



TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
WIEN

Institut für
Fertigungstechnik und
Photonische Technologien



Diplomarbeit

Entwicklung einer Spindeleinheit für das schwingungsunterstützte Mikrotiefbohren

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines

Diplomingenieur unter der Leitung von

Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Friedrich Bleicher

(Institut für Fertigungstechnik und Photonische Technologien)

und

Dipl.-Ing. Dr.techn. Christoph Habersohn

(Institut für Fertigungstechnik und Photonische Technologien)

eingereicht an der Technischen Universität Wien

Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften

von

David Jaunecker BSc.

01425699 (066 482)

■■■■■■■■■■

■■■■■■■■

Erlauf, im August 2021

David Jaunecker

Ich nehme zur Kenntnis, dass ich zur Drucklegung meiner Arbeit unter der Bezeichnung

Diplomarbeit

nur mit Bewilligung der Prüfungskommission berechtigt bin.

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre an Eides statt, dass die vorliegende Arbeit nach den anerkannten Grundsätzen für wissenschaftliche Abhandlungen von mir selbstständig erstellt wurde. Alle verwendeten Hilfsmittel, insbesondere die zugrunde gelegte Literatur, sind in dieser Arbeit genannt und aufgelistet. Die aus den Quellen wörtlich entnommenen Stellen, sind als solche kenntlich gemacht.

Das Thema dieser Arbeit wurde von mir bisher weder im In- noch Ausland einer Beurteilerin/einem Beurteiler zur Begutachtung in irgendeiner Form als Prüfungsarbeit vorgelegt. Diese Arbeit stimmt mit der von den Begutachterinnen/Begutachtern beurteilten Arbeit überein.

Erlauf, im August 2021

David Jaunecker

Danksagung

Im Zuge meiner Tätigkeit als studentischer Mitarbeiter am Institut für Fertigungstechnik bekam ich die Möglichkeit meine Kollegen in der Arbeitsgruppe „*Technologie*“ in Projekten zu unterstützen. Dadurch beschäftigte ich mich intensiv mit dem schwingungsunterstützten Tiefbohr-Prozess und war überrascht von der Überlegenheit dieser Fertigungstechnologie.

In weiterer Folge ergab sich die Chance, mit einem Projektpartner, diese Technologie für den industriellen Einsatz nutzbar zu machen. Hier möchte ich mich bei der *Fa. Fronius GmbH* für die gute Zusammenarbeit und der Finanzierung dieser Prototyp-Entwicklung bedanken.

Weiters bin ich meinem Hauptbetreuer und Institutsleiter Herrn Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Friedrich Bleicher sehr zu Dank verpflichtet, da er mir diese Arbeit ermöglichte und durch seine Erfahrung und Verbesserungsvorschlägen zum Gelingen dieser Arbeit beitrug.

An weiterer Stelle möchte ich Herrn Dipl.-Ing. Dr.techn. Christoph Habersohn hervorheben, der mich von Beginn an bei dieser Abschlussarbeit betreute. Ich bedanke mich für die Unterstützung in allen technischen und konstruktiven Entscheidungen und dem mir entgegengebrachte Vertrauen.

Ebenso will ich Herrn Dipl.-Ing. Dr.techn. Manuel Reiter danken, der mich mit seiner Expertise bei der Versuchsdurchführung und Auswertung tatkräftig unterstützte.

Natürlich will ich mich auch bei meiner Familie und im Besonderen bei meinen Eltern bedanken, die mich fortlaufend förderten und mir während der gesamten Studienzzeit mit Rat zur Seite standen. Des Weiteren will ich auch meine Freundin Marlene hervorheben, die mir viel Geduld, Beistand und Verständnis während meiner Studienzzeit schenkte. Danke dafür!

Kurzfassung

Die Zerspanungstechnik ist der wohl bedeutendste Bereich der Fertigungstechnik, speziell in den Branchen der Automobil- und Industrietechnik. Infolgedessen werden neue Technologien entwickelt, um den steigenden Anforderungen hinsichtlich Produktivität, Wirtschaftlichkeit und Flexibilität gerecht zu werden.

