aufzunehmen. Um dies zu ermöglichen gibt es eine Vielzahl an Möglichkeiten, wobei bei dieser Ausführung eine Lagerung mittels Wälzkörpern gewählt wurde, da sie einige Vorteile vereinen. Diese Vorteile

liegen zum einen in einer möglichen, schnellen konstruktive Umsetzung, sowie einer relativ einfach durchzuführenden Berechnung als auch in der Möglichkeit, geeignete Lagerungen aus Katalogen zu wählen. Als ersten Schritt bei der nachfolgenden Beschreibung der technischen Umsetzung wird auf die Wahl des geeigneten Spindellagersystems näher eingegangen. (vgl. [25])

4.3.1 Wälzlagerung

Eine Wälzlagerung wurde aufgrund des günstigen Preises, des geringen Aufwandes für Schmierung und das Schmiersystem und der geeigneten hohen Steifigkeit ausgewählt.

Vorteile [25]

- Austauschbarkeit auf Grund genormter Abmessungen und Eigenschaften
- Hoher Standardisierungsgrad
- Auslegungsmöglichkeiten mit Hilfe von Katalogen
- Geringe Baubreite
- Hohe Tragfähigkeit beginnend bei der Drehzahl $n=0$, da für die Tragfähigkeit nicht wie beim Gleitlager erst ein Schmierfilmaufbau ($n>0$) erforderlich ist
- Belastung und Drehzahl darf im Betrieb stark schwanken
- Radiallager können je nach Bauart gleichzeitig axiale Kräfte aufnehmen
- Durch Abwälzbewegung nur geringe Reibung ($\mu=0,0015$) bei kleinen Drehzahlen
- Geringe Leistungsverluste, niedrige Lagertemperaturen bei Fett- und Minimalmengenschmierung
- Große Wartungsintervalle bei richtiger Auslegung
- Steigerung der Führungsgenauigkeit und Steifigkeit durch Vorspannung

Nachteile [25]

- Schmier- und Kühlprobleme bei hohen Drehzahlen
- Abnahme der Tragfähigkeit bei hohen Drehzahlen
- Großer radialer Raumbedarf
- Hohes Gewicht
- Hohe Kosten bei genauen Sonderlagern (im Vergleich zu anderen Lagerarten allerdings immer noch geringe Kosten)
- Begrenzte Gebrauchsdauer (Pittingausbrüche) bei Belastung
- Bei Axial-, Schräg- und Kegelrollenlagern sind die Kreiselwirkung und der Fliehkrafteinfluss zu berücksichtigen
- Schwingungsanregung und Geräuschanregung

4.3.2 Gestaltung der Festlagerung

4.3.2.1 Anforderungsprofil, Konstruktionsprinzipien und Auslegungskriterien
 „Die Wahl eines geeigneten Spindellagersystems wird durch eine Vielzahl von Kriterien beeinflusst, wobei die Hauptkriterien mit dem Drehzahlkennwert, der Steifigkeit und der Platzbeanspruchung hier in die nähere Betrachtung einfließen.“ [25]

In Abb. 57 sind einige der hauptsächlich verwendeten Spindellagersysteme dargestellt, wobei diese Systeme im weiteren Verlauf aufgrund des Drehzahlkennwertes und der zu erwartenden Steifigkeit dieser Systeme verglichen werden.

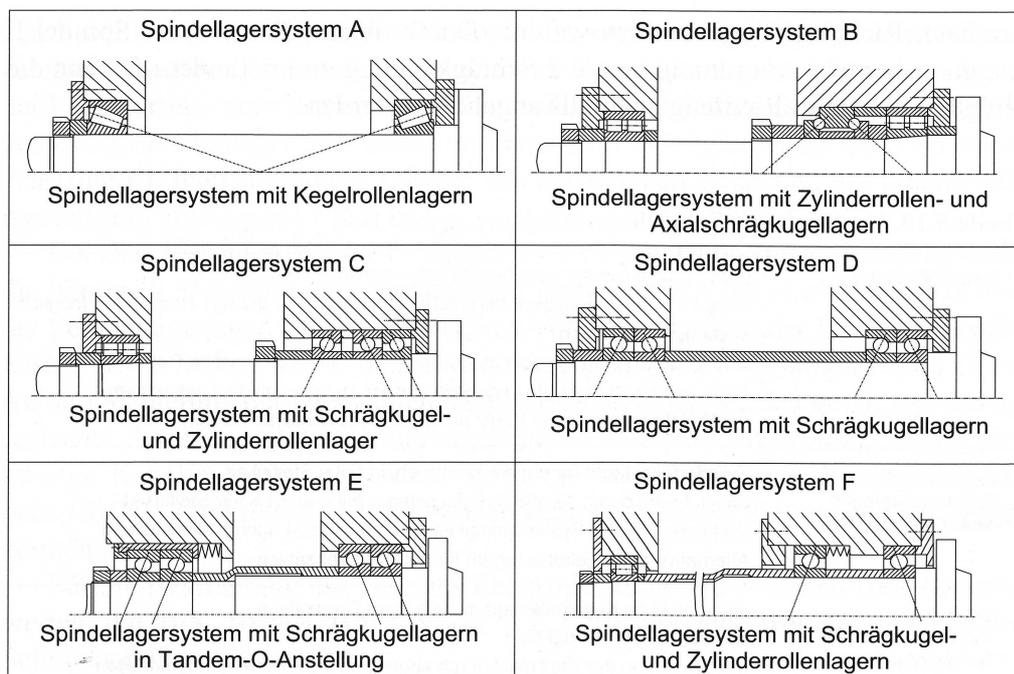


Abb. 57: Wichtige Merkmale gebräuchlicher Spindelkonstruktionen [25]

Unter Berücksichtigung der Rahmenbedingungen wurde das Spindellagersystem C aufgrund der folgenden, aufgelisteten Merkmale gewählt:

- Geeignet für den Drehzahlbereich bis 4000 U/min
- Ausreichende radiale Steifigkeit unter Einhaltung der axialen Baulänge
- Verbesserung der Steifigkeit durch abgestimmtes Hintereinanderschalten mehrerer Lager
- Geringes Reibmoment

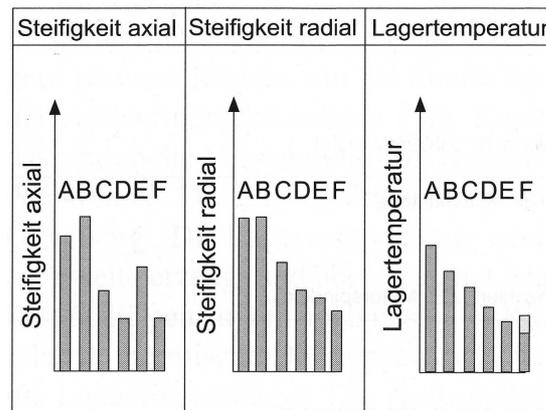


Abb. 58: Steifigkeiten und Lagertemperaturen (Fettschmierung) [25] (in Anlehnung an Abb. 57)

4.3.2.2 Veränderung der Kinematik eines Spindellagers

Um die Funktionsfähigkeit des Spindellagersystems zu gewährleisten, ist es notwendig die Kinematik eines Schrägkugellagers und deren Änderung im Betrieb zu kennen. Diese wird hauptsächlich durch die auftretende Last, Temperatur und Drehzahl beeinflusst, aber auch vom Einbaufall, der gewählten Passung und der Lageranordnung. (vgl. [25])

Vorspannung des Lagersystems

Insbesondere Veränderungen der radialen Lagerluft haben einen großen Einfluss auf die Druckwinkel, Kräfte und Geschwindigkeiten im Lager. Betrachtet man ein mit zusätzlich hoher Drehzahl rotierendes Schrägkugellager, so weitet sich der Innenring durch die angreifenden Fliehkräfte auf. Stellt sich dann im Betrieb eine typischerweise höhere Temperatur des Innenringes gegenüber dem Außenring ein (Übertemperatur), wird die Aufweitung durch die entsprechende thermische Dehnung verstärkt. Die Innenringaufweitung reduziert somit die radiale Lagerluft, wodurch sich ein kleinerer Druckwinkel einstellen muss. Die Berührungspunkte der Kugeln am Innen- und Außenring ändern sich und nähern sich dem Rillengrund an. Zusätzlich verändern die drehzahlbedingten Kugelfliehkräfte die Kraftverteilung am Innen- und Außenring. (vgl. [25])

Schrägkugellager starr angestellt

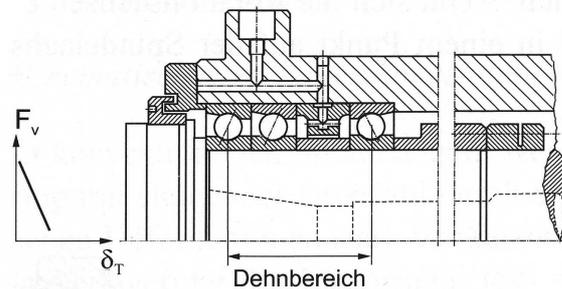


Abb. 59: Einfluss der Temperaturdifferenz zwischen Außen- und Innenring auf die Vorspannkraft am Beispiel eines starr angestellten Schrägkugellagerverbundes [25]

„Wird die axiale Verlagerung des Innenringes durch eine starre Anstellung behindert oder gänzlich unterbunden, kommt es bei einer Aufweitung des Innenrings zu einem beträchtlichen Anstieg der Vorspannung (s. Abb. 60). Das Lager ist dann einer starken Belastung ausgesetzt, wodurch sich das Reibmoment bzw. die Temperatur erhöht. Da zwischen Wärmeproduktion und Vorspannung eine Rückkopplung über die radiale Aufweitung des Innenringes besteht, kann es zu einer so genannten Selbstmordschaltung kommen. D.h. Schaukeln sich Vorspannung und Temperatur auf, kann das Lager innerhalb kürzester Zeit zerstört werden.“ [25]

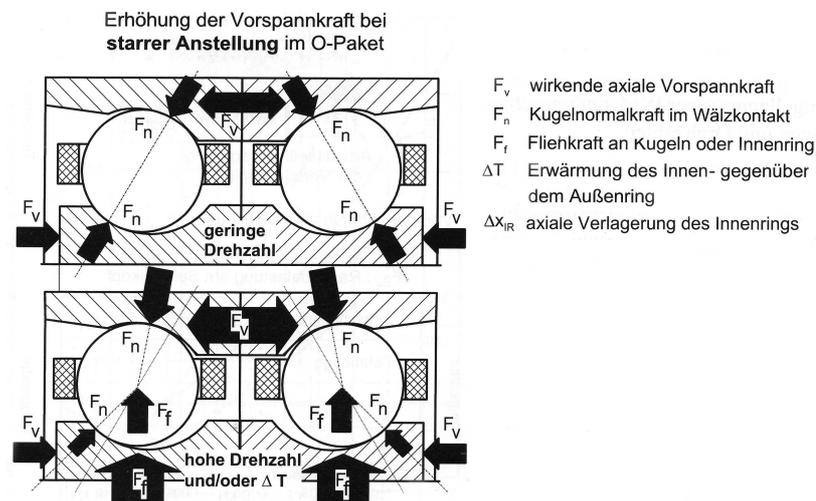


Abb. 60: Wirkung hoher Drehzahl und Erwärmung des Innenringes auf die Veränderung der Normalkräfte, Druckwinkel, Vorspannkraft und axialen Lage des Innenringes [25]

Die radiale Dehnung der Spindel führt dabei immer zu einer Erhöhung der Vorspannung in den Lagern. Die axiale Dehnung hat nur bei Lagern, die axiale und radiale Kräfte gleichzeitig aufnehmen, einen Einfluss auf die Vorspannung. Im Falle einer O-Anordnung werden durch die größere Dehnung der Spindel die Lagerringe voneinander entfernt, d. h. die Vorspannung wird gesenkt. Konstruktiv lässt sich die Vorspannung auf unterschiedliche Weise verwirklichen. Grundsätzlich kann man zwischen starrer und elastischer Anstellung unterscheiden. (vgl. [25])

Eine starre Anstellung, d.h. die axiale Festsetzung der inneren und äußeren Lagerringe, ist die einfachste Lösung. Es werden die wenigsten Bauteile und der geringste Bauraum benötigt. Aus diesen oben genannten Gründen sollte eine starre Anstellung mit Hilfe von Distanzringen jedoch nur zwischen Lagern mit geringem Abstand eingesetzt werden, da sich sonst die Vorspannung bei steigender Temperaturdifferenz zwischen Spindel und Gehäuse stark verringert (s. Abb. 59 und Abb. 61).

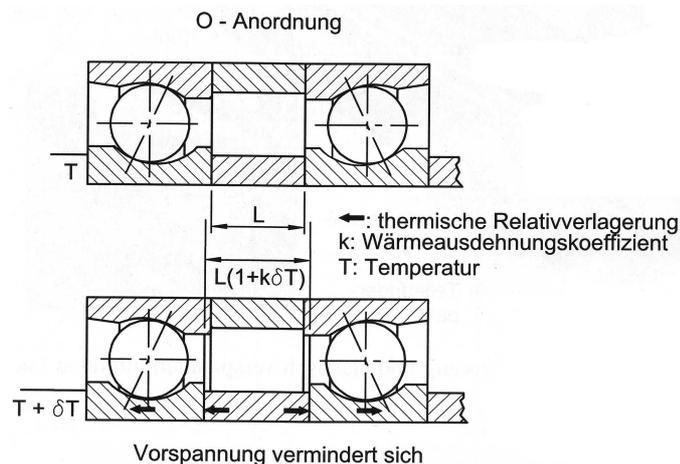


Abb. 61: Wirkung axialer, thermisch bedingter Verlagerung auf die Lager Vorspannung eines gepaarten Lagers in O-Anordnung [25]

Federung der Lager

Die Steifigkeit von Wälzlagern, die maßgeblich die statischen und dynamischen Eigenschaften eines Spindel-Lager-Systems beeinflusst, wird von der Lagerbauart, dem Bohrungsdurchmesser und der gewählten Vorspannung bestimmt. Abb. 62 zeigt eine quantitative Gegenüberstellung von Federkennlinien gängiger Lagertypen für eine spielfreie Einstellung. Für den gegebenen Lastbereich lässt sich die radiale Federung über der Radiallast in guter Näherung als Gerade annehmen. (vgl. [25])

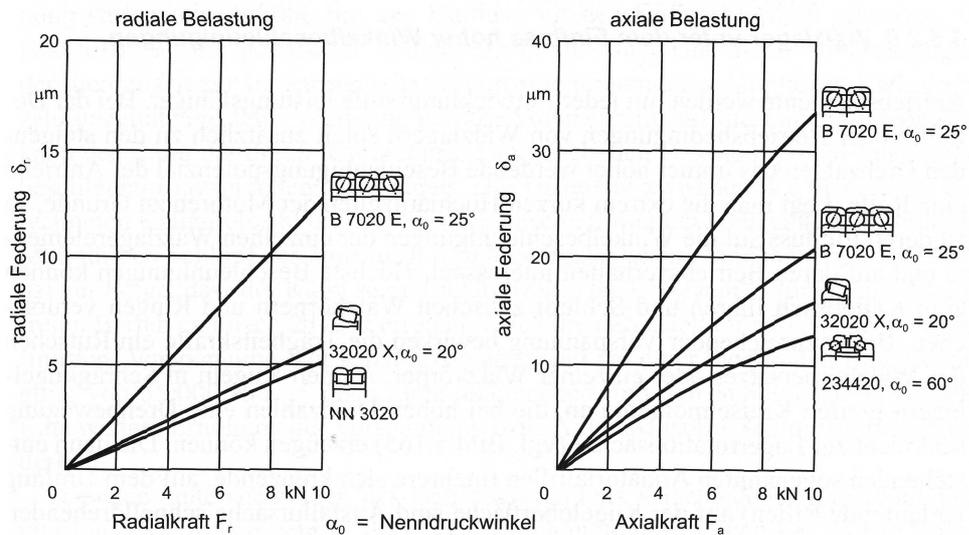


Abb. 62: Kennlinie der radialen und axialen Federung unterschiedlicher Lagerbauarten, Wellendurchmesser $d=100$ mm. Quelle: FAG [25]

„Die größten radialen Steifigkeitswerte werden mit dem Zylinder- und Kegelrollenlager erreicht. In axialer Richtung erreichen das Kegelrollenlager und das Axialschrägkugellager mit einem Druckwinkel von 60° die höchsten Steifigkeitswerte. Mit diesen Lagertypen lassen sich jedoch keine sehr hohen Drehzahlen realisieren. Deshalb ist häufig ein Kompromiss zwischen ausreichender Lagersteifigkeit und maximaler Drehzahl einzugehen.“ [25]

4.3.2.3 Gestaltung der Loslagerung

Oftmals werden in derartigen Spindellagersystemen Zylinderrollenlager, wegen der größeren radialen Steifigkeit, verwendet. In dieser Anwendung wurde aber aus konstruktiven Gründen darauf verzichtet und stattdessen ein Rillenkugellager in die Konstruktion, wie in Abb. 63 ersichtlich, verbaut.

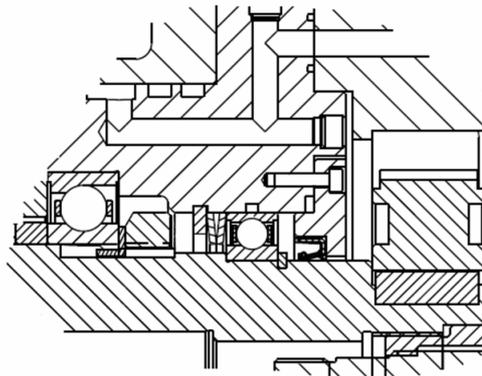


Abb. 63: Detailansicht der Loslagerung

Die Verwendung von Blattfedern um eine leichte, axiale Vorspannung des Lagers zu erzeugen, wird durch die in jedem Kugellager vorzufindende radiale Lagerluft und ihrer erwünschten Eliminierung erklärt, um dadurch einen spielfreien Lauf des Lagers zu gewährleisten und damit die radiale Steifigkeit des Lagers zu erhöhen.

Lagerluft

„Unter Lagerspiel (Lagerluft) versteht man das Maß, um das sich ein Lagerring gegenüber dem anderen ohne Belastung von einer Grenzstellung in die andere verschieben lässt. Entsprechend der Richtung ist zwischen Radial- und Axialspiel zu unterscheiden. Durch den Sitz der Lagerringe nach dem Einbau ergibt sich die verminderte Einbaulagerluft Δr_e (Abb. 64, links). Die Größe der Spielabnahme hängt von der elastischen Aufweitung des Innenringes und dem Zusammendrücken des Außenringes entsprechend der Passungspaarung zu den Umbauteilen und weiterhin vom Grad der Glättung der Oberfläche der Passfugen (Kaltlaufpressen, Warmfügen) ab. Auf Grund der schlechten Wärmeabfuhr der Welle gegenüber dem Gehäuse und der daraus resultierenden stärkeren Erwärmung des Innenringes wird das Lagerspiel im Betrieb weiter reduziert. Einen ähnlichen Effekt hat bei sehr schnell drehenden Lagern die Aufweitung des Wellendurchmessers und des Innenringes unter der Einwirkung der Fliehkraft.“ [25]

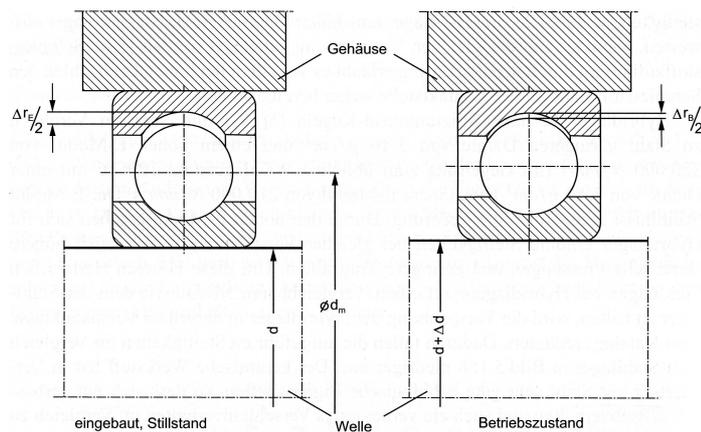


Abb. 64: Einbaulagerluft und Betriebslagerluft, Quelle: FAG [25]

Federung und Vorspannung bei Radiallagern

„Entsprechend der Verschiebbarkeit ist zwischen Radial- und Axialspiel zu unterscheiden. Je nach dem Zustand des Wälzlagers ist dieses Lagerspiel unterschiedlich, wie aus Abb. 64 ersichtlich wird. Im linken Bild ist ein Lager mit positiver Lagerluft ($\Delta r > 0$) dargestellt. Unter der Einwirkung einer äußeren Kraft F_R verschieben sich die beiden Lagerringe um $\Delta r/2$ sowie um die elastische Federung der Scheitelrolle $\delta_{e \max}$ gegenüber der Mittellage. Bei positivem Lagerspiel ist die belastete Zone (s. Abb. 65) des Lagers geringer als 360° , sodass nur wenige Wälzkörper die äußere Last F_R aufnehmen und die Lagerfederung entsprechend groß ist. Beim Einbau eines Lagers mit Vorspannung ergibt sich bereits ohne äußere Last eine gleichmäßige elastische Einfederung aller Wälzkörper. Aufgrund dieser Anfangsdeformation der Wälzkörper (Abplattung) sowie der Tatsache, dass die gegenüberliegenden Wälzkörper durch Entlastung an der Aufnahme der äußeren Last beteiligt sind (belastete Zone entspricht 360°), ist die unter der Einwirkung der äußeren Last auftretende Lagerfederung geringer als bei Einbau mit positivem Lagerspiel. Eine qualitative Darstellung zwischen Radialkraft und Lagerfederung für drei verschiedene Einbaufälle eines Radiallagers zeigen die im unteren Teil von Abb. 65 angegebenen Federkennlinien. Wie diese Darstellung weiterhin erkennen lässt, sind die Federkennlinien eines Wälzlagers nicht linear, da die mit steigender Kraft zunehmende Deformation der Wälzkörper zur Erhöhung der Kontaktfläche und damit zu einer Steifigkeitserhöhung führt.“ [25]

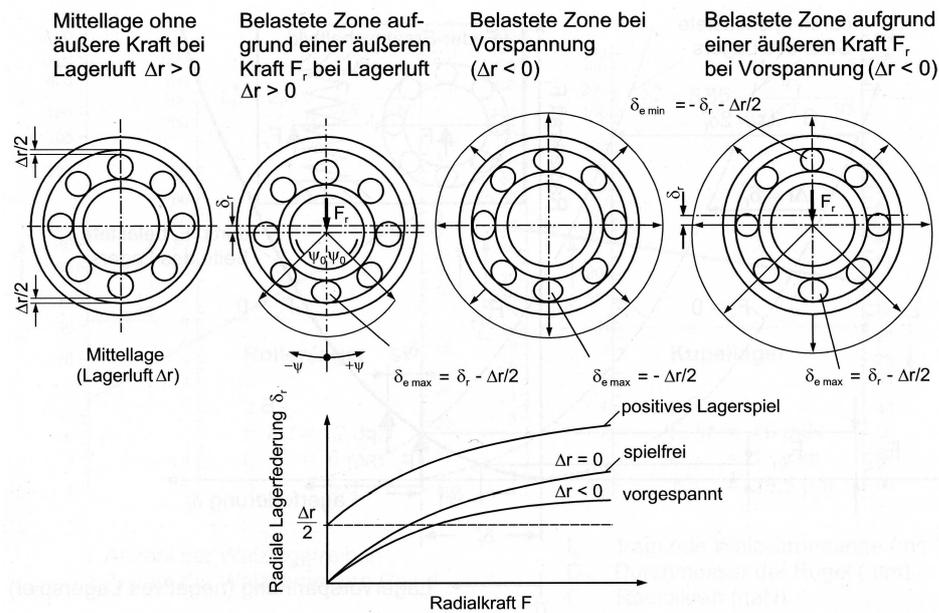


Abb. 65: Einfluss der Lagervorspannung auf die Lagerfederung [25]

4.3.3 Systemverhalten des Spindel-Lager-Systems

4.3.3.1 Statisches Systemverhalten

„Maßgebend für die Arbeitsgenauigkeit eines Hauptspindelantriebes ist die Auslenkung y der Spindel an der äußeren Kraftangriffsstelle. In der Regel bilden Spindellagerungen statisch überbestimmte Systeme, die nur numerisch mit Hilfe der FEM berechnet werden können. Für einfache, schnelle Abschätzung ist es daher erforderlich, die Lagerung auf ein statisch bestimmtes System mit zwei Lagerstellen zurückzuführen, so dass eine analytische Berechnung möglich wird. In diesem Fall setzt sich die Auslenkung gemäß Abb. 66 aus mehreren Teilen zusammen:“ [25]

Spindelanteil:

$$y_{SP} = \frac{F \cdot b \cdot a^2}{3 \cdot E \cdot I} \cdot \left(1 + \frac{a}{b}\right) \quad (12)$$

Lageranteil:

$$y_L = \frac{F}{b^2} \cdot \left(\frac{(a+b)^2}{k_A} + \frac{a^2}{k_B}\right) \quad (13)$$

Gehäuseanteil:

Der Anteil der Umbauteile (Gehäuse) ist schwierig erfassbar
Man kann hierfür die FEM anwenden.

Gesamtfederung:

$$y = y_{SP} + y_L + y_k \quad (14)$$

Die Gesamtnachgiebigkeit eines Spindel-Lager-Systems ergibt sich aus dem Zusammenwirken der Lagersteifigkeiten, des Lagerabstandes b , der Kraglänge a , sowie der Geometrie der Spindel, siehe Abb. 67.

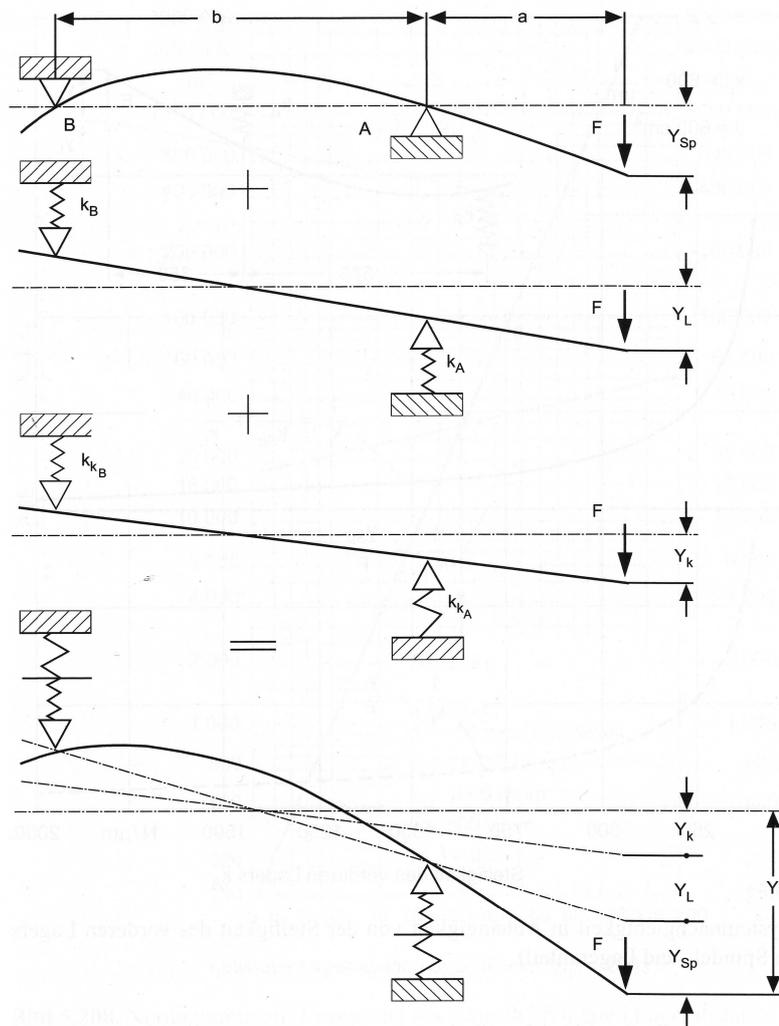


Abb. 66: Superpositionsprinzip der Verlagerungen der Hauptspindel [25]

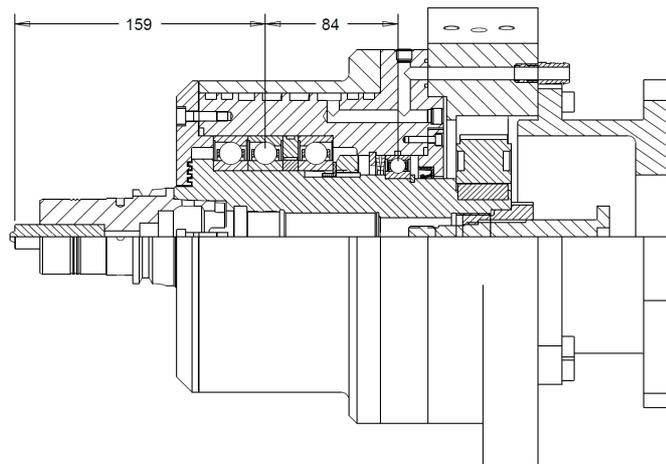


Abb. 67: Werkzeugauskragung und Lagerabstände des Spindel-Lager-Systems

In Abb. 68, wird die Abhängigkeit der Verlagerung bzw. der Rundlaufgenauigkeit von der Festlagersteifigkeit ersichtlich, wobei zur Orientierung der Vorspannungsbereich für den verbauten Lagertyp eingetragen ist. Da für den sicheren Betrieb des Werkzeuges, eine Rundlaufabweichung von maximal $20\ \mu\text{m}$ zulässig ist, darf unter Einbeziehung der vernachlässigten Gehäusenachgiebigkeit eine minimale Vorspannung von $1200\ \text{N}$ nicht unterschritten werden, welcher der mittleren Lagervorspannungsklasse M entspricht, was wiederum einer radialen Lagersteifigkeit des Festlagers von $800\ \text{N}/\mu\text{m}$ zur Folge hat. Weiters ist zu berücksichtigen, dass weitere Faktoren auf die Vorspannung des Festlagers einwirken, welche im Kapitel 4.3.2.2 schon näher beschrieben wurden.

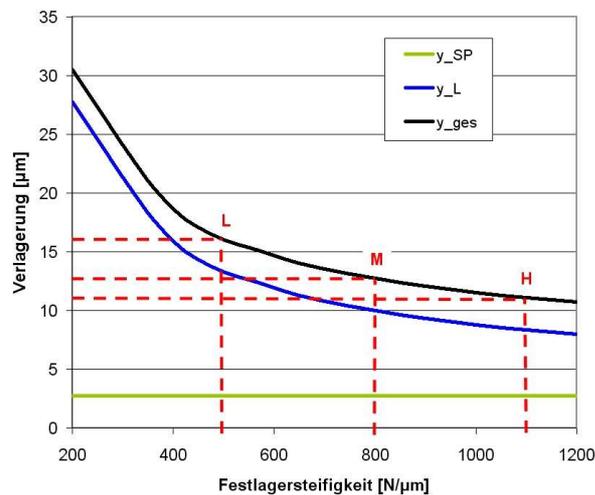


Abb. 68: Abhängigkeit der radialen Verlagerung von der Festlagersteifigkeit

Aus Abb. 69 wird ersichtlich, dass bei unterschiedlichen Vorspannungsklassen nur gewisse Radiallasten aufgenommen werden können um die maximale, radiale Verlagerung des Kraftangriffspunktes bzw. die maximale Rundlaufgenauigkeit von 20 µm nicht zu überschreiten und einen Bruch des Werkzeuges zu verhindern. Da die vorliegende Vorspannung des Festlagersystems nicht unter die Vorspannungsklasse M abfallen darf und die Höhe der Vorspannung durch den Lagerhersteller begrenzt ist, wird die maximal zulässige Radialkraft für dieses System bei 1 kN liegen. Der lineare Verlauf des Federungsverhaltens des Spindel systems ist auf die Vernachlässigung der Gehäusesteifigkeit zurückzuführen. Unter Einbeziehung des Gehäuses in die Berechnung und der dadurch dargestellten Analogie einer Serienschaltung zweier Federn, wie aus Abb. 66 ersichtlich, würde sich ein degressiver Verlauf ergeben, da eine progressive Steifigkeitserhöhung des Federsystems zu erwarten ist.

„Bei derartigen Zwei-Lager-Systemen gibt es einen Lagerabstand, bei dem die Verlagerung an der Kraftangriffsstelle unter Beibehaltung aller übrigen Parameter ein Minimum hat. Differenziert man die Gleichung der Gesamtnachgiebigkeit nach dem Lagerabstand b und setzt das Ergebnis gleich null so erhält man eine kubische Gleichung für b , deren nomographische Lösung in Abb. 70 dargestellt ist.“ [25]

$$y = y_{SP} + y_L \quad (15)$$

$$\frac{dy}{db} = 0 = b^3 - \frac{6 \cdot E \cdot I}{k_1} \cdot \left(\frac{b}{a} + \frac{k_1 + k_2}{k_2} \right) \quad (16)$$

$$b^3 = \frac{6 \cdot E \cdot I}{k_1} \cdot \left(\frac{b}{a} + \frac{k_1 + k_2}{k_2} \right) \quad (17)$$

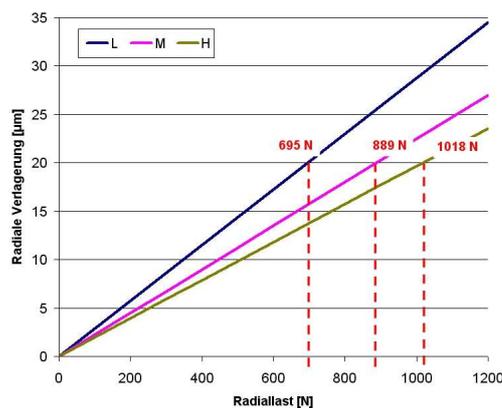


Abb. 69: Radiale Verlagerung in Abhängigkeit der Festlagervorspannung

Wie aus Abb. 70 hervorgeht, würde der optimale Lagerabstand bei diesem System bei etwa 200 mm liegen, was aber durch die Vorgabe einer maximalen Länge des gesamten Spindelsystems von 500 mm nicht zu erreichen ist, da die Werkzeugaufnahme, der pneumatische Zylinder des Werkzeugspannsystems bzw. dessen Zu- und Ableitungen und die Riemenscheibe des Antriebes ebenfalls in dieser Gesamtlänge zu integrieren sind. Da aber auch durch einen Lagerabstand von 84 mm eine ausreichende Rundlaufgenauigkeit erreicht werden kann, sind diese Lageranordnung und ihre Abmessungen in der Lage, den gewünschten Anforderungen zu entsprechen.

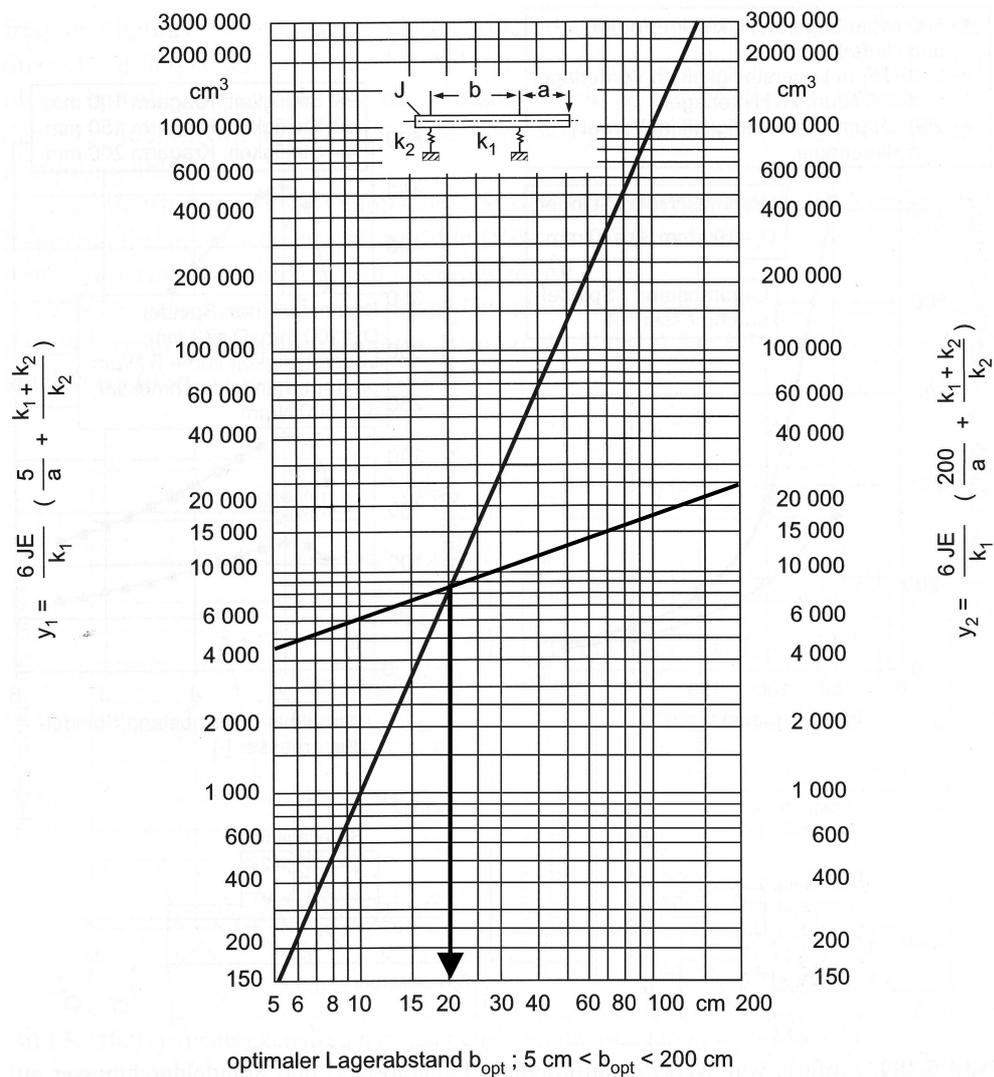


Abb. 70: Nomographische Lösung des optimalen Lagerabstandes

4.3.3.2 Dynamisches Systemverhalten

„Die unter statischen Gesichtspunkten optimierten Lagerabstände sind nicht identisch mit einer dynamisch optimierten Lösung. Ziel der dynamischen Optimierung ist es zum einen, die Resonanzfrequenzen des Spindel-Lager-Systems, bei denen es zu starken Überhöhungen der Verlagerung kommt, aus den Bereichen der Antriebsdrehzahl oder der Schneideneingriffsfrequenz herauszulegen. Zum anderen sollen die Resonanzüberhöhung selbst reduziert werden. Hier spielt die Dämpfung des schwingenden Systems eine dominierende Rolle, die sowohl von der Massenverteilung, der Steifigkeit, wie auch von der Energiedissipation der Lagerstellen, der sonstigen Fügestellen und der Materialdämpfung abhängt. Eine Optimierung des dynamischen Verhaltens einer Maschinenkonstruktion läuft auf eine Maximierung der Eigenfrequenz hinaus, da man in der Regel auf die Dämpfungseigenschaften wenig Einfluss nehmen kann.“ [25]

Bei der im Rahmen der Diplomarbeit ausgearbeiteten Spindelkonstruktion wurde das Augenmerk auf die Verbesserung der dynamischen Eigenschaften durch Anwendung konstruktiver Maßnahmen gelegt, soweit dies unter Einhaltung der Vorgaben in Hinsicht auf den Bauraum möglich war.