Zur Herstellung von Tiefbohrungen ($l/d > 10$) werden üblicherweise Tiefbohrbänke verwendet. Durch den verbreiteten Einsatz von Bearbeitungszentren, welche die Herstellung komplexer Bauteile in wenigen Aufspannungen ermöglicht, finden auch Tiefbohr-Verfahren vermehrt Anwendung auf diesen [1]. Dabei wird überwiegend das Einlippentiefbohr-Verfahren angewendet. Bei der Herstellung von Tiefbohrungen kleiner Durchmesser können, bei schlecht zerspanbaren Werkstoffen, lediglich geringe Vorschubgeschwindigkeiten realisiert werden. Die Prozesse sind daher zeitaufwendig und nur bedingt wirtschaftlich nutzbar.

Durch eine zusätzlich eingebrachte Relativbewegung, in Form von Schwingungen des Werkzeuges oder des Werkstückes, kann die Prozessperformance erheblich gesteigert werden. Der industrielle Einsatz der schwingungsunterstützten Zerspanung befindet sich noch in einem wenig ausgereiften Stadium und wird zurzeit meist durch Sonderlösungen realisiert. Daher ist es von großer Bedeutung für Produktionsbetriebe und Maschinenhersteller, Konzepte für die Integration dieser Technologie zu entwickeln.

In der vorliegenden Arbeit wird eine Schwingspindereinheit (SSE) entwickelt, die es ermöglicht „schwingungsunterstütztes Tiefbohren“ auf einem Bearbeitungszentrum zu betreiben. Durch die geeignete Auslegung einer SSE-BAZ-Schnittstelle und einer modularen Bauweise wird eine Standardlösung generiert, welche sich für weitere Anwendungen skalieren und transferieren lässt.

Dazu wurde zu Beginn die Technologie des Tiefbohrens und speziell des schwingungsunterstützten Bearbeitens untersucht. Darauf folgend wurde ein Konzept der Schwingspindereinheit entworfen und die Vor- und Nachteile einzelner Funktionsbausteine ausgearbeitet. Der Konzeptionierung folgte die Detailplanung in der die einzelnen Komponenten ausgelegt, ausgewählt und konstruktiv erstellt wurden. Die Einzelteile des Prototyps wurden gefertigt bzw. beschafft und anschließend assembliert. Die Funktionsfähigkeit der SSE wurde in Versuchen nachgewiesen und auch der Einfluss auf die Struktur der Basismaschine (BAZ) und das Schwingverhalten im Betriebszustand wurde untersucht.

Abstract

Machining technology is probably the most important area of manufacturing technology. Especially automotive and industrial branches are a driver for innovation in this field. As a result, new technologies are being developed to meet the increasing demands in terms of productivity, economy and flexibility.

For the production of deep holes ($l/d > 10$), special deep drilling workbenches are usually used. Due to the widespread use of machining centers (MCs), which enable the manufacturing of complex workpieces in a few clampings, efforts have been made to incorporate deep drilling processes on MCs. Therefore the single-lip deep drilling process is mainly used [1]. When producing deep holes of small diameters, only low feed rates can be realized for materials that are difficult to machine. Hence the processes are time-consuming and can only be used economically to a limited extent.

Through an additionally introduced relative movement, in form of vibrations of the tool or the workpiece, the process performance can be increased significantly. Lower tool wear and longer tool life compared to conventional methods are common benefits of vibration-assisted machining (VAM). However, the industrial application of VAM is still in a less developed state and relies mostly on special solutions. Therefore, it is of great importance for production companies and machine tool manufacturers to develop concepts for the integration of this technology.

In the present work, a oscillating spindle unit (OSU) is developed to enable "vibration-assisted deep hole drilling" on a MC. Through the appropriate, modular design of an OSU-MC interface, a standard solution is generated, which can be used for a variety of applications.