Zu erwähnen sind die Verbesserungen dieser Eigenschaft durch:

- Den Einsatz von mehreren, vorgespannten Lagern, der zum Kraftangriffspunkt der Prozesskräfte nächstgelegenen Lagerstelle, in diesem Fall des Festlagers.
- Eine nicht zu große Erhöhung der Lagervorspannung der Lagerungen, um die statisch, geforderten Eigenschaften wohl zu erfüllen, aber nicht die Steifigkeit der Lagerung zu sehr zu vergrößern, weil dies eine Verschlechterung der Dämpfung zur Folge hätte, da die Lagerdämpfung ein Haupteinflussparameter auf das dynamische Verhalten darstellt.

Ein Merkmal dieser Konstruktion, welches sich möglicherweise negativ auf die dynamischen Eigenschaften auswirken könnte, ist der nicht vom Spindelsystem entkoppelte Antrieb über einen Zahnriemen, der eine im Betrieb wirkende dynamische Querkraftbelastung auf das System ausübt.

4.3.4 Schmierung und Temperaturverhalten

„Durch die Schmierung wird die unmittelbare metallische Berührung zwischen Walzkörpern, Lagerringen und Käfig verhindert und sämtliche Oberflächen werden vor Verschleiß und Korrosion geschützt. Voraussetzung ist jedoch, dass bei allen Betriebszuständen an den Funktionsflächen stets eine ausreichende Schmierstoffmenge vorhanden ist, denn die Gebrauchsdauer der Wälzlager wird durch die Schmierung beeinflusst.“ [27]

Die Art der Schmierung und des Schmiermittels richtet sich im Wesentlichen nach der Höhe der Beanspruchung, der Drehzahl und Betriebstemperatur des Lagers. Vor dem Entwurf einer Lagerung muss entschieden werden, welcher Schmierungsart der Vorzug zu geben ist, da die Gestaltung der Gehäuse, insbesondere die Schmiermittelzufuhr von der Art des Schmiermittels und der Lagerdichtung bzw. den Nachschmierfristen abhängen. Auswahlkriterium ist zunächst für die Betriebsdrehzahl n und den mittleren Lagerdurchmesser $d_m = (D+d)/2$ der Drehzahlkennwert $n \cdot d_m$ in 10^6 mm/min.

$$n \cdot d_m = n \cdot \frac{D+d}{2} = 4000 \cdot \frac{120+80}{2} = 0,4 \cdot 10^6 \frac{\text{mm}}{\text{min}} \quad (18)$$

„Für Wälzlager wird überwiegend Fettschmierung bei Drehzahlkennwerten $n \cdot d_m < 0,5 \cdot 10^6$ (bei Sonderfetten bis $1,3 \cdot 10^6$) mm/min bevorzugt. Sie erfordern eine geringe Wartung und ergeben gleichzeitig einen wirksamen Schutz gegen Verschmutzung, so dass die Lagerdichtungen einfach und billig gestaltet werden können.“ [27]

Bestätigt wird diese Wahl ebenfalls, durch das in Abb. 71 dargestellte Diagramm der Drehzahlkennwertgrenzen bei Fettschmierung in Abhängigkeit des Lagerbohrungsdurchmessers, da dieser Grenzwert bei einem Durchmesser von 80 mm für die gegebene Lageranordnung C nicht überschritten wird.

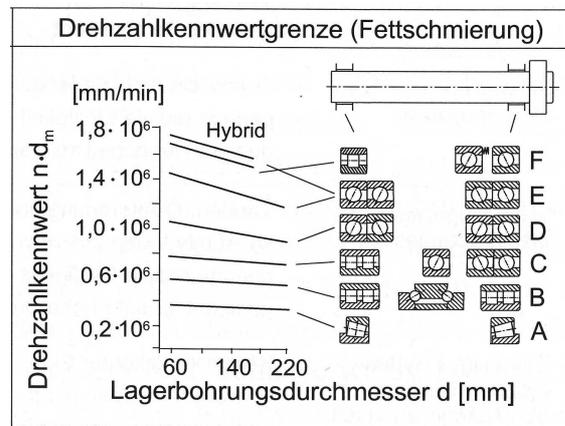


Abb. 71: Drehzahlkennwertgrenzen (in Anlehnung an Abb. 57) [25]

Die Wahl der Schmierungsart fiel durch die in Tab. 11 und den zuvor erbrachten Argumenten auf eine Fettschmierung, da sich zum Einen damit eine einfache und platzsparende Umsetzung ermöglichen lässt und sich zum Anderen der Einsatz einer Ölschmierung bei einer sich im Raum frei beweglichen Apparatur nur sehr schwierig umsetzen lässt. Der konstruktive Aufwand für eine permanente Versorgung der Hydraulikpumpe mit Öl, welche für die

einwandfreie Funktion dieser erforderlich ist, wäre beträchtlich gewesen. Der dadurch entstehende Verzicht einer Kühlung der Spindel über den Ölkreislauf der Hydraulikanlage, muss durch Einbindung einer andersartigen Kühlung in die Konstruktion kompensiert werden.

4.3.5 Abdichtung des Lagersystems

„Die Abdichtung eines Spindel-Lager-Systems hat eine Doppelfunktion. Zum einen soll die Lagerung vor Staub, Kühlflüssigkeit oder Schneidflüssigkeiten aus der Spindelumgebung schützen und somit eine hinreichende Funktions-tüchtigkeit und Lebensdauer der Lagerung gewährleisten. Zum anderen soll sie verhindern, dass Lagerschmierstoff aus dem Lagersystem austritt, was im Falle der Fettschmierung nach einer gewissen Laufzeit zum Trockenlauf und somit zu Lagerzerstörung führen kann.“ [25]

Ölminimalmengen-schmierung	Öleinspritzschmierung	Fettschmierung
Vorteile		
<ul style="list-style-type: none"> - keine Planscharbeit - Aufbau des EHD-Schmierfilms 	<ul style="list-style-type: none"> - Kühlmöglichkeit durch Mengenregulierung - Schmierfilmaufbau ist gewährleistet - konstruktiv lösbar - keine Umweltbelastung - keine Drehzahlgrenze 	<ul style="list-style-type: none"> - keine Planscharbeit - Aufbau des optimalen Schmierfilms - keine Schmieranlage - einfacher konstruktiver Aufbau, keine aufwändigen Schmierkanäle notwendig
Nachteile		
<ul style="list-style-type: none"> - labiler Schmierzustand bei hohen Drehzahlen - schwierige Dosierungsmöglichkeit - zusätzliches Dosiergerät erforderlich - aufwändige Öl/Luft-Kanal-führung in jedes Lager 	<ul style="list-style-type: none"> - hohe Planschverluste - zusätzliche Ölkühlung kann erforderlich werden - Ölrückführung konstruktiv schwierig - Schaumbildung bei hohen Drehzahlen 	<ul style="list-style-type: none"> - Drehzahlgrenze ($n \cdot d_m < 10^6$) - Fettwechsel nach 1000 bis 5000 Betriebsstunden

Tab. 11: Vergleich verschiedener Schmiersysteme für Wälzlager [25]

Angewandt werden in der Konstruktion zwei unterschiedliche Arten der Wellenabdichtung, wie diese in Abb. 73 ersichtlich sind. Einerseits wird für den Festlagerdeckel eine berührungsfreie Dichtung in Form einer Labyrinthdichtung vorgesehen, da die Kombination aus Fett als Schmiermittel und einer Temperatur bis 150°C keine geeignete Umgebung für einen Radialwellendicht-ring darstellen. Andererseits wird im Loslagerdeckel aufgrund der geringeren thermischen Belastung sehr wohl eine Radialwellendichtung verbaut.

4.3.6 Werkzeugspannsystem

Die wichtigste Prämisse bei der Auswahl des Werkzeugspannsystems war die Vermeidung eines hydraulisch arbeitenden Systems, da die für den Betrieb eines solchen Systems notwendige Peripherie hohe Zusatzkosten verursachen

würde. Die Wahl fiel schlussendlich auf ein pneumatisch betriebenes System eines namhaften Herstellers, da die notwendige Energieanbindung in Form eines Druckluftsystems in industriellen Betrieben als gegeben angenommen werden kann und somit keine zusätzlichen Systemkomponenten erforderlich sind. Der sich ergebende Nachteil eines pneumatischen Systems liegt in der Baugröße eines Pneumatikzylinders im Vergleich zu einem hydraulisch betriebenen System. Diese Problemstellung und der damit verbundene Konflikt mit der einzuhaltenden Baulänge der Schweißapparat konnte jedoch durch Abstriche bei der Spindellänge gelöst werden.

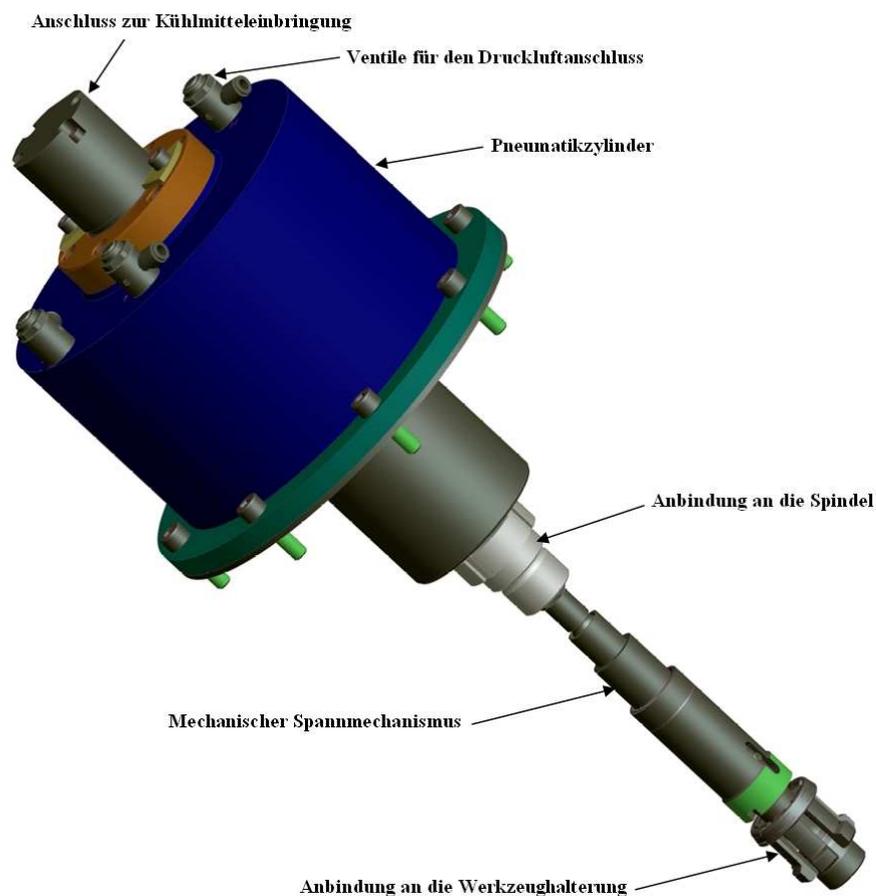


Abb. 72: Pneumatisches Werkzeugspannsystem

Bei dem für den automatischen Werkzeugwechsel verwendeten Spannsystem, welches in Abb. 72 dargestellt ist, handelt es sich um ein Produkt der Firma Röhm mit der Bezeichnung Super - Lock HSK 63 A/E. Dieses System wurde laut Angabe der Herstellerfirma schon in der Praxis angewendet und sollte den gestellten Ansprüchen genügen. Dieses System wurde durch eine speziell für

diese Anwendung konstruierte Anbindung an die Spindel angepasst und in die Gesamtkonstruktion eingebunden.

4.3.7 Spindelantrieb

Dieser erfolgt mittels Zahnriemen, da aufgrund der geringeren Spannkräfte gegenüber etwa eines Keilriemens, die Belastung auf die Antriebsspindel reduziert werden kann. Angetrieben wird dieser mittels eines Synchronmotors, welcher als Zusatzachse in die Robotersteuerung integriert wird, um so eine Prozesssteuerung zu ermöglichen. Eine genauere Ausführung der verwendeten Komponenten ist den Kapiteln 4.4.4 und 4.4.5 zu entnehmen.

4.3.8 Konstruktive Gestaltung der gesamten Spindeleinheit

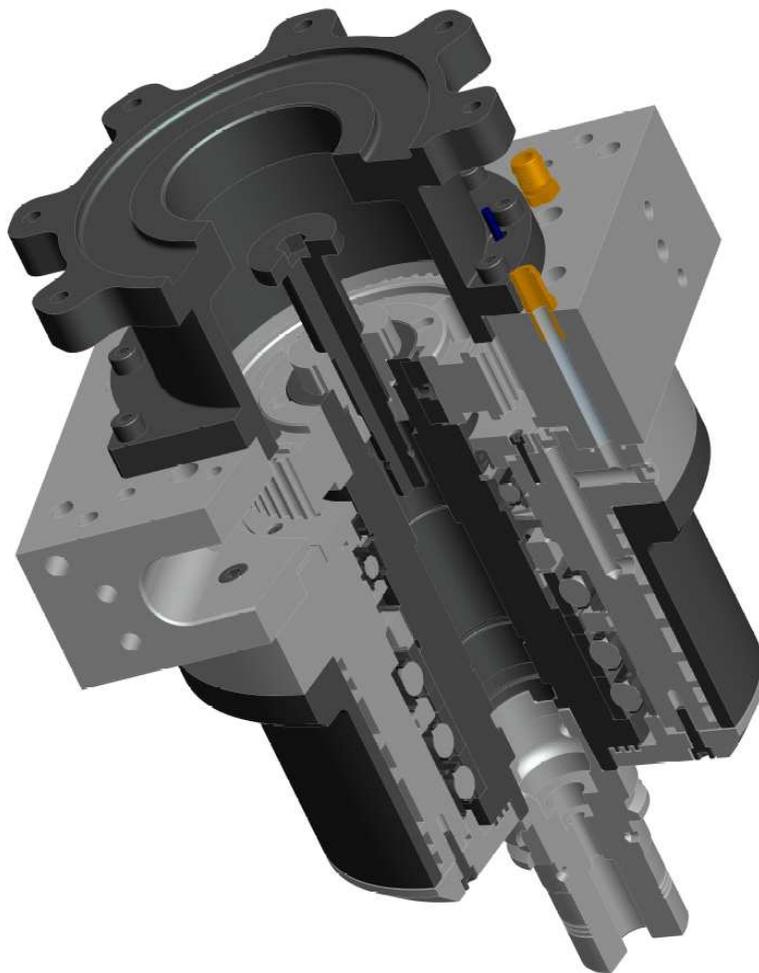


Abb. 73: Schnittdarstellung der Spindeleinheit (ohne Spannsystem)

Beschreibung der einzelnen Schnitte:Kühlkreislauf (siehe Abb. 73)

Die Kühlung der Spindeleinheit erfolgt mittels Wasserkühlung im Bereich des Festlagers durch einen Freiraum im Spindelgehäuse, welcher durch einen Gehäusemantel eingeschlossen und durch O - Ringe von der Umgebung abgedichtet wird. Eine Zwangsführung der Kühlflüssigkeit wird durch eine schraubenförmige Nut im Freiraum gewährleistet. Die Zuleitung erfolgt über ein Bohrungssystem mit Anschlüssen für die Zu- und Ableitung des Kühlmediums im Bereich der Grundplatte. Durch die Sicherung der Gewindestifte mit Innensechskant in Form eines Dichtmittels, wird ein Lösen verhindert und zusätzlich eine Abdichtung erreicht. Die Abdichtung zwischen der Grundplatte und dem Spindelgehäuse wird ebenfalls durch O-Ringe gewährleistet. Der Grund für den Einsatz von O - Ringen in diesem Bereich, ist durch eine Steigerung der Steifigkeit gegenüber Flachdichtungen und die lokal größere Flächenpressung begründet. Zusätzlich bieten O-Ringe im Allgemeinen den Vorteil einer verbesserten Dichtwirkung durch das Eindringen des Ringes in den Spalt der abzudichtenden Flächen bei einer Druckdifferenz.

SCHNITT
Fettschmiermittelzuleitung
des Festlagers

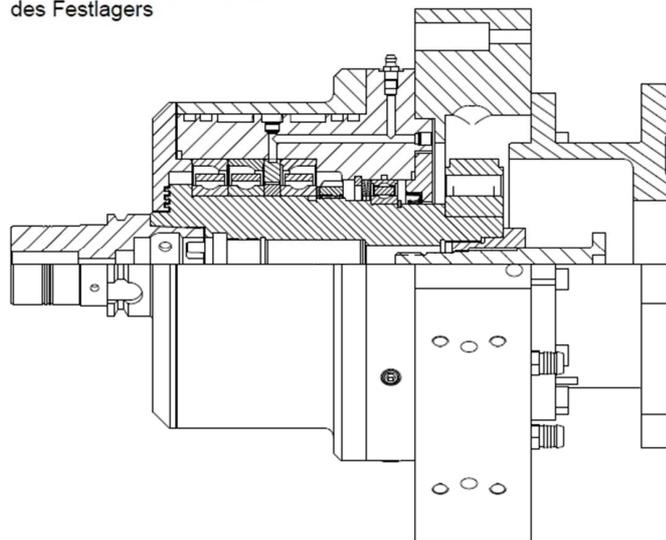


Abb. 74: Schnittansichten der Schmiermittelzuleitung des Spindelsystems

Schmiermittelzufuhr (siehe Abb. 74)

Erfolgt analog zur Zu- und Abführung der Kühlflüssigkeit, nämlich über ein Bohrungssystem im Spindelgehäuse, wobei die Einbringung des Schmierfettes über Schmiernippel erfolgt. Die Zuführung im Bereich des Festlagers wird durch einen mit Bohrungen und einer Nut versehenen Zwischenring und im Bereich des Loslagers über eine im Lager integrierte Nut sichergestellt. Die

Begründung für den Einsatz eines Schmiersystems im Gegensatz zu einer Lagerschmierung auf Lebenszeit, liegt in den zu erwarteten Temperaturen im Bereich des Festlagers bzw. in der Überlegung, dass erst ein Einsatz unter realen Bedingungen in Form eines Prototyps endgültige Sicherheit über einen Einsatz eines auf Lebenszeit geschmierten Lagers geben kann.

Temperaturmessung (siehe

Abb. 75)

Die Temperaturmessung erfolgt über einen Temperaturfühler, der in Nähe der Festlagerung des Spindel-Lager-Systems positioniert ist, um eine Abschaltung der Schweißapparatur, bei einer eventuellen Überschreitung der maximal zulässigen Temperatur von etwa 150°C zu ermöglichen. Zusätzlich dazu, kann eine laufende Temperaturmessung im Betrieb erfolgen, um Rückschlüsse auf die Funktion der integrierten Kühlung zu erlangen und um eine Durchführung einer allgemeinen Messdatenerfassung zu ermöglichen.

SCHNITT
Temperaturmessung

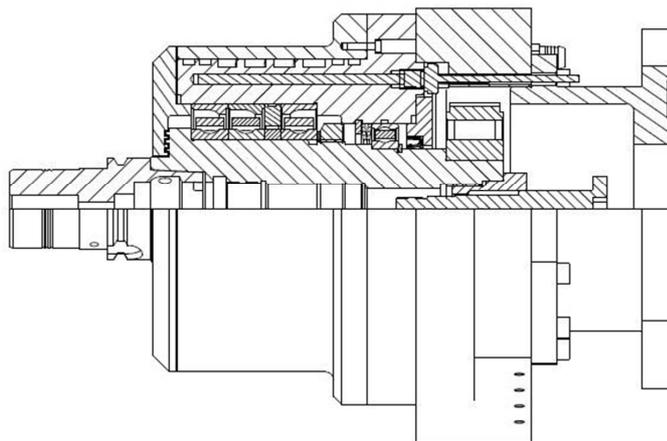


Abb. 75: Schnittansichten der Temperaturmessung des Spindelsystems

4.4 Hubantrieb

4.4.1 Einleitung

Das Zusammenspiel, der in Abb. 76 genannten Komponenten des Hubantriebes, ermöglicht eine Vorschubbewegung des C-Rahmens, welcher die während des FSSW Prozesses entstehende Axialkraft aufnimmt und so die auf den Roboter wirkenden Belastungen entsprechend reduziert. Beginnend mit dem Synchronmotor, der an ein Planetengetriebe gekoppelt ist, wird das für die Vorschubbewegung erforderliche Drehmoment mittels eines Zahnriemens bereitgestellt. Dieses wird über einen Synchronriementrieb zum Kugelgewinde-

trieb weitergeleitet um es dort in eine Hubbewegung umzuwandeln, die es dem C-Rahmen erlaubt die geforderte Vorschubbewegung auszuführen. Die Antriebseinheit und der Kugelgewindetrieb wurden parallel zueinander angeordnet, um so den Schwerpunkt der gesamten Apparatur so weit als möglich in Richtung der Roboteranflanschung zu verlagern. Alle erwähnten Komponenten der Hubvorrichtung werden durch den Hilfsrahmen der Schweißapparatur getragen, welcher wiederum an den Hauptrahmen angeflanscht ist. Dies ermöglicht die einfache Demontage des gesamten Hubantriebes, um auch andere Fertigungsprozesse, wie etwa den FSW Prozess ohne Einschränkungen zu ermöglichen.

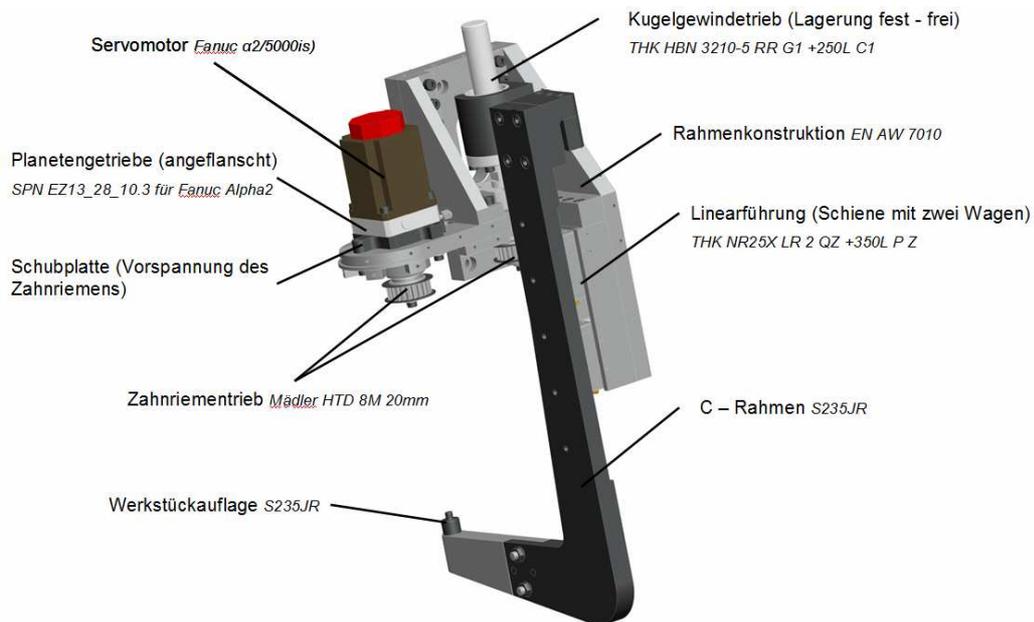


Abb. 76: Komponenten des Hubantriebes

4.4.2 Kugelgewindetrieb

„Ein Kugelrollspindelsystem ist als die Aufwicklung einer Wälzführung auf einer Spindel darstellbar. Sie dient zur Umwandlung einer Drehbewegung in eine Linearbewegung oder umgekehrt. Als Hauptanwendungsgebiete sind Vorschubantriebe sowie Bewegungsachsen im Messgerätebau zu nennen.“ [25]

Vorteile (vgl. [25])

- Sehr guter Wirkungsgrad
- Kein Stick-Slip (Rückgleiten)
- Bei richtiger Dimensionierung kaum Verschleiß und dadurch ausreichende Lebensdauer
- Vorspannung und damit Spielfreiheit auch bei einer Bewegungsumkehr

- Ausreichende Federsteifigkeit

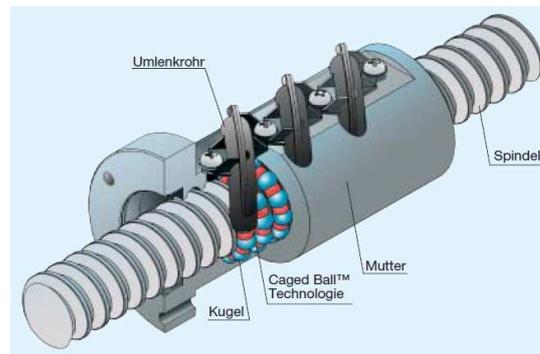


Abb. 77: Kugelgewindetrieb (Quelle: THK)

Nachteile (vgl. [25])

- Schlechte Dämpfungseigenschaften
- Erwärmung der Mutter sowie der Spindel bei hohen Drehzahlen durch die Kugelumlenkung
- Erhöhte Geräuschemission durch die Umlenkung der Wälzkörper

Da die erforderliche Baulänge durch den geringen Hubweg relativ kurz ist und alle durch die Prozessführung auftretenden Kräfte mit Ausnahme der Axialkraft durch die am Rahmen befestigte Linearführung aufgenommen werden, kann die Lagerung durch ein einzelnes Festlager übernommen werden. Der in der Konstruktion eingebundene Kugelgewindetrieb respektive dessen kinematisches Prinzip der Bewegungsumwandlung, ist in Abb. 77 ersichtlich.

4.4.3 Linearführung

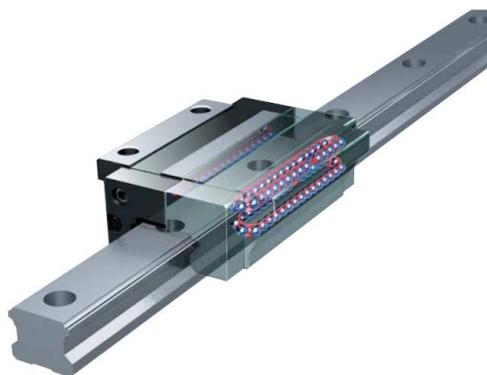


Abb. 78: Linearführung (Quelle: THK)

„Neben Gleitführungen finden wälzgelagerte Geradfürungen (s. Abb. 78) in der Praxis eine breite Anwendung. Sie haben in den letzten zwanzig Jahren bei mittelgroßen und kleinen Maschinen die Gleitführungen nahezu vollkommen verdrängt. Gegenüber Gleitführungen bieten sie folgende Vorteile:

- Leichter Lauf aufgrund der Rollreibung
- Kein Stick-Slip
- Kostengünstigere Montage
- Beinahe Wartungsfreiheit
- Verfügbarkeit als käufliches Standardelement

Als Nachteil dieser Führungsart gegenüber hydrostatischen und hydrodynamischen Führungen, ist die geringe Dämpfung normal und parallel zur Bewegungsrichtung zu nennen.“ [25]

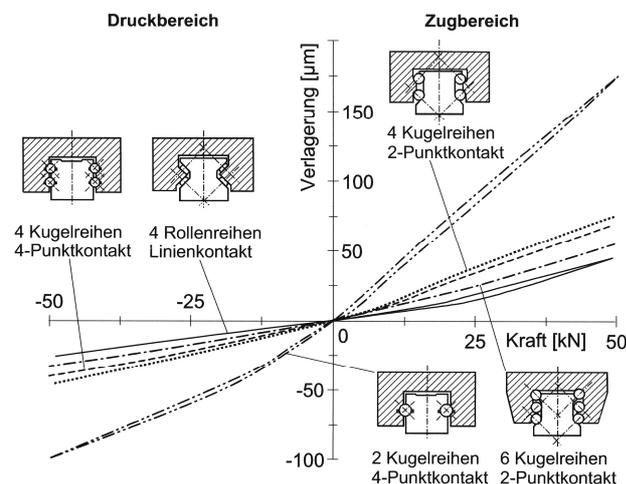


Abb. 79: Vergleich der statischen Nachgiebigkeit verschiedener Profilschienenwälzführungen [25]

Bei dieser Anwendung kommt eine Profilschienenwälzführung mit vier Kugelreihen bei 4 - Punktkontakt zum Einsatz, wie in Abb. 79 zu sehen, da diese Bauweise für die auftretende Belastung beim FSSW ausreichend ist. Durch die relativ zur axialen Richtung nur geringen Belastung durch die radiale Prozesskraft, liegt das Hauptauswahlkriterium in einer ausreichenden Belastbarkeit der Linearführung durch auftretende Drehmomente auf die einzelnen Wagen der Führungsschiene.

4.4.4 Hubantrieb mittels Synchronmotor

„Die im Bereich Werkzeugmaschinen und Industrieroboter eingesetzten Synchronmaschinen sind ausnahmslos permanent erregte Synchronmotoren.“ [25]

Abb. 80 zeigt hierzu den prinzipiellen Aufbau einer Synchronmaschinen.

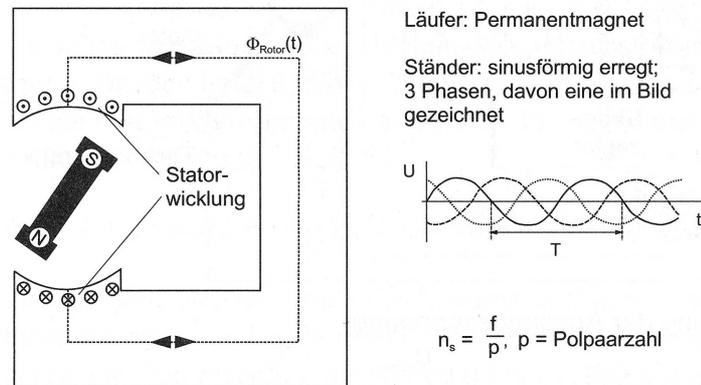


Abb. 80: Prinzipieller Aufbau einer Synchronmaschine [25]

„Der Läufer trägt je nach Polzahl mehrere Permanentmagnete, die für ein konstantes Ankerfeld sorgen. Die Spulen im Stator werden entsprechend der Winkelstellung des Rotors (magnetische Flussrichtung durch den Stator) mit Strom in der für die Drehmomentrichtung und höhe erforderlichen Amplitude beaufschlagt. Entsprechend dem Lorentz-Prinzip entsteht eine Kraft zwischen den Spulen (Stator) und dem Feld (Rotor). Die Kommutierung wird durch die Stromrichtungsänderung im Stator erreicht, ohne dass Bürsten und Kollektoren wie im Gleichstrommotor erforderlich sind. Der Rotor dreht sich mit der Frequenz der Speisespannung. Um bei der Synchronmaschine unterschiedliche Drehzahlen einzustellen, ist eine Frequenzumrichtung des speisenden Netzes erforderlich. Die Steuerung des den Ständerwicklungen zugeführten Stromes muss dabei in Abhängigkeit von der Rotorwinkelstellung (Stromrichtung) und dem abverlangten Moment (Stromstärke) vorgenommen werden („elektronische Kommutierung“). Die Synchronmotoren weisen eine gegenüber dem Gleichstrommotor höhere Dynamik auf, da die Kommutierungsgrenze entfällt und sie somit kurzzeitig auch bei hohen Drehzahlen mit höheren Strömen beaufschlagt werden können. Im Bereich der Werkzeugmaschine wird der Synchronmotor hauptsächlich als Vorschubmotor eingesetzt.“ [25]

4.4.5 Zahnriementrieb (Synchronriementrieb)

In Tab. 12 werden eine Reihe von Umschlingungsgetrieben mit fester Übersetzung, in den für eine praktische Anwendung relevanten Bereichen, gegenübergestellt. Aus dieser Gegenüberstellung geht hervor, dass der Zahnriemen aufgrund seiner formschlüssigen Übertragung des Drehmomentes und des abgedeckten Leistungsbereiches für diese Anwendung am besten geeignet ist. Ein Weiterer Vorteil, gegenüber anderen Umschlingungsgetrieben, stellt die geringe Vorspannkraft dar, wie aus Abb. 81 zu entnehmen ist.

	Flachriemen	Keilriemen			Keilrippenriemen	Zahnriemen		Kette
		 Hochleistungskeilriemen	 Schmalkeilriemen	 Standardkeilriemen		 HDT-Zahnriemen	 Trapez-zahnriemen	
Kinematik	kraftschlüssig	kraftschlüssig			kraftschlüssig	formschlüssig		formschlüssig
Leistungsvermögen	10 kW b=10mm	80 kW b=22mm	65 kW b=22mm	30 kW b=22mm	20 kW pro Rippe	225 kW b=100mm	97 kW b=100mm	700 kW
Übersetzung	bis 1:20	bis 1:10	bis 1:10	bis 1:15	bis 1:40	bis 1:10	bis 1:10	bis 1:10
Geschwindigkeit	bis 60 m/s	bis 50 m/s	bis 40 m/s	bis 30 m/s	bis 60 m/s	bis 50 m/s	bis 60 m/s	bis 40 m/s
Wirkungsgrad	bis 98%	bis 98%	bis 96%	bis 96%	bis 98%	bis 98%	bis 98%	bis 97%

Tab. 12: Zugmittel für Umschlingungsgetriebe [25]

„Der Synchronriemen ist ein formschlüssiges Antriebselement. Entsprechend der vorgesehenen Teilung besitzt der Synchronriemen in gleichmäßigen Abständen Zähne, die in die jeweiligen Zahnluken der Riemenscheibe eingreifen und somit den Formschluss herstellen. Der in der Regel endlos gefertigte Synchronriemen besteht aus den über die gesamte Riemenbreite angeordneten Zugelementen aus Stahl oder Glasfaser, dem Riemenkörper aus Gummi- oder Elastomermischung, der auch gleichzeitig die Zähne einschließt, sowie vielfach ein Polyamidgewebe zum dauerhaften Schutz der Zähne.“ [27]

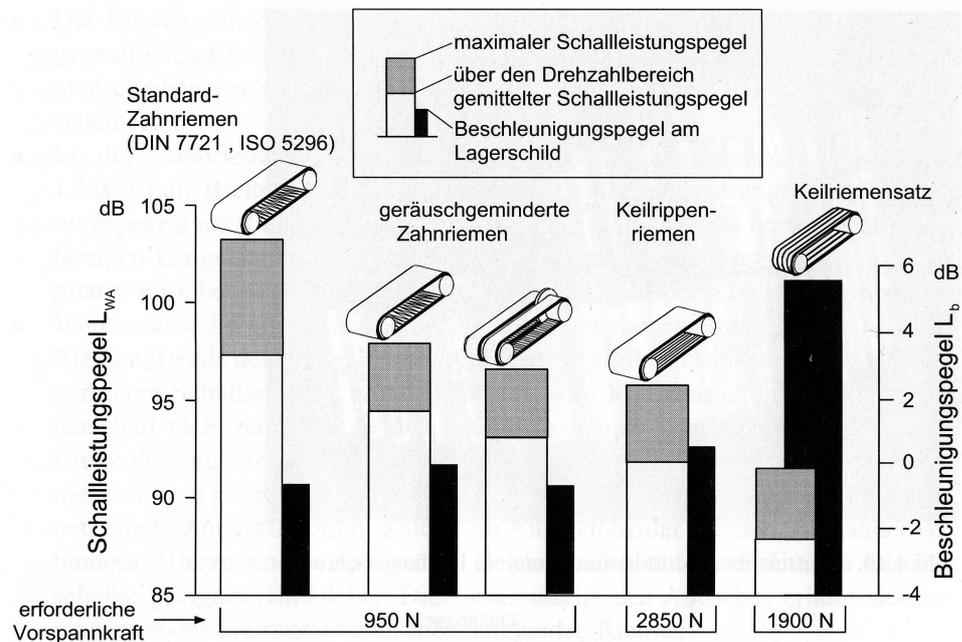


Abb. 81: Vergleich der Luft- und Körperschallpegel verschiedener Riementriebe [25]

Vorteile (vgl. [27])

- Synchroner Lauf
- Hoher Wirkungsgrad
- Geringe Vorspannung und damit verbundene kleine Lagerbelastungen

Nachteile (vgl. [27])

- Teure Fertigung, insbesondere der Scheiben
- Empfindlichkeit gegenüber Fremdkörpern
- Starkes Laufgeräusch (siehe Abb. 81)
- Empfindlich gegen Belastungsüberschreitung

Aufgrund der Empfindlichkeit gegenüber Fremdkörpern und der starken Laufgeräusentwicklung ist ein gekapselter Einbau vorzusehen. Diese Kapselung wird in der geplanten Schweißapparatur durch eine Anbringung von Abdeckungen im Bereich des Synchronriementriebes umgesetzt.

4.4.6 Prozessführung

Es gibt prinzipiell zwei Möglichkeiten die Prozessführung beim FSP zu steuern. Für die Variante des FSW kommt zumeist eine kraftgesteuerte und beim FSSW oftmals eine weggesteuerte Prozessführung zum Einsatz.

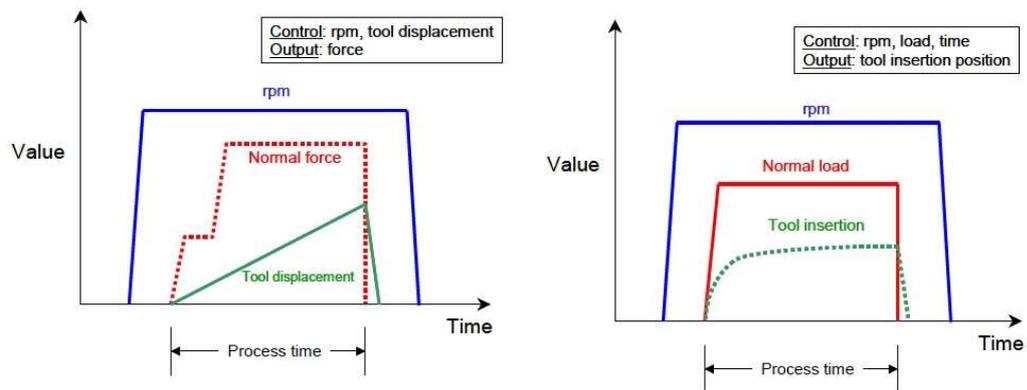


Abb. 82: Schematisches Diagramm eines weggesteuerten (links) und eines kraftgesteuerten (rechts) FSSW Prozesses [4]

- **Kraftgesteuerter Prozessablauf**
wird durch „weich schalten“ der Vorschubachse des Roboters (Soft Float) und Messung der Kraft in Vorschubrichtung ermöglicht
- **Weggesteuerter Prozessablauf**
durch Synchronisation des Vorschubantriebes mit der Robotersteuerung (Coordinated Motion) mittels Positionsmessung an der Linearführung

Die erwähnten Softwarewerkzeuge wie „Soft Float“ und „Coordinated Motion“ werden durch den Roboterhersteller für eine Einbindung in die Robotersteuerung bereitgestellt und müssen zusätzlich zugekauft werden.

Durch die Ermittlung der Stromaufnahme der Synchronmotoren, die über die Robotersteuerung möglich ist, wäre eine Prozessführung auch ohne Kraft- und Wegmesssysteme vorstellbar. Ob die Genauigkeit dieser Variante aber ausreichend für eine gesicherte Prozessführung ist, kann nur durch die Erprobung der Gesamtanlage unter realen Bedingungen gesichert gesagt werden. Die Konstruktion der Schweißapparat ermöglicht eine schnelle Integration eines Kraft- und/oder Wegmesssystems ohne große Änderungen des Aufbaus, da die Konstruktion im Vorhinein darauf Rücksicht nimmt.