For this purpose, the technology of deep drilling and in particular, vibration-assisted machining was examined. Subsequently, a concept of the oscillating spindle unit was designed and the advantages and disadvantages of individual functional components were analysed. The concept was followed by detailed planning in which the individual components were designed, selected and constructed. The individual parts of the prototype were manufactured or purchased and then assembled. The function of this system was proven in tests and the effect on the structure of the basic machine (BAZ) and the vibration behavior in the operating mode was also examined.

Inhaltsverzeichnis

Abkürzungsverzeichnis.....	7
1 Aufgabenstellung.....	9
1.1 Basismaschine (BAZ) [6]	10
1.2 Anforderung an die Schwingspindereinheit.....	10
2 Grundlagen des Tiefbohrens	13
2.1 Verfahren.....	13
2.1.1 Einlippentiefbohren (ELB-Verfahren)	14
2.1.2 Wendeltiefbohren	16
2.2 Tiefbohren kleinster Durchmesser „Mikrobohren“	17
2.3 Schwingungsunterstütztes Tiefbohren.....	19
3 Ideenfindung und Konzeptionierung	24
3.1 Komponenten der Schwingspindereinheit.....	24
3.2 Morphologischer Kasten	25
3.2.1 Werkzeug.....	25
3.2.2 Werkzeugführung.....	26
3.2.3 Axiale Lagerung	27
3.2.4 Schwingungserregung	28
3.3 Umgesetztes Konzept	30
3.4 Maschinenkommunikation	32
4 Detailplanung und Konstruktion.....	33
4.1 Aktorik	34
4.1.1 Grundlagen der Piezotechnik.....	34
4.1.2 Anforderungen	36
4.1.3 Berechnung erforderlicher Antriebskraft	38
4.1.4 Auswahl der Piezoelemente [47].....	41
4.1.5 Verstärker [48]	42
4.2 Schwingereinheit	45
4.2.1 Hochfrequenzspindel	45
4.2.2 Klemmhülse	49
4.2.3 Lagerung und Membranauslegung	51

4.3	Maschinenanbindung	56
4.3.1	Montageplatte	57
4.3.2	Rahmen	58
4.4	Anbauelemente	59
5	Inbetriebnahme	61
5.1	Feinjustage	61
5.2	Einbau in die Basismaschine und Ausrichtung	63
6	Funktionstest und Versuche	65
6.1	Ansteuerung der Aktoren	65
6.2	Sensorik	67
6.2.1	Wirbelstromsensor	67
6.2.2	Beschleunigungssensor	68
6.3	Versuche zur Membranauswahl	69
6.3.1	Versuchsaufbau und Durchführung	69
6.3.2	Ergebnisbeurteilung und Membranauswahl	72
6.4	Versuche in der Basismaschine	75
6.4.1	Versuchsaufbau	75
6.4.2	Schwingungsmessung	76
6.4.3	Beschleunigungsmessung	77
7	Resümee	80
7.1	Erkenntnisse aus dem Produktionsbetrieb	80
7.2	Weiterentwicklung	81
7.2.1	Ausrichtungskonzept	81
7.2.2	Dichtungskonzept	82
7.2.3	weitere Optimierungsmöglichkeiten und Forschungsgebiete	83
8	Literatur	85
9	Abbildungsverzeichnis	90
10	Tabellenverzeichnis	92