4.5 Gesamtsystem

Dieses Kapitel gibt einen Überblick über die entwickelte Apparatur, wie sie in Abb. 83 ersichtlich ist, wobei das Hauptaugenmerk auf den technisch relevanten Daten, für einen Einsatz in einer industriellen Umgebung gelegt wurde. Die im Vordergrund gestandenen Attribute der Apparatur können mit Flexibilität und kostengünstiger Herstellung genannt werden. Die Flexibilität wird durch einen in der Konstruktion umgesetzten, demontierbaren C-Rahmen und ein im

Spindelsystem integriertes, pneumatisches Werkzeugwechselsystem gewährleistet. Durch diese beiden Maßnahmen ist nicht nur die Umsetzung verschiedener Fertigungsprozesse, wie zum Beispiel das des Rührreibpunktschweißens, Rührreißschweißens oder Bobbin - Rührreißschweißens durch eine Apparatur möglich, sondern auch das automatisierte Wechseln der Werkzeuge für den jeweiligen Prozess, ermöglicht. Das zweite Attribut einer kostengünstigen Herstellung der Schweißapparatur wird durch die konstruktive Umsetzung einer geschraubten Plattenkonstruktion realisiert, wobei eine ausreichende Steifigkeit der Konstruktion im Vordergrund stand. Die verwendete warmaushärtbare Aluminium-Knetlegierung EN AW 7010 besitzt nicht nur sehr gute Festigkeitseigenschaften, sondern ermöglicht auch durch ihre gute mechanische Bearbeitbarkeit eine Minimierung der anfallenden Fertigungskosten. Weiters wurde bei der konstruktiven Umsetzung darauf geachtet Normteile zu integrieren und so in Kombination mit dem zuvor erwähnten Werkstoff die Gesamtkosten zu reduzieren. Diese Maßnahmen sollen die im Kapitel „3.1.1 Vergleich von industriell verwendeten Fügeverfahren“ genannten Nachteile gegenüber anderen industriell eingesetzten Fügeverfahren ausgleichen und dadurch einen effektiven Einsatz ermöglichen. Die geometrischen Abmessungen dieser Schweißapparatur sind aus Abb. 84 und eine Auflistung der technischen Daten ist aus Tab. 13 zu entnehmen.

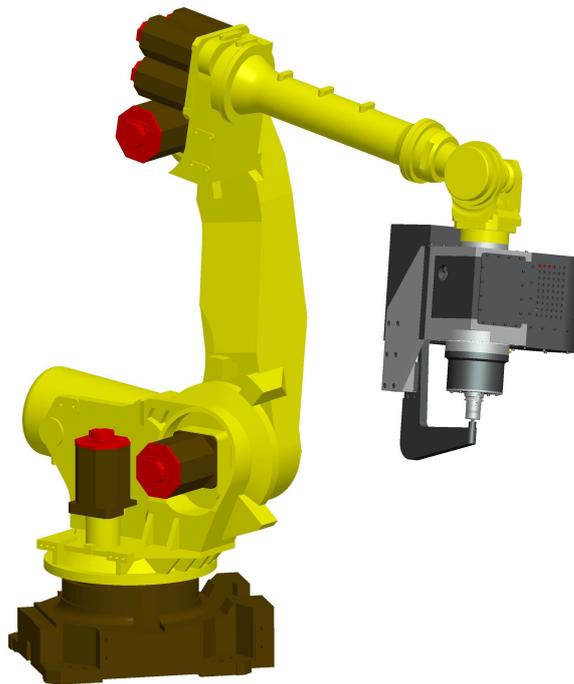


Abb. 83: Gesamtsystem aus Schweißapparatur und Industrieroboter

4.5.1 Technische Daten

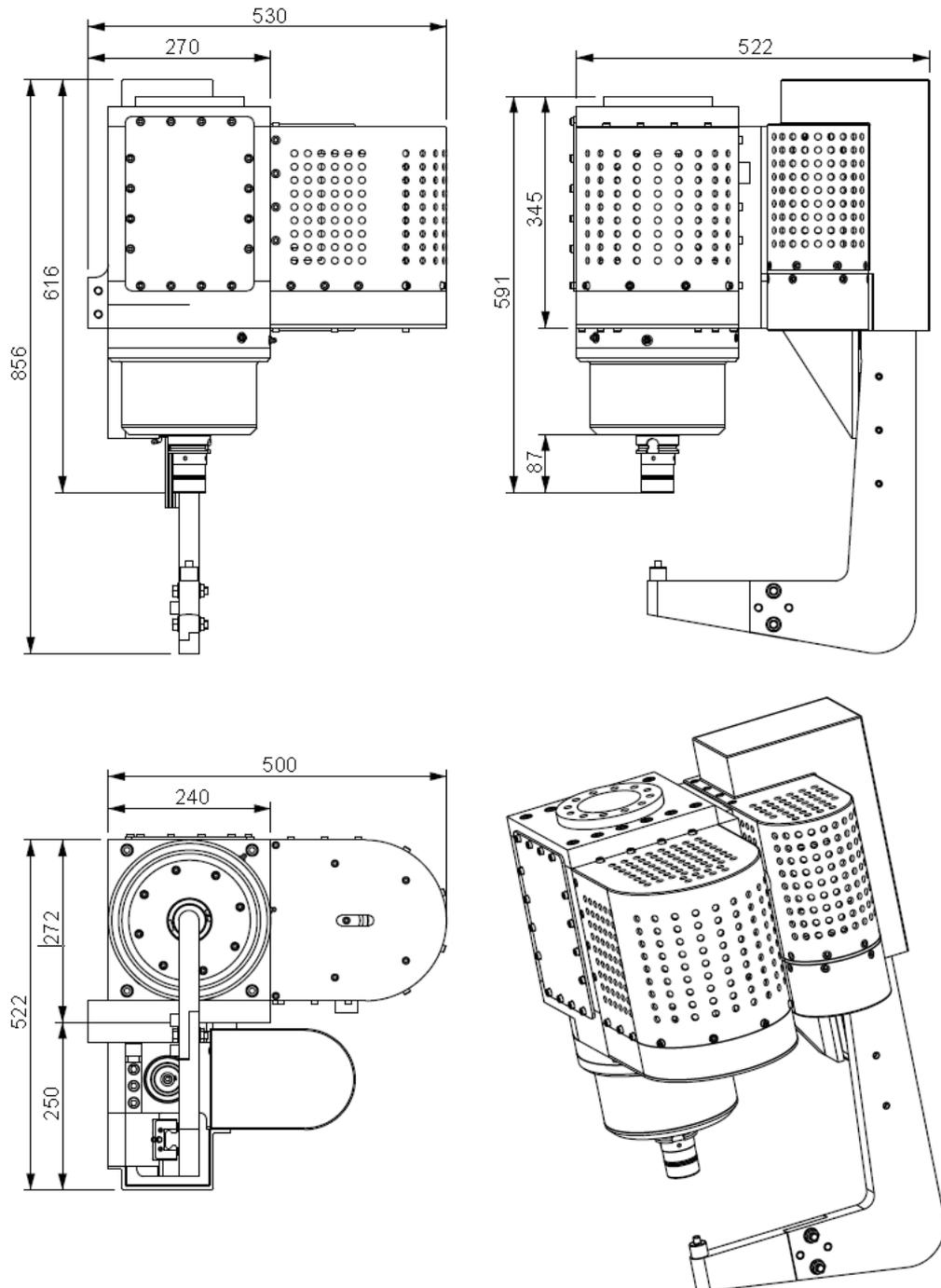


Abb. 84: Abmessungen der Schweißapparatur (Maße in mm)

Schweißapparat	
Werkzeugspindel	
Max. Drehmoment	50 Nm
Max. Drehzahl	4000 min ⁻¹
Max. Axiallast	20 kN
Max. Radialkraft	2 kN
Radiale Nachgiebigkeit (statisch)	ca. 20 µm
Werkzeugspannsystem	HSK 63/A
Werkzeugwechsel	automatisch
Arbeitsweise Spannsystem	pneumatisch
Hubantrieb	
Max. Vorschubgeschwindigkeit	33 mm/s
Arbeitsgeschwindigkeit	10 mm/s
Vorschubstrecke	100 mm
Min. Vorschub	5 µm
Positionierungsgenauigkeit	±10 µm
Gesamtapparat	
Abmessung H x B x T (in mm)	856 x 530 x 522
Gewicht	ca. 150 kg

Tab. 13: Technische Daten der Schweißapparat

4.5.2 Varianten

Bevor eine Serienfertigung erfolgen kann, muss das System getestet werden. Dafür ist es unerlässlich, dass die Schweißparameter gemessen und aufgezeichnet werden können. Nach Abschluss der Optimierung und Entwicklung der Prozessparameter kann unter gewissen Umständen auch ein einfacheres System ohne aufwändige Messtechnik verwendet werden. Die sich daraus ergebende Notwendigkeit zwei Varianten der Schweißapparat vorzusehen, findet in den beiden kommenden Kapiteln ihre Erwähnung.

4.5.2.1 Forschung und Entwicklung

In Abb. 85 wird die Variante dargestellt, die für einen Einsatz im Bereich der Forschung und Entwicklung vorgesehen ist. Sie zeichnet sich hauptsächlich durch die Einbindung eines rotierenden Schnittkraftdynamometers der Firma Kistler mit der Bezeichnung RCD 9123C aus. Dieses Messsystem ermöglicht die Auswertung der auf das Werkzeug einwirkenden Prozesskräfte in allen drei Koordinatenachsen und das auftretende Drehmoment am Werkzeug. Zusätzlich ist eine Auswertung der Drehzahl über dieses Messsystem denkbar. Für die Messdatenerhebung des Hubantriebes kommt ein piezoelektrisches Kraftmess-element für die Kraftmessung und ein inkrementelles Wegmesssystem zur Positionsbestimmung zum Einsatz. Für die Temperaturmessung im Bereich des

vorderen Spindellagers wird ein Thermoelement in die Spindelgehäusekonstruktion integriert.

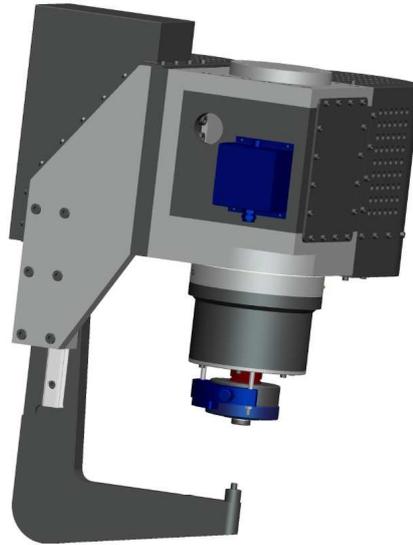


Abb. 85: Forschungsvariante der Schweißapparatur (Schnittkraftdynamometer blau hervorgehoben)

4.5.2.2 Serie

In wie weit die bei der Forschungsvariante integrierten Messsysteme durch die Messdatenauswertung der Servomotoren ersetzt werden können, stellt sich erst nach der Fertigung bzw. der danach folgenden Erprobung heraus. Voraussichtlich kann auf alle Messsysteme mit Ausnahme der Temperaturmessung des vorderen Spindellagers bzw. eines absoluten Positionsmesssystems am Hubantrieb verzichtet werden. Eine Darstellung dieser Variante ist in Abb. 84 ersichtlich.

4.5.3 Kostenübersicht

Für eine etwaige Umsetzung der robotergestützten Schweißapparatur in Form eines Prototyps und eine Abschätzung der anfallenden Kosten für dessen Herstellung, sind in Tab. 14 die wichtigsten Komponenten der Konstruktion aufgelistet. Soweit als möglich wurden Offerte bei den herstellenden Firmen zu einzelnen Positionen der Kostenübersicht eingeholt. Die Positionen, welche mit einem Stern versehen sind werden für die Vollständigkeit ebenfalls mit einer Schätzung des zu erwartenden Preises erwähnt.

KOSTENÜBERSICHT			
Firma	Bezeichnung	Preis	Bemerkung
Roboter			
Fanuc	R-2000iB/200R	79.600.-	mit Steuerung
Softwarepakete			
Fanuc	Soft Float	302.-	Kraftgesteuerte Prozessführung
Fanuc	Line Tracking	1.440.-	Weggesteuerte Prozessführung
Schweißapparatur			
Rahmenkonstruktion			
Fremdfirma	Rahmenelemente	*10.000.-	Herstellung/Material
		*200.-	Kleinteile
Servomotoren			
Fanuc	α 1/5000i	5.070.-	220V Ausführung
Fanuc	α 30/3000i	9.790.-	220V Ausführung
Vorschubantrieb			
THK	HBN 3610-5	*2000.-	Kugelgewindtrieb
THK	FK 25	*600.-	Festlager
THK	HSR 35	*2500.-	Linearführung
Werkzeugspindel			
Röhm	HSK-A63	8.120.-	Werkzeugspannsystem
Röhm	Hubüberwachung	804.-	Sensor+Controller (empfohlen)
FAG	Lagerung	*1000.-	4SL+1RKL
	Temperatursensor	*500.-	PT100
		*200.-	Kleinteile
Fremdfirma	Frässpindel	*15.000.-	Spindel/Spannsystem/Messtechnik
Planetengetriebe			
SBN	EZ 13.28	405.-	Planetengetriebe für Fanuc α 1/5000i
Werkzeugaufnahme			
Schunk	HSK/A 63	*400.-	Standardausführung

Schnittkraftmessung			
Kistler	9123C	55.667.-	mit Hardware/Software Schnittstelle
Sonstige Ausgaben			
		*300.-	Positionsmessung
		*200.-	Riementrieb
Kabelschlepp	Robotrax	*1000.-	Kabelführung
		*400.-	Kleinteile

Tab. 14: Kostenübersicht der einzelnen Komponenten

Durch die Kapitel 4.5.2 angesprochenen, unterschiedlichen Bauarten der Schweißapparatur ergibt sich natürlich auch eine dementsprechende Variation des voraussichtlichen Gesamtpreises, bei einem späteren Bau eines Prototyps. In Tab. 15 wurde darauf und auf die möglicherweise anfallenden Investitionskosten des Industrieroboters Rücksicht genommen, wobei hier zu erwähnen ist, dass es sich dabei nur um eine Schätzung handelt. Die dabei auftretenden Ungenauigkeiten ergeben sich aus teilweise angenommenen Kosten für einzelne Komponenten bzw. aus der zeitlich begrenzten Gültigkeit der eingeholten Offerten.

KOSTEN des Gesamtsystems	
Variante Forschung, mit RCD	~191.000.-
Variante Serie, ohne RCD	~136.000.-
KOSTEN ohne Roboter	
Variante Forschung, mit RCD	~111.000.-
Variante Serie, ohne RCD	~ 57.000.-

Tab. 15: Gesamtkostenübersicht der einzelnen Varianten

5 Zusammenfassung

Im Rahmen dieser Arbeit wurden zu Beginn eine Literaturrecherche für die Eingrenzung der Problemstellung bzw. die zu berücksichtigten Einflussfaktoren und eine Patentrecherche für eine Abklärung des momentanen Standes der Technik durchgeführt. Diese Recherchen führten zu dem Schluss, dass vor allem der Einsatz des Rührreibpunktschweißens und das Rührreißschweißen mit einem Bobbin-Werkzeug die vielversprechendsten Ergebnisse erzielen können. Die für eine Umsetzung in konstruktiver Form notwendigen Daten wurden durch eine Messdatenerhebung bereitgestellt, welche die am Institut bereits durchgeführten Versuche und die zugängliche Literatur zu diesem Thema inkludieren. All diese Daten wurden in Kapitel 3.2.6 zusammengefasst, wobei eine Unterteilung in qualitative und quantitative Anforderungen getroffen wurde. Die im Anschluss daran durchgeführte konstruktive Umsetzung kann in drei grundlegende Bereiche untergliedert werden:

- **Rahmenkonstruktion**
Wobei der Schwerpunkt auf eine ausreichend leichte und steife Konstruktion gelegt wurde, die durch ihre geschraubte Plattenbauweise und den verwendeten Werkstoff zusätzlich die Fertigungskosten beim Bau eines Prototyps verringert
- **Spindelsystem**
Dient zur Aufnahme und Antrieb des Werkzeuges und nimmt die während der Bearbeitungsprozesse auftretenden Belastungen auf, um die Umsetzung der verschiedenen Varianten des FSP zu ermöglichen.
- **Hubvorrichtung**
Ermöglicht durch die Gestaltung in Form eines C-Gestelles die Nutzung eines Standardindustrieroboters beim FSSW bzw. bei dessen Demontage die Umsetzung weiterer Varianten des FSP.

Begleitet wurde die konstruktive Umsetzung durch einen stetigen Prozess, welcher die Auslegung der einzelnen Komponenten und eine Einholung von Offerten der benötigten Zukaufteile bzw. deren Einbindung in die entstehende Konstruktion beinhaltet hat. Für eine mögliche spätere Realisierung wurden des Weiteren Fertigungszeichnungen aller Komponenten der Konstruktion erstellt, die neben den geometrischen Abmessungen auch die für eine Fertigung relevanten Daten beinhalten. Der gesamte Entstehungsprozess wurde unter Rücksprache mit der Firma HMS durchgeführt, da sie sich durch ihre langjährige Erfahrung im Bereich der Applikation von Schweißvorrichtungen für Industrieroboter viel Know-how auf diesem Gebiet angeeignet hat. Bei einer tatsächlichen Fertigung der Schweißapparatur, sollte die schlussendlich entstandene Konstruktion somit in der Lage sein, die festgelegten Aufgaben auszuführen.

6 Diskussion und Ausblick

Im Vergleich zu anderen Fügeverfahren, bietet das Rührreibschweißen eine Reihe von Vorteilen, insbesondere im Bereich des Schweißens von Leichtmetallen wie etwa Aluminium oder Magnesium. Im Unterschied zum Widerstandspunktschweißen macht sich hier die hohe thermische und elektrische Leitfähigkeit dieser Materialien nicht sonderlich negativ bemerkbar bzw. kann im Weiteren auf die für diese Metalle notwendige Schweißvorbereitung, im Speziellen der Entfernung der Oxidschicht auf der Materialoberfläche, verzichtet werden. Ein weiterer Vorteil dieses Verfahrens liegt in der relativ einfachen Umsetzung von Schweißungen unterschiedlicher Werkstoffe, wie etwa die Kombination von Stahl mit Aluminium oder Aluminium mit Magnesium. Weiters ist durch die Tatsache, dass dieses Verfahren unterhalb der Schmelztemperatur der Fügepartner durchgeführt wird, eine automatisierte Prozessführung teilweise leichter zu realisieren als bei den in Konkurrenz stehenden Verfahren. Dies macht ein problemloses Schweißen in allen Schweißlagen sowie eine stabile Prozessführung möglich.

All diese Eigenschaften prädestinieren dieses Verfahren für einen Einsatz in der Transportindustrie, da besonders auf diesem Gebiet der Einsatz von Leichtmetallen vorangetrieben wird, um das Thema Leichtbau weiter zu forcieren. Zusätzlich dazu können die laufenden Kosten in der Produktion durch die Tatsache, dass das Rührreibschweißen ein äußerst energieeffizientes Verfahren repräsentiert, in hohem Maße reduziert werden. Da kein Verfahren nur Vorteile bietet, muss hier die Problemstellung der erhöhten Taktzeiten bei größeren Blechdicken im Bezug auf das Rührreibpunktschweißen bzw. der auftretende Werkzeugverschleiß Erwähnung finden. Weiters sind die Investitionskosten für den Einsatz im industriellen Umfeld durch die bisherig oftmals schlechte Flexibilität der Schweißapparatur höher als bei vergleichbaren Fügeverfahren, die ebenfalls in diesen Bereichen Anwendung finden. Im Bereich der erhöhten Taktzeiten bei größeren Blechdicken und des auftretenden Werkzeugverschleißes sind jedoch Fortschritte in der Forschung und Entwicklung gelungen, die sehr viel versprechend sind. Im Falle der fehlenden Flexibilität der robotergestützten Schweißapparatur soll diese Arbeit eine Verbesserung darstellen. Dies alles lässt den Schluss zu, dass der Einsatz des Rührreibschweißens in Verbindung mit einer robotergestützten Schweißapparatur in gewissen Punkten schon jetzt konkurrenzfähig zu anderen Fügeverfahren ist. Dies wird durch die Tatsache unterstützt, dass dieses Verfahren bereits bei einigen industriell hergestellten Produkten eingesetzt wurde, wie zum Beispiel der Hecktür und Motorhaube des Mazda RX8 oder bei den Mitteltunnelschießblechen des Audi R8.

Um den Einsatz des Gesamtsystems aus Industrieroboter und Schweißapparatur im Besonderen bei bereits bestehenden Produktionsstraßen zu erleichtern,

ist die in dieser Arbeit hervorgegangene Schweißapparatur für eine Applikation auf einem Standardindustrieroboter mit mittlerer Traglast vorgesehen worden. Dieser Umstand soll eine Einbindung in bereits bestehende Produktionsstrukturen, wie etwa in flexible Roboterzellen mit bereits bestehenden Schienensystemen bzw. Portalanlagen erleichtern. Das zusätzlich begrenzte Raumangebot in solchen Zellen würde einen Einsatz von Schwerlastrobotern und deren größerer Störzonenbereich nur erschwert ermöglichen. Auch wenn diese Punkte kein Problem darstellen würden, kann die Tatsache der teuren Investitionskosten bei einer Neuanschaffung eines Schwerlastroboters im Vergleich zu einem Standardindustrieroboter, besonders im Bereich der Ideenakzeptanz im Innovationsprozess ein bleibendes Problem darstellen.

Für einen Einsatz unter realen Bedingungen und der damit verbunden Umsetzung der vorläufig nur virtuell bestehenden Schweißvorrichtung sind noch die im Folgenden beschriebenen Punkte zu erfüllen:

- **Fertigung**
Alle nötigen Grundlagen wurden bereits im Rahmen dieser Arbeit geschaffen durch:
 - Einbindung der benötigten Zukaufteile in die Konstruktion
 - Einholung von Offerten der einzelnen Zukaufteile
 - Erstellung von Fertigungszeichnung

- **Erprobung**
Das geplante Gesamtsystem aus Roboter und Schweißapparatur, muss unter realen Bedingungen getestet und für einen realen Einsatz abgestimmt werden. Nur dadurch wäre eine Eingrenzung und Bestimmung der Anwendungsgebiete für den Einsatz im industriellen Umfeld möglich.

- **Verbesserung**
Die gewonnenen Erkenntnisse können somit in die Verbesserung der Schweißapparatur bzw. des Gesamtsystems einfließen.

- **Serienfertigung, Vermarktung und Vertrieb**

Literaturverzeichnis

- [1] George E. Cook, Reginald Crawford, Denis E. Clark, Alvin M. Strauss
„Robotic friction stir welding“
Industrial Robot: An International Journal Volume 31/Nr. 1, 2004
- [2] G. Figner, R. Vallant, T. Weinberger, H. Schröttner, N. Enzinger
„Friction Stir Spot Welds between Aluminium and Steel automotive sheets: Influence of welding parameters on mechanical properties and microstructure“
Graz University of Technology, Graz, 2008
- [3] Gerlich, P. Su, T. H. North
Department of Materials Science and Engineering, University of Toronto
„Tool penetration during friction stir spot welding of Al and Mg alloys“
Journal of Materials Science 40 (2005) 6473–6481
- [4] Tsung-Yu Pan, Armando Joaquin, Daniel E. Wilkosz, Larry Reatherford, John M. Nicholson; Ford Motor Company
Zhili Feng, Michael L. Santella; Oak Ridge National Laboratory
„Spot Friction Welding for Sheet Aluminum Joining“
- [5] W. M. Thomas, D. E. Nicholas, C. J. Needham
Patent No. EP 0 615 480 B1, 1994
- [6] S. Sheikhi, R. Zettler, J. F. dos Santos;
GKSS-Forschungszentrum, Geesthacht GmbH
„Fortschritte beim Rührreibschweißen von Aluminium, Magnesium und Stahl“; Mat.-wiss. u. Werkstofftech. 2006, 37, No. 9
- [7] S. Lathabai, M.J. Painter, G.M.D. Cantin and V.K. Tyagi;
CSIRO Manufacturing and Infrastructure Technology
„Friction spot joining of an extruded Al–Mg–Si alloy“, 2006
- [8] Y. K. YANG, H. DONG, H. CAO, Y. A. CHANG, AND S. KOU
„Liquation of Mg Alloys in friction Stir Spot Welding“
Supplement to the Welding Journal, July 2008
- [9] The Welding Institute Homepage
<http://www.twi.co.uk>; 23.08.09

- [10] Arthur C. Nunes, Jr.; NASA Marshall Space Flight Center
„Metal flow in friction stir welding“
- [11] A. Arora, R. Nandan, A.P. Reynold and T. DebRoy
„Torque, power requirement and stir zone geometry in friction stir welding through modeling and experiments“
Scripta Materialia 60 (2009) 13–16; Juli 2008
- [12] Mitsuo Mitsuo FUJIMOTO, Masayuki INUZUKA, Shinji KOGA and Yoshitaka SETA; “Development of Friction Spot Joining”
- [13] Y. Nagao, Kawasaki Jukogyo Kabushiki Kaisha
Patent No. EP 1 437 193 A1, 2004
- [14] Haruhiko Asada, Jean-Jacques E. Slotine
„Robot analysis and control“
- [15] Richard C. Dorf
“Systems, controls, embedded systems, energy, and machines”;
- [16] Berufsakademie Heidenheim Homepage
<http://wiki.ba-heidenheim.de>; 25.08.09
- [17] R.S. Mishra, Z.Y. Ma
„Friction stir welding and processing“
Materials Science and Engineering R 50 (2005) 1–78
- [18] Projektarbeit Claudia Ramskogler
„Reproduzierbarkeit der Scherzugfestigkeit beim Rührreibpunkt-schweißen von verzinkten Stahl-Feinblechen verschiedener Werkstoff-kombinationen“; Schweißlabor am IWS TU Graz / Voestalpine Stahl GmbH, Linz (Sabine Ritsche); 2009
- [19] I M Norris, W M Thomas, J Martin, D J Staines
“Friction stir welding - process variants and recent industrial developments”
TWI Ltd, Granta Park, Great Abington, Cambridge, CB21 6AL, UK
10th International Aachen Welding Conference, 'Welding and Joining, Key Technologies for the Future', Eurogress, Aachen, 24-25 Oct. 2007.
- [20] TWI Ltd.; Project Outline
“Assessment of Bobbin Friction Stir Welding for the Joining of Aluminium Alloys”, September 2008

- [21] M. Awang, V. H. Mucino, Z. Feng, and S. A. David
“Thermo-Mechanical Modeling of Friction Stir Spot Welding (FSSW) Process: Use of an Explicit Adaptive Meshing Scheme”; SAE International paper 2005-01-1251; SAE International 2005
- [22] William J. Arbegast
“Friction Stir Joining: Process Optimization (Parameters, Pin Tool Materials and Designs)”; Advanced Materials Processing Center South Dakota School of Mines and Technology Rapid City, South Dakota
- [23] S. Meinel, R. Kreißig, H. Ansorge
„Aspekte der Beschreibung der Fließspannung bei der numerischen Simulation zyklischer Umformvorgänge“; Forsch Ingenieurwes (2007) 71: 9–20; 29 September 2006
- [24] Bernhard Führer
“Prozess- und Werkzeugentwicklung für das Rührreißschweißen von Stählen”
Graz University of Technology, Graz, 2007
- [25] Mafred Weck, Christian Brecher
„Werkzeugmaschinen – Konstruktion und Berechnung“
Werkzeugmaschinen - Fertigungssysteme 2, 8. Aufl.
Springer Verlag 2005, ISBN 3-540-22502-1
- [26] Plock R.
„Untersuchung und Berechnung von elastostatischen ebenen Mehrschraubenverbindungen“; Dissertation, RWTH Aachen, 1970
- [27] Wilhelm Matek, Dieter Muhs, Herbert Wittel, Manfred Becker
„Roloff/Matek Maschinenelemente“
13 Auflage; Vieweg Verlag 1994, ISBN 3-528-74028-0
- [28] S. A David and Zhili Feng
Materials Joining Group, Metals and Ceramics Division, Oak Ridge, TN
“Friction stir welding of advanced materials: Challenges”, 9th Materials Day; 19 November 2004, Graz
- [29] Paul Briskham, Nicholas Blundell, Li Han, Richard Hewitt and Ken Young
International Automotive Research Centre, Warwick Manufacturing Group, University of Warwick, Coventry, UK
Douglas Boomer; Innoval Technology Ltd, Banbury, UK

“Comparison of self-pierce riveting, resistance spot welding and spot friction joining for aluminium automotive sheet”
SAE International paper 2006-01-0774; SAE International 2006

- [30] Jeremy Micah Brown
“The Effect of sealants and surface treatments on the faying surface of swept friction stir spot welding”
Wichita State University, Dezember 2008
- [31] Christian Kolbeck, Boehlerit
“Werkzeugentwicklung für das Rührreibschweißen hochfester Werkstoffe“
Graz - K-net JOIN Fachtagung „Fortschritte in der Fügetechnik“,
01.12.2009
- [32] T. Weinberger, N. Enzinger, H. Cerjak, Technische Universität Graz
"Untersuchung neuartiger Werkzeugkonzepte für das Rührreibschweißen von AW-6063-T6“, 27.04.2008
- [33] Cornelius Herstatt, Birgit Verworn
„Management der frühen Innovationsphasen: Grundlagen - Methoden – Neue Ansätze“; 2. Auflage, Gabler Verlag 2007, ISBN 978-3-8349-0375-4
- [34] Klaus Dieter Rupp
Duale Hochschule Baden-Württemberg
„Roboter und Handhabungssysteme“

Anhang A

Zeigt einen Auszug aus dem Protokoll der Projekttreffen mit der Firma HMS, um einen Einblick in die durchgeführte Zusammenarbeit zu ermöglichen.

4. Treffen 19.10.09

Allgemeines

		Bemerkung
Treffpunkt	Firma HMS	
Datum	19.10.09	
Uhrzeit	00:90 – 11:00	
Anwesende Personen	Ebner Manuel Humer Christian	
Nächstes Treffen	30.10.09 ?	Mit Manuel Ebner und Schwarzügl Thomas
Geplante Besprechungspunkte	Konstruktive Umsetzung	

Gesprächspunkte

Endeffektor

Varianten	Bemerkung
Einschränkung auf beweglichen C-Rahmen, da: <ol style="list-style-type: none"> 1. ein Werkzeugwechsel bei moniertem C-Rahmen möglich ist, wobei die Baulänge geringer ist als bei beweglicher Arbeitsspindel 2. eine Prozessregelung über die Robotersteuerung möglich ist <ul style="list-style-type: none"> o Kraftgesteuerter Prozessablauf wird durch „weich schalten“ der Vorschubachse des Roboters (Soft Float) und Messung der Kraft in Vorschubrichtung ermöglicht o Weggesteuerter Prozessablauf durch Synchronisation des Vorschubantriebes mit der Robotersteuerung (Coordinated Motion) mittels Positionsmessung an der Linearführung 	Positionsmessung durch inkrementeller oder absoluter Wegmessung Kraftmessung mittels piezoelektrische Kraftsensor

Konstruktion	Bemerkung
Antriebsmotor seitlich platzieren, wobei die Anschlussleitungen auf der konträren Seite gemeinsam zugeführt werden	Schwerpunkt so Nahe als möglich in Richtung der letzten Achse platzieren
Es muss genügend Vorschubweg für den automatischen Werkzeugwechsel vorgesehen werden	
Konstruktive Ausparung für eine mögliche Nachrüstung einer Wasserkühlung vorsehen	z.B. Spindelklemmelement
Anschlag für die Positionierung der Linearführung bei der Montage vorsehen	
Ein Führungsschiene der Linearführung starr am Endeffektor und eine beweglich zur Montage gestalten	

Messtechnik	Bemerkung
<ul style="list-style-type: none"> o Kraftmessung aller 3 Achsen (Prozesskräfte) o Temperaturmessung in der Arbeitsspindel (Lagertemperatur) o Drehmomentmessung im Antriebsstrang o Positionsmessung des Vorschubweges an der Linear- 	

Anhang B

Besteht aus einer Auflistung der für die Konstruktion der Schweißapparatur relevanten bzw. bestehenden Patente. Die Patentrecherche wurde wegen der langen Wartezeiten bei einer etwaigen Anfrage am Patentamt selbstständig durchgeführt.

#	Ländercode	Patentnr.	Schriftcode	Anmeldung durch	Beschreibung	veröffentlicht
1	DE	<u>195 48 431</u>	A1	Fraunhofer-Gesellschaft zur Förderung der angewandten Forschung e. V.	Device for automatic assembly of press-in elements, especially for coupling to manipulator, e.g. industrial robot	26.06.1997
2	EP	<u>1 153 694</u>	A2	Kawasaki Jukogyo Kabushiki Kaisha	Spot joining method and spot joining device	14.11.2001
3	EP	<u>1 281 468</u>	A3	Kawasaki Jukogyo Kabushiki Kaisha	Friction stir joining apparatus	19.01.2005
4	EP	<u>1 410 870</u>	A1	Hitachi Ltd.	Apparatus and method for frictional stirring welding with compensating member	21.04.2004
5	EP	<u>1 415 754</u>	B1	Mazda Motor Corp.	Method and apparatus for friction stir welding with emergency procedure	28.02.2007
6	EP	<u>1 437 193</u>	A1	Kawasaki Jukogyo Kabushiki Kaisha	Frictional stir welding apparatus and robot	14.07.2004
7	EP	<u>1 483 078</u>	B1	Esab AB	Welding head, welding system and method for friction stir welding	13.05.2009
8	EP	<u>1 510 280</u>	B1	General Electric Comp.	Method for friction stir welding using a consumable pin tool	01.07.2009
9	EP	<u>1 647 348</u>	A1	Obara Corp.	Friction stir spot joining device	19.04.2006
10	EP	<u>1 674 188</u>	A2	Mazda Motor Corp.	Method and apparatus for spot welding by friction stir welding	28.06.2006
11	EP	<u>1 749 614</u>	A1	Mazda Motor Corp.	Friction stir spot welding method, computer program product and apparatus for joining two overlapping members using an interposed member	07.02.2007
12	EP	<u>1 902 810</u>	A1	Mazda Motor Corp.	Friction stir spot welding method	26.03.2008
13	EP	<u>2 070 668</u>	A1	Pastal GmbH	Stamping machine with flexible machining unit	17.06.2009
14	EP	<u>2 072 174</u>	A1	Kawasaki Jukogyo Kabushiki Kaisha	Friction stir spot joining device	24.06.2009
15	GB	<u>2 434 765</u>	A	Mazda Motor Corp.	Friction stir welding apparatus and method of operating same	08.08.2007
16	JP	<u>5016046</u>	A	Komori Printing Mach	Drilling robot and automatic drill changer	26.01.1993
17	JP	<u>9300114</u>	A	Press Kogyo	Drilling device with robot	25.11.1997
18	JP	<u>11221707</u>	A	Meidensha Electric Co Ltd	Drilling robot	17.08.1999
19	JP	<u>2002103061</u>	A	Hitachi Ltd.	Method and apparatus for friction stir welding	09.04.2002
20	JP	<u>2002137067</u>	A	Kawasaki Heavy Ind Ltd	Friction stir welding apparatus	14.05.2002
21	JP	<u>2006167747</u>	A	Honda Motor Co Ltd	Welding apparatus and welding method	29.06.2006
22	JP	<u>2006224180</u>	A	Toyota Motor Corp	Spot friction stir welding method and equipment	31.08.2006

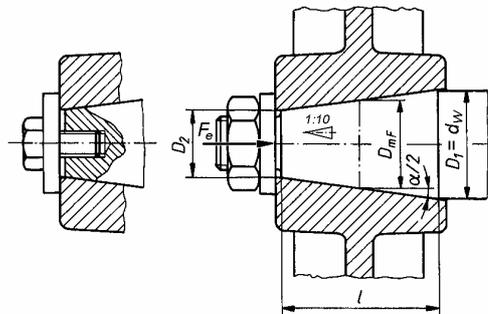
23	JP	<u>2007030017</u>	A	Sumitomo Light Metal Ind, Obara Corp	Method of friction stir spot welding	08.02.2007
24	JP	<u>2007175827</u>	A	Nat Aerospace Lab	Drilling device for resin part, drilling robot system for resin part and drilling method for resin part	12.07.2007
25	JP	<u>2007216249</u>	A	Kawasaki Heavy Ind Ltd	Friction stir spot welding equipment	30.08.2007
26	JP	<u>2008110438</u>	A	Toray Eng Co Ltd.	Drilling device	15.05.2008
27	JP	<u>2008246582</u>	A	Yaskawa Electric Corp	Friction stir welding apparatus	16.10.2008
28	JP	<u>2009072790</u>	A	Kawasaki Heavy Ind Ltd	Friction stir welding apparatus and tool	09.04.2009
29	JP	<u>20025313227</u>	A	Kawasaki Heavy Ind Ltd	Friction stir welding apparatus	10.11.2005
30	US	<u>6108896</u>		Avions Marcel Dessault Brequet Aviation	Process and tool assembly for riveting parts	29.08.2000
31	US	<u>2004/079787</u>	A1	Okamoto et al.	Friction stir welding apparatus and method	29.04.2004
32	US	<u>2006/124691</u>	A1	Boeing Comp, Wood et al.	Pressure foot clamping apparatus and methods	15.06.2006
33	US	<u>2006/169740</u>	A1	Kawasaki Jukogyo Kabushiki Kaisha	Welding tool for friction-stir welding apparatus	03.08.2006
34	US	<u>2006/169741</u>	A1	Friction Stir Link Inc., Smith et al.	Self-clamping device for friction stir spot welding	03.08.2006
35	US	<u>2008/173695</u>	A1	Kawasaki Jukogyo Kabushiki Kaisha	Friction Stir Welding Apparatus and Robot Employing the Apparatus	24.06.2008
36	US	<u>2009/014497</u>	A1	Sung Phil Ryu	Apparatus for welding upper and lower plates of metal separating plate of fuel cell	15.01.2009
37	US	<u>2009/039139</u>	A1	Boeing Comp	Friction stir welding load confirmation system	12.02.2009
38	WO	<u>01/36145</u>	A1	GKSS-Forschungszentrum Geesthacht GmbH	Device for joining by friction stir welding at least two workpieces that adjoin at least in the contact zone	25.05.2001
39	WO	<u>01/74526</u>	A1	Boeing Comp	Friction stir welding apparatus and method	11.10.2001
40	WO	<u>2006/055530</u>	A1	Boeing Comp	Counter-rotating spindle for friction stir	26.05.2006
41	WO	<u>2007/067659</u>	A2	Tol-o.matic Inc.	Rotatable tool and apparatus	14.06.2007
42	WO	<u>2007/074974</u>	A1	Research Institute of Industrial Science & Technology	Apparatus for friction stir spot welding	05.07.2007

Anhang C

Repräsentiert ausgewählte Bereiche der im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Auslegung der Schweißvorrichtung bzw. deren Komponenten, wobei die Berechnung der kraftschlüssigen Verbindung mittels Kegel-Hohlschaft (HSK), des Kugelgewindetriebes für den Hubantrieb und des Servomotor für den Hubantrieb Erwähnung finden.

Berechnung der kraftschlüssigen Verbindung mittels HSK

Auslegung des Werkzeugwechselsystems bzw. der nötigen Spannkraft für eine ausreichende, kraftschlüssige Verbindung zwischen Werkzeugspannsystem und Werkzeugaufnahme mittels Kegel-Hohlschaft HSK. Die Berechnung erfolgt nach „Roloff/Matek Maschinenelemente“.



Kraftschlüssigen Verbindung, Quelle: Roloff/Matek Maschinenelemente

c_B	1	...	Betriebsfaktor
v_H	1	...	Haftsicherheit
T	Nm	...	von der Verbindung zu übertragendes Nennmoment
μ	1	...	Haftbeiwert der Verbindung
$\alpha/2$	°	...	Kegel-Neigungswinkel (Einstellwinkel)
ρ	°	...	Reibungswinkel
C	1	...	Kegelverhältnis
D_1	mm	...	großer Kegeldurchmesser
D_2	mm	...	kleiner Kegeldurchmesser
D_{mf}	mm	...	mittlerer Kegeldurchmesser
l	mm	...	Kegellänge
F_E	N	...	erforderliche Einpresskraft
F_1	N	...	Spannkraft des Werkzeugwechselsystems

Ermittlung des mittleren Kegeldurchmessers

$$C = \frac{1}{x} = \frac{D_1 - D_2}{l} \quad D_{mF} = \frac{D_1 + D_2}{2}$$

$$C = \frac{1}{x} = \frac{D_1 - D_2}{l} \Rightarrow D_2 = D_1 - \frac{l}{x}$$

$$D_{mF} = \frac{D_1 + D_2}{2} \Rightarrow \frac{D_1 + D_1 - \frac{l}{x}}{2} = \frac{2 \cdot D_1 - \frac{l}{x}}{2} = \frac{2 \cdot D_1 \cdot x - l}{2 \cdot x}$$

$$D_{mF/HSK40} = \frac{2 \cdot D_1 \cdot x - l}{2 \cdot x} = \frac{2 \cdot 30 \cdot 9,98 - 20}{2 \cdot 9,98} = 29 \text{ mm}$$

$$D_{mF/HSK50} = \frac{2 \cdot 38 \cdot 9,98 - 25}{2 \cdot 9,98} = 36,75 \text{ mm}$$

$$D_{mF/HSK63} = \frac{2 \cdot 48 \cdot 9,98 - 32}{2 \cdot 9,98} = 46,4 \text{ mm}$$

Überschlagsrechnung der Einpresskraft

Für ein Kegelverhältnis $C=1:10$ kann für eine Überschlagsrechnung die Einpresskraft angenähert werden:

$$F_E \approx (3 \dots 4) \cdot \frac{c_B \cdot v_H \cdot T}{D_{mF}}$$

(für $\alpha \sim 6^\circ$; $C=1:10$; $\mu=0,05 \dots 0,1$)

$$F_{E/HSK40} \approx (3 \dots 4) \cdot \frac{c_B \cdot v_H \cdot T}{D_{mF}} = 4 \cdot \frac{1,2 \cdot 1,5 \cdot 50}{0,029} = 12414 \text{ N}$$

$$F_{E/HSK50} \approx 4 \cdot \frac{1,2 \cdot 1,5 \cdot 50}{0,03675} = 9795 \text{ N}$$

$$F_{E/HSK63} \approx 4 \cdot \frac{1,2 \cdot 1,5 \cdot 50}{0,0404} = 7759 \text{ N}$$

Ermittlung des Reibungswinkels

$$\mu = \tan \rho$$

$$\mu = \tan \rho \Rightarrow \rho = \arctan \mu = \arctan 0,06 = 3,434^\circ$$

Kegel-Neigungswinkel

$$\tan\left(\frac{\alpha}{2}\right) = \frac{D_1 - D_2}{2 \cdot l}$$

$$\tan\left(\frac{\alpha}{2}\right) = \frac{D_1 - D_2}{2 \cdot l} \Rightarrow \frac{\alpha}{2} = \arctan\left(\frac{D_1 - D_2}{2 \cdot l}\right) = \arctan\left(\frac{l}{x}\right) = \arctan\left(\frac{1}{2 \cdot x}\right) = 2,86^\circ$$

Erforderliche Einpresskraft

Die für eine sichere Übertragung des Drehmomentes T erforderliche Einpresskraft bei kraftschlüssiger Verbindung:

$$F_E = \frac{2 \cdot c_B \cdot v_H \cdot T}{D_{mF}} \cdot \frac{\sin\left(\rho + \frac{\alpha}{2}\right)}{\sin \rho}$$

$$F_{E/HSK40} \geq \frac{2 \cdot c_B \cdot v_H \cdot T}{D_{mF}} \cdot \frac{\sin\left(\rho + \frac{\alpha}{2}\right)}{\sin \rho} = \frac{2 \cdot 1,2 \cdot 1,5 \cdot 50}{0,029} \cdot \frac{\sin(3,434 + 2,86)}{\sin 3,434} = 11357 \text{ N}$$

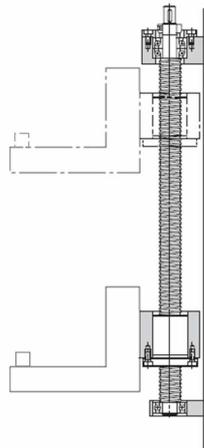
$$F_{E/HSK50} \geq \frac{2 \cdot 1,2 \cdot 1,5 \cdot 50}{0,03675} \cdot \frac{\sin(3,434 + 2,86)}{\sin 3,434} = 8963 \text{ N}$$

$$F_{E/HSK63} \geq \frac{2 \cdot 1,2 \cdot 1,5 \cdot 50}{0,0464} \cdot \frac{\sin(3,434 + 2,86)}{\sin 3,434} = 7099 \text{ N}$$

		HSK-A/E		
		40	50	63
D_1	[mm]	30	38	48
l	[mm]	20	25	32
D_{mF}	[mm]	29	36,75	46,4
F_E	[kN]	11,35	8,96	7,1
F_1	[kN]	10	15	25

Um das im Betrieb maximal auftretende Spindelmoment von 50 Nm aufnehmen zu können, ist mindestens ein Kegel-Hohlschaft der Nenngröße HSK 50 zu wählen, da in diesem Fall die Spannkraft des Werkzeugwechselsystems die erforderliche Einpresskraft aufbringen kann. Auf die Berechnung der auftretenden Flächenpressung wird bewusst verzichtet.

Berechnung des Hubsystems



Gesamtsystem

$m_1 = 20kg$...	Gewicht des C-Rahmens
$l_s = 100mm$...	Hublänge
$V_{FSP} = 10mm/s$...	Arbeitsgeschwindigkeit
$V_{max} = 33,3mm/s$...	Eilangsgeschwindigkeit
$t_1 = 0,1s$...	Beschleunigungszeit
$t_2 = 0,1s$...	Verzögerungszeit
$n = 2min^{-1}$...	Verfahrzyklen
$L_{h\ gef} = 30000h$...	geforderte Lebensdauer

Kugelgewindetrieb THK HBN 3610-5

$d_c = 30mm$...	Gewindespindelkerndurchmesser
$d_p = 38mm$...	Kernmittenkreisdurchmesser
$d = 36mm$...	Gewindespindelaußendurchmesser
$L = 10mm$...	Steigung der Gewindespindel
$F_p = 33,5kN$...	zulässige Axialbelastung
$C_{0a} = 220,4kN$...	statische Tragzahl
$C_a = 108,2kN$...	dynamische Tragzahl
$J_s = 3,87 \cdot 10^{-4} kgm^2$...	Trägheitsmoment der Kugelgewindespindel

Planetengetriebe SPN EZ 14.28

$i = 28$...	Übersetzungsverhältnis
$\eta_G \geq 96\%$...	Getriebewirkungsgrad
$J_G = 8,6 \cdot 10^{-5} kgm^2$...	ges. Massenträgheitsmoment

Antriebsmotor Fanuc $\alpha 2/5000i$

$J_M = 2,9 \cdot 10^{-4} kgm^2$...	ges. Massenträgheitsmoment
$T_M = 7,8Nm$...	maximales Drehmoment
$n_n = 4000min^{-1}$...	Nenndrehzahl des Hubmotors
$n_{max} = 5000min^{-1}$...	maximale Drehzahl des Hubmotors
$T_{MS} = 2Nm$...	maximales Anzugsmoment (Stillstandsmoment)

Linearführung (LF) THK HSR 35

$\mu = 0,003$...	Reibungskoeffizient der Führung (rollend)
---------------	-----	---

- $F_{LF} = 20N$... Verschiebewiderstand der LF (unbelastet)
 $F_{LFB} = 120N$... Verschiebewiderstand der LF (belastet)

Die nachfolgende Berechnung basiert auf den Berechnungsvorgaben der Firma THK für einen Kugelgewindtrieb. Weiters kommt ein Planetengetriebe der Firma SNB vor, wobei die für die Auslegung verwendeten Daten von dieser Firma stammen.

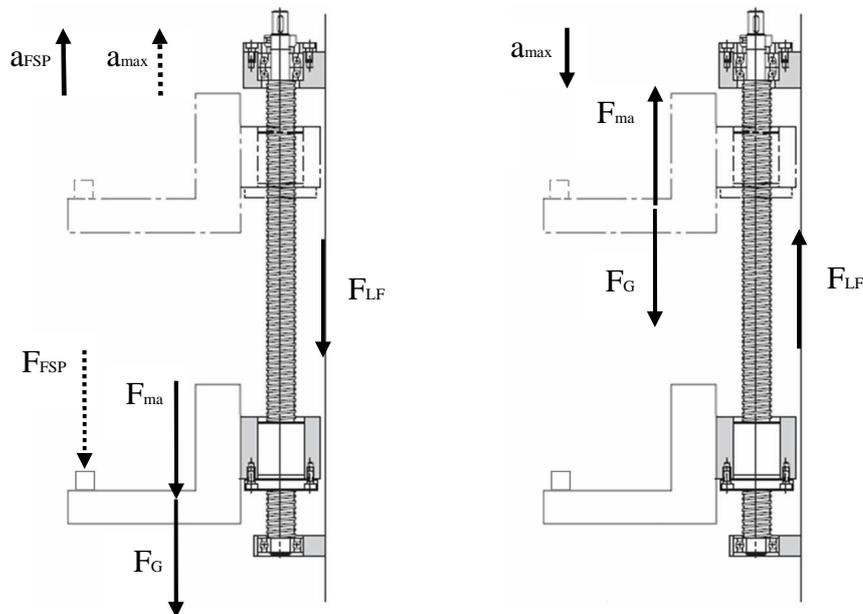
Zulässige Axiallast

Berechnung der maximalen Axiallast

$$a = \frac{V_{\max}}{t_1}$$

$$a_{FSP} = \frac{0,01}{0,1} = 0,1 \frac{m}{s^2} \quad \dots \quad \text{Beschleunigung im Arbeitsgang}$$

$$a_{\max} = \frac{0,0333}{0,1} = 0,333 \frac{m}{s^2} \quad \dots \quad \text{Beschleunigung im Eilgang}$$



Schematische Darstellung des Kugelgewindetriebes

Unbelastete Aufwärtsbeschleunigung (Eilgang)

$$F_{a1} = m \cdot g + F_{LF} + m \cdot a_{\max} = 20 \cdot 9,81 + 20 + 20 \cdot 0,333 = 223N$$

Belastete Aufwärtsbeschleunigung (Arbeitsgang)

$$F_{a1\ FSP} = m \cdot g + F_{LFB} + m \cdot a_{FSP} + F_{FSP} = 20 \cdot 9,81 + 120 + 20 \cdot 0,1 + 20000 = 20318N$$

Unbelastete konstante Aufwärtsbewegung (Eilgang)

$$F_{a2} = m \cdot g + F_{LF} = 20 \cdot 9,81 + 20 = 216N$$

Belastete konstante Aufwärtsbewegung (Arbeitsgang)

$$F_{a2\ FSP} = m \cdot g + F_{LFB} + F_{FSP} = 20 \cdot 9,81 + 120 + 20000 = 20316N$$

Unbelastete Aufwärtsverzögerung (Eilgang)

$$F_{a3} = m \cdot g + F_{LF} - m \cdot a_{\max} = 20 \cdot 9,81 + 20 - 20 \cdot 0,333 = 210N$$

Belastete Aufwärtsverzögerung (Arbeitsgang)

$$F_{a3} = m \cdot g + F_{LFB} - m \cdot a_{FSP} + F_{FSP} = 20 \cdot 9,81 + 120 - 20 \cdot 0,1 + 20000 = 20314N$$

Unbelastete Abwärtsbeschleunigung (Eilgang)

$$F_{a4} = m \cdot g - F_{LF} - m \cdot a_{\max} = 20 \cdot 9,81 - 20 - 20 \cdot 0,333 = 170N$$

Unbelastete konstante Abwärtsbewegung (Eilgang)

$$F_{a5} = m \cdot g - F_{LF} = 20 \cdot 9,81 - 20 = 176N$$

Unbelastete Abwärtsverzögerung (Eilgang)

$$F_{a6} = m \cdot g - F_{LF} + m \cdot a_{\max} = 20 \cdot 9,81 - 20 + 20 \cdot 0,333 = 183N$$

Maximale Axialbelastung

$$F_{a\ \max} = F_{a1\ FSP} = 20318N = 20,318kN \leq F_p = 33,5kN$$

Die maximale Axialbelastung tritt während der belasteten Aufwärtsbeschleunigung im Arbeitsgang auf, wobei diese 20,318 kN beträgt und unterhalb der zulässigen Axialbelastung von 33,5kN liegt.

Berechnung der Knicklast

P_k	N	...	Knicklast
l_a	mm	...	ungestützte Spindellänge
$l_{a\ zul}$	mm	...	zulässige ungestützte Spindellänge
E	N/mm^2	...	Elastizitätsmodul der Gewindespindel
I	mm^4	...	Flächenträgheitsmoment der Spindel

$\eta_1, \eta_2 =$ Faktor für die Lagerart

fest - frei	$\eta_1 = 0,25$	$\eta_2 = 1,3$
fest - los	$\eta_1 = 2$	$\eta_2 = 10$
fest - fest	$\eta_1 = 4$	$\eta_2 = 20$

Quelle: THK

$$I = \frac{\pi \cdot d_c^4}{64}$$

$$I = \frac{\pi \cdot d_c^4}{64} = \frac{\pi \cdot 30^4}{64} = 39760,78 \text{ mm}^4$$

$$P_k = \frac{\eta_1 \cdot \pi^2 \cdot E \cdot I}{l_a^2} \cdot 0,5 = \frac{\eta_2 \cdot d_c^4}{l_a^2} \cdot 10^4$$

$$P_{k \text{ zul}} = \frac{0,25 \cdot \pi^2 \cdot 206000 \cdot 39760,78}{150^2} \cdot 0,5 = 449107 \text{ N} = 449 \text{ kN}$$

$$l_{a \text{ zul}} = \sqrt{\frac{0,25 \cdot \pi^2 \cdot 206000 \cdot 39760,78 \cdot 0,5}{20318}} = 705 \text{ mm}$$

Die kritische Spindellänge von 710mm wird nicht erreicht.

Statischer Sicherheitsfaktor

$F_{a \text{ max}} = F_p$ N ... zulässige Axialbelastung (lt. Hersteller für HBN 3610-5)

f_s 1 ... statischer Sicherheitsfaktor

Maschinen mit Linearsystem	Anwendungsbedingungen	Unterer Grenzwert für f_s
Industriemaschinen im Allgemeinen	Ohne Schwingungen oder Stöße	1 bis 1,3
	Mit Schwingungen oder Stößen	2 bis 3
Werkzeugmaschinen	Ohne Schwingungen oder Stöße	1 bis 1,5
	Mit Schwingungen oder Stößen	2,5 bis 7

Statische Sicherheitsfaktoren Quelle: THK

$$F_{a \text{ max}} = \frac{C_{0a}}{f_s}$$

Die maximale Axialbelastung bei diesem Kugelgewindetrieb liegt lt. Hersteller bei 33,5kN. Damit ergibt sich ein Sicherheitsfaktor von

$$f_s = \frac{C_{0a}}{F_{a\max}} = \frac{220,4}{33,5} = 6,58$$

Dieser Sicherheitsfaktor entspricht einer Anwendung im Bereich von Werkzeugmaschinen, wobei die Belastung mit Schwingungen oder Stößen zu bezeichnen ist.

Ermittlung der Lebensdauer

Nominelle Lebensdauer (Gesamtzahl von Umdrehungen)

L	1	...	nominelle Lebensdauer
F_a	kN	...	Axialbelastung
f_w	1	...	Belastungsfaktor

Schwingungen/ Stöße	Geschwindigkeit (V)	f_w
kaum	sehr niedrig $V \leq 0,25$ m/s	1 bis 1,2
leicht	niedrig $0,25 < V \leq 1$ m/s	1,2 bis 1,5
mittel	mittel $1 < V \leq 2$ m/s	1,5 bis 2
schwer	hoch $V > 2$ m/s	2 bis 3,5

Auswahl des Belastungsfaktors Quelle: THK

$$L = \left(\frac{C_a}{f_w \cdot F_a} \right)^3 \cdot 10^6$$

$$L = \left(\frac{C_a}{f_w \cdot F_a} \right)^3 \cdot 10^6 = \left(\frac{108,2}{1,2 \cdot 20,318} \right)^3 \cdot 10^6 = 87396728$$

Lebensdauer in Stunden

L_h	h	...	Lebensdauer
n	min ⁻¹	...	Zyklenzahl pro Minute
N	min ⁻¹	...	Umdrehungen
P_h	mm	...	Spindelsteigung
l_s	mm	...	Hublänge

$$L_h = \frac{L}{60 \cdot N} = \frac{L \cdot P_h}{2 \cdot 60 \cdot n \cdot l_s}$$

$$L_h = \frac{87396728 \cdot 10}{2 \cdot 60 \cdot 2 \cdot 100} = 36415 \text{ h}$$

Die geforderte Lebensdauer von 30000 Stunden wird erreicht.

Steigungswinkel des Kugelgewindetriebes

$$\tan \beta = \frac{P}{\pi \cdot d_p}$$

$$\tan \beta = \frac{L}{\pi \cdot d_p} = \frac{10}{\pi \cdot 38} = 0.083766$$

$$\beta = \arctan 0.083766 = 4.788^\circ$$

Antriebsdrehmoment zur Erzielung einer Vorschubkraft

T	Nm	...	Lastmoment
F_a	N	...	externe Axiallast
P_h	m	...	Spindelsteigung
η_1	1	...	Wirkungsgrad des KGT (Rotation \Rightarrow Linear)
η_2	1	...	Wirkungsgrad des KGT (Linear \Rightarrow Rotation)

Antriebsdrehmoment bei anliegender Vorschubkraft

$$T = \frac{F_a \cdot L}{2 \cdot \pi \cdot \eta_1}$$

$$T = \frac{F_a \cdot L}{2 \cdot \pi \cdot \eta_1} = \frac{20318 \cdot 0.01}{2 \cdot \pi \cdot 0.9} = 35,37 \text{ Nm}$$

Aufzubringendes Moment beim Halten der Last

$$T = \frac{\eta_2 \cdot L \cdot P}{2 \cdot \pi}$$

$$T = \frac{\eta_2 \cdot L \cdot P}{2 \cdot \pi} = \frac{0,9 \cdot 0,01 \cdot 20318}{2 \cdot \pi} = 29,1 \text{ Nm}$$

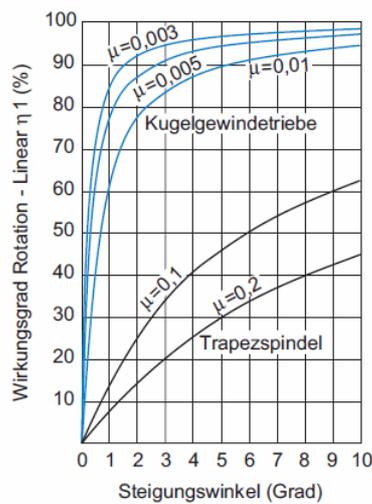


Abb.1 Wirkungsgrad bei Umwandlung der Rotationsbewegung in lineare Bewegung

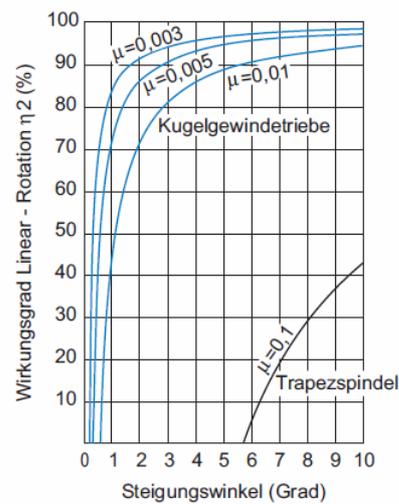


Abb.2 Wirkungsgrad bei Umwandlung der linearen Bewegung in Rotationsbewegung

Wirkungsgrade des Kugelgewindetriebes Quelle: THK

Ermittlung der erforderlichen Drehmomente

Reibmoment durch externe Belastung

K 1 ... Koeffizient für innere Reibung (durch Vorspannung)

$$T_R = K \cdot \frac{F_a \cdot P_h}{2 \cdot \pi} \quad K = 0,05 \cdot \tan \beta$$

Bei belasteter konstanter Aufwärtsbewegung (Arbeitsgang)

$$T_{R1} = 0,05 \cdot 0,083766 \cdot \frac{20318 \cdot 0,01}{2 \cdot \pi} = 0,135 \text{ Nm}$$

Trägheitsmoment bei Beschleunigung des C-Rahmens

$$J_C = m \cdot \left(\frac{P_h}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot 10^{-6}$$

$$J_C = 20 \cdot \left(\frac{0,01}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot 10^{-6} = 5,07 \cdot 10^{-5} \text{ kgm}^2$$

Winkelbeschleunigung der Gewindespindel

$$\alpha = \frac{2 \cdot \pi \cdot N_m}{60 \cdot t \cdot i}$$

$$\alpha = \frac{2 \cdot \pi \cdot N_m}{60 \cdot t \cdot i} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 5000}{60 \cdot 0,1 \cdot 28} = 187 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$$

Gemäß obigen Betrachtungen wird für die Beschleunigung des C-Rahmens folgendes Drehmoment benötigt.

$$T_C = J \cdot \alpha = 5,07 \cdot 10^{-5} \cdot 187 = 0,095 \text{ Nm}$$

Auslegung des Hubmotors

(Auslegung nach Herstellerangaben von Fanuc)

T_m	Nm	...	Moment durch Beladung
F	N	...	die für eine Bewegung benötigte Axialkraft
T_f	Nm	...	Reibmoment bezogen auf Motorausgang
F_{KL}	Nm	...	Reibmoment des Kugellagers
F_{KGT}	Nm	...	Reibmoment des Kugelgewindetriebes (innere Reibung)
l	m/U	...	Vorschub des Werkzeuges pro Umdrehung des Motors
η_1	1	...	Wirkungsgrad des KGT (Rotation \Rightarrow Linear)
P_h	m	...	Steigung der Kugelgewindespindel
i	1	...	Übersetzung des Planetengetriebes (Gesamtübersetzung)
F_{LF}	N	...	Verschiebewiderstand der Linearführung (unbelastet)
F_{LFB}	N	...	Verschiebewiderstand der Linearführung (belastet)

$$T_m = \frac{F \cdot l}{2 \cdot \pi \cdot \eta_1} + T_f \quad T_f = T_{KL} + T_{KGT}$$

$$l = \frac{P}{i} \quad i = \frac{T_{Ausgang}}{T_{Eingang}} = \frac{n_{Eingang}}{n_{Ausgang}}$$

$$l = \frac{P_h}{i} = \frac{0,01}{28} = 3,57 \cdot 10^{-4} \frac{m}{U} \approx 0,4 \frac{mm}{U}$$

$$T_{mFSW} = \frac{20318 \cdot 4 \cdot 10^{-4}}{2 \cdot \pi \cdot 0,9} + \frac{100 \cdot 10^{-3}}{28} + \frac{0,135}{28} = 1,415 + 0,004 + 0,005 = 1,42 \text{ Nm}$$

$$T_{mEingang} = \frac{223 \cdot 4 \cdot 10^{-4}}{2 \cdot \pi \cdot 0,9} + \frac{100 \cdot 10^{-3}}{28} + \frac{0,135}{28} = 0,016 + 0,004 + 0,005 = 0,025 \text{ Nm}$$

Berechnung der Motordrehzahl

V_{\max}	min^{-1}	...	maximale Motordrehzahl im Eilgang
V_{FSP}	min^{-1}	...	maximale Motordrehzahl im Arbeitsgang
V	m/min	...	maximale Vorschubrate im Eilgang
l	m/U	...	Vorschub des Werkzeuges pro Umdrehung des Motors

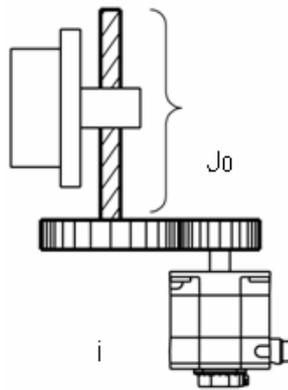
$$V_m = \frac{V}{l}$$

$$V_{\max} = \frac{V}{l} = \frac{2}{4 \cdot 10^{-4}} = 5000 \text{ min}^{-1}$$

$$V_{FSP} = \frac{V}{l} = \frac{0,6}{4 \cdot 10^{-4}} = 1500 \text{ min}^{-1}$$

Berechnung der Massenträgheitsmomente

J_0	kgm^2	...	gesamtes Massenträgheitmoment vor der Übersetzung
J	kgm^2	...	gesamtes Massenträgheitmoment bezogen auf die Motorabtriebswelle
J_G	kgm^2	...	Massenträgheitmoment des Getriebes (Motoreingang)
J_S	kgm^2	...	Massenträgheitmoment des Kugelgewindetriebes
J_R	kgm^2	...	Massenträgheitmoment des Riementriebes
l_S	mm	...	Baulänge des Kugelgewindetriebes
γ_R	kg/m^3	...	Dichte des Werkstoffes der Riemscheiben
D_R	m	...	Durchmesser der Riemscheiben
L_R	m	...	Tiefe der Riemscheiben
W	kg	...	Gewicht des C-Rahmens



$$J = \frac{J_0}{i^2} + J_G$$

$$J_0 = J_R + J_S$$

$$J_R = \frac{\pi \cdot \gamma_R \cdot D_R^4 \cdot L_R}{32}$$

$$J_R = \frac{\pi \cdot \gamma_R}{32} \cdot D_R^4 \cdot L_R = \frac{\pi \cdot 7,8 \cdot 10^3}{32} \cdot 0,1^4 \cdot 0,03 = 2,3 \cdot 10^{-3} \text{ kgm}^2$$

$$J_S = J_{S/mm} \cdot 10^{-4} \cdot l_S = 1,29 \cdot 10^{-4} \cdot 10^{-4} \cdot 300 = 3,87 \cdot 10^{-6} \text{ kgm}^2$$

$$J_0 = J_R + J_S = 2 \cdot 2,3 \cdot 10^{-5} + 3,87 \cdot 10^{-6} = 5 \cdot 10^{-5} \text{ kgm}^2$$

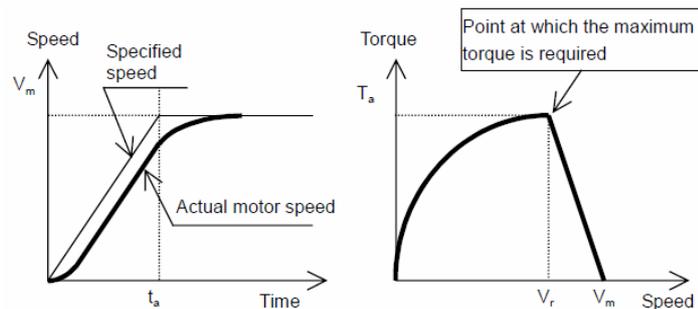
$$J = \frac{J_0}{i^2} + J_G = \frac{5 \cdot 10^{-5}}{28^2} + 8,6 \cdot 10^{-5} = 8,6 \cdot 10^{-5} \text{ kgm}^2$$

Das Trägheitsmoment des Antriebsstranges sollte nicht größer als das 3 bis 5 fache des Motorträgheitsmomentes betragen, da ansonsten Probleme bei der Steuerung auftreten können.

Berechnung des Beschleunigungsmomentes

(lineare Beschleunigungen)

T_a	Nm	...	Beschleunigungsmoment
t_a	s	...	Beschleunigungszeit
J_m	kgm ²	...	Trägheitsmoment des Motors
J_a	kgm ²	...	Trägheitsmoment der Ladung
V_r	min ⁻¹	...	Motordrehzahl bei der das Beschleunigungsmoment beginnt abzunehmen
k_s	s ⁻¹	...	Verstärkungsfaktor der Positionsregelung
η_a	1	...	Wirkungsgrad der Werkzeugmaschine



Lineare Beschleunigung des Hubsystems, Quelle: Fanuc

$$T_a = V_m \cdot \frac{2 \cdot \pi}{60} \cdot \frac{1}{t_a} \cdot \left(J_m + \frac{J}{\eta_a} \right) \cdot (1 - e^{-k_s t_a})$$

$$V_r = V_m \cdot \left[1 - \frac{1}{t_a \cdot k_s} (1 - e^{-k_s \cdot t_a}) \right]$$

$$T_{a,FSW} = 1500 \cdot \frac{2 \cdot \pi}{60} \cdot \frac{1}{0,1} \cdot \left(2,91 \cdot 10^{-4} + \frac{8,6 \cdot 10^{-5}}{0,9} \right) \cdot (1 - e^{-30 \cdot 0,1}) = 0,577 \text{ Nm}$$

$$V_{r,FSW} = V_m \cdot \left[1 - \frac{1}{t_a \cdot k_s} (1 - e^{-k_s \cdot t_a}) \right] = 1500 \cdot \left[1 - \frac{1}{0,1 \cdot 30} (1 - e^{-30 \cdot 0,1}) \right] = 1025 \text{ min}^{-1}$$

$$T_{a,Eilgang} = 5000 \cdot \frac{2 \cdot \pi}{60} \cdot \frac{1}{0,1} \cdot \left(2,91 \cdot 10^{-4} + \frac{8,6 \cdot 10^{-5}}{0,9} \right) \cdot (1 - e^{-30 \cdot 0,1}) = 1,875 \text{ Nm}$$

$$V_{r,Eilgang} = V_m \cdot \left[1 - \frac{1}{t_a \cdot k_s} (1 - e^{-k_s \cdot t_a}) \right] = 5000 \cdot \left[1 - \frac{1}{0,1 \cdot 30} (1 - e^{-30 \cdot 0,1}) \right] = 3416 \text{ min}^{-1}$$

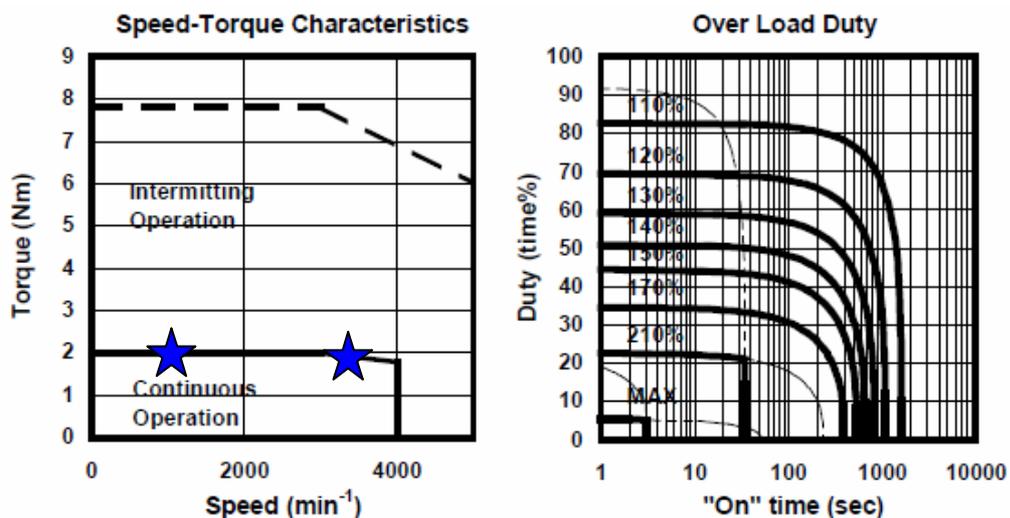
Berechnung des maximal benötigten Motormomentes an der Motorwelle

$$T = T_m + T_a$$

$$T_{FSW} = T_m + T_a = 1,415 + 0,577 = 1,992 \text{ Nm}$$

$$T_{Eilgang} = T_m + T_a = 0,025 + 1,875 = 1,9 \text{ Nm}$$

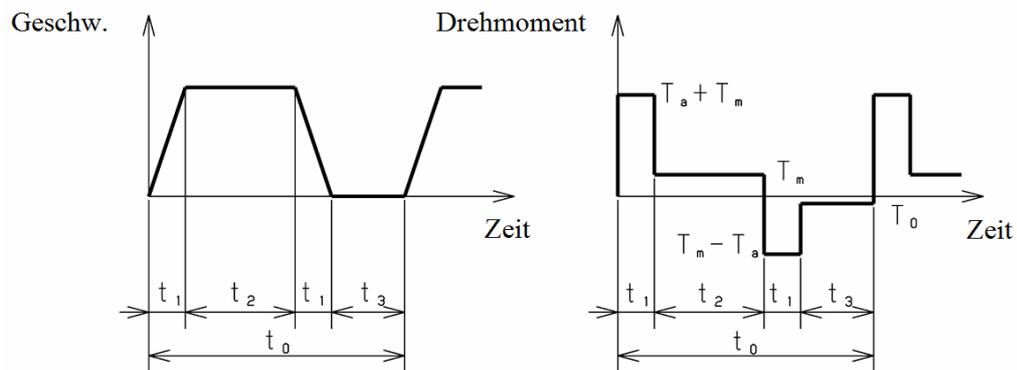
Betriebspunkte im Motorkennfeld



Charakteristik des Servomotors *Modell α2/5000is*, Quelle: Fanuc

Ermittlung des effektiven Motormomentes

T_{rms}	Nm	...	effektives Motormoment
T_a	Nm	...	benötigtes Beschleunigungsmoment
T_m	Nm	...	Reibungsmoment
T_0	Nm	...	Stillstandsmoment des Motors



Geschwindigkeits- und Drehmomentverlauf (Eilgang), Quelle: Fanuc

$$T_{rms} = \sqrt{\frac{(T_a + T_m)^2 \cdot t_1 + T_m^2 \cdot t_2 + (T_a - T_m)^2 \cdot t_1 + T_0^2 \cdot t_3}{t_0}}$$

$$t_0 = t_1 + t_2 + t_3 + \dots t_n$$

$$T_{rms} \leq 0,9 \cdot T_S$$

Eilgang

$$\begin{aligned} T_{rms} &= \sqrt{\frac{(T_a + T_m)^2 \cdot t_1 + T_m^2 \cdot t_2 + (T_a - T_m)^2 \cdot t_1 + T_0^2 \cdot t_3}{t_0}} = \\ &= \sqrt{\frac{(0,577 + 1,415)^2 \cdot 0,1 + 1,415^2 \cdot 3 + (0,577 - 1,415)^2 \cdot 0,1}{5,2}} = \\ &= 0,143 \text{ Nm} \leq 0,9 \cdot T_S = 1,8 \text{ Nm} \end{aligned}$$

Das maximal benötigte Motormoment kann bei dem angenommenen Drehmomentverlauf im Falle des Eilganges ohne motorseitige Probleme abgerufen werden.

Anhang D

Besteht aus einer Auflistung der im Rahmen dieser Arbeit erstellten Fertigungszeichnungen aller Bauteile der Schweißapparatur. Diese sollen einen späteren Übergang zu einer Fertigung ermöglichen.

#	Zeichnung	Dateiname	DIN	Werkstoff	Gewicht [kg]
1	C-Rahmen	C_RAHMEN	A1	S235JR	16.30
2	Werkstückanschlag	C_RAHMEN_ANSCHLAG_WERKSTUECK	A4	Cf53	0.10
3	C-Rahmen Erweiterung	C_RAHMEN_C_ERWEITERUNG	A4	S235JR	2.80
4	Distanz C-Rahmen	C_RAHMEN_DISTANZ	A2	EN AW 7010	1.60
5	Flansch C-Rahmen	C_RAHMEN_FLANSCH	A1	EN AW 7010	4.00
6	Grundplatte C-Rahmen	C_RAHMEN_GRUNDPLATTE	A1	EN AW 7010	2.60
7	Seitenplatte links C-Rahmen	C_RAHMEN_SEITENPLATTE_LI	A1	EN AW 7010	1.20
8	Seitenplatte rechts C-Rahmen	C_RAHMEN_SEITENPLATTE_RE	A1	EN AW 7010	4.70
9	Spannflansch Hubantrieb	C_RAHMEN_SPANNFLANSCH	A3	EN AW 7010	0.29
10	Spannschraube Hubantrieb	C_RAHMEN_SPANNSCHRAUBE_SERVO	A4	S235JR	0.03
11	Zwischenflansch	C_RAHMEN_ZWTEIL_C_FLANSCH	A3	S235JR	2.00
12	Zwischenteil Kugelgewindemutter mit C-Rahmen	C_RAHMEN_ZWTEIL_MUTTER_C	A3	S235JR	2.80
13	Spindeltriebswelle für Spannsystem Röhm "Superlock" HSK-A/E63	SPINDEL_ANTRIEBSWELLE	A0	Cf53	6.70
14	Gehäusedistanzring	SPINDEL_DISTANZ_GEHAEUSE	A3	Cf53	0.36
15	Wellendistanzring	SPINDEL_DISTANZ_WELLE	A3	Cf53	0.15
16	Festlagerdeckel	SPINDEL_FESTLAGERDECKEL	A2	EN AW 7010	0.93
17	Spindelgehäuse Flansch	SPINDEL_FLANSCH	A1	EN AW 7010	5.30
18	Spindelgehäuse	SPINDEL_GEHAEUSE	A0	EN AW 7010	7.05
19	Spindelgehäusemantel	SPINDEL_GEHAEUSEMANTEL	A2	EN AW 7010	2.10
20	Spindelgrundplatte	SPINDEL_GRUNDPLATTE	A0	EN AW 7010	5.60
21	Loslagerdeckel	SPINDEL_LOSLAGERABDECKUNG	A3	EN AW 7010	0.29
22	Roboterflansch	SPINDEL_ROBOTERFLANSCH	A1	EN AW 7010	4.30
23	Spindelservoflansch	SPINDEL_SERVO_FLANSCH	A1	EN AW 7010	3.40
24	Spannflansch Spindeltrieb	SPINDEL_SPANNFLANSCH	A2	EN AW 7010	1.50
25	Spannschraube Spindeltrieb	SPINDEL_SPANNSCHRAUBE_SERVO	A4	S235JR	0.06
26	Spannsystem Flansch	SPINDEL_SPANNSYSTEM_FLANSCH	A1	EN AW 7010	2.70
27	Spindelgehäuse Seitenplatte links	SPINDELGEHAEUSE_SEITENPLATTE_LI	A0	EN AW 7010	3.70
28	Spindelgehäuse Seitenplatte rechts	SPINDELGEHAEUSE_SEITENPLATTE_RE	A1	EN AW 7010	3.20
29	Betätigungsstange für Spannsystem Super-Lock (Röhm)	SUPERLOCK_BETAETIGUNGSSTANGE	A4	S235JR	0.31
30	Verdrehsicherung für Spannsystem Super-Lock (Röhm)	SUPERLOCK_VERDREHSICHERUNG	A4	S235JR	0.15

86.22