Abkürzungsverzeichnis

Abkürzung	Bedeutung
3D	Dreidimensional
Al	Symbol für chemisches Element Aluminium
BAZ	Bearbeitungszentrum
bspw.	Beispielsweise
BTA	Boring and Trepanning Association
bzw.	Beziehungsweise
ca.	Zirka
CAD	Computer aided design, aus dem Englischen für rechnerunterstütztes Konstruieren
(C)NC	(Computerized) numerical control, aus dem Englischen für rechnergestützte numerische Steuerung
Cr	Symbol für chemisches Element Chrom
Cu	Symbol für chemisches Element Kupfer
d. h.	das heißt
DI	Digital Input, aus dem Englischen für digitaler Eingang
DIN	Deutsches Institut für Normung
DO	Digital Output, aus dem Englischen für digitaler Ausgang
ELB	Einlippen(tief)bohr / Einlippen(tief)bohren
EN	Europäische Norm
et al.	et alii
etc.	et cetera
Fa.	Firma
FEM	Finite-Elemente-Methode
FFT	Fast Fourier Transform, aus dem Englischen für schnelle Fourier-Transformation
HSK	Hohlschaftkegel
IFT	Institut für Fertigungstechnik und Photonische Technologien
IKZ	innere Kühlschmierstoffzufuhr
inkl.	Inklusive
ISO	International Organization for Standardization
KSS	K Kühlschmierstoff
lt.	Laut
max.	Maximal
min.	Minimal
NBR	Acrylnitril-Butadien-Kautschuk
O	Symbol für chemisches Element Sauerstoff
Pb	Symbol für chemisches Element Blei
Pb	Symbol für chemisches Element Blei
PC	Personal Computer
SK	Steilkegel
SSE	Schwingspindeleinheit
SU	Schwingungsunterstützung
SUB	schwingungsunterstützte Bearbeitung

Ti	Symbol für chemisches Element Titan
TU	Technische Universität
usw.	und so weiter
VAM	Vibration assisted machining, aus dem Englischen für schwingungsunterstützte Bearbeitung
VDI	Verein Deutscher Ingenieure
vgl.	vergleiche
(V)HM	(Voll)-Hartmetall
WB	Wendelbohrer
z. B.	zum Beispiel
Zn	Symbol für chemisches Element Zink
Zr	Symbol für chemisches Element Zirkonium

1 Aufgabenstellung

In der industriellen Praxis werden neue Fertigungstechnologien zur Steigerung der Wirtschaftlichkeit und Flexibilität der Fertigungsprozesse nachgefragt und halten daher stets Einzug.

Ziel dieser Arbeit ist die Entwicklung einer Bohreinheit und die Herstellung eines Prototyps, mit dem die Vorteile des schwingungsunterstützten Tiefbohrrens auf einem BAZ des Projektpartners genutzt werden kann. In *Tabelle 1* sind die Abmessungen der herzustellenden Bohrungen aufgelistet.

Tabelle 1: Herzustellenden Tiefbohrungen

Bohrungsdurchmesser [mm]	Bohrlänge [mm]	l/d
0,94	34	36,2
1,40	34	24,3
1,84	34	18,0

Die erzeugten Bauteile sind rotationssymmetrisch und werden aus dem Werkstoff CuCr1Zr (2.1293) gefertigt. Dabei handelt es sich um eine lösungsgeglühte und ausgehärtete Kupferlegierung mit hohen Festigkeitskennwerten (siehe *Tabelle 2*):

Tabelle 2: Mechanische Eigenschaften von CuCr1Zr bei 20 °C ([2], *[3])

Zugfestigkeit R_m $\geq \text{N/mm}^2$	Streckgrenze $R_{p0,2}$ N/mm^2	Dehnung A_s $\geq \%$	Elastizitätsmodul N/mm^2	Härte nach Vickers HV
400 - 550	310	8 - 10	125 000	185*

Weiters weist diese Kupferlegierung im ausgehärteten Zustand eine gute Korrosionsbeständigkeit, sowie eine hohe elektrische und thermische Leitfähigkeit auf. Auch bei höheren Temperaturen ist noch eine hohe Verschleißfestigkeit gegeben. Diese Eigenschaften sind besonders für die Verwendung als Kontaktwerkstoff zur elektrischen Energieübertragung geeignet (vgl. [4]). Bei der Zerspanung treten jedoch, je nach Spanungsparametern, lange Wirr- oder Flachwendelspäne auf. Dadurch lässt sich diese Legierung als mäßig bis schwer zerspanbar einstufen [5].

Um die Produktion rentabel zu betreiben, ist eine Dauer von **4,5 s für den Zerspanungsprozess** einzuhalten und eine **Standmenge von 1 500 Bohrungen** zu erreichen. Dies wurde im Vorfeld in Absprache mit dem Projektpartner festgelegt. Die dafür erforderliche Vorschubgeschwindigkeit lässt sich aus der Bohrtiefe und der vorgegebenen Bearbeitungszeit errechnen:

$$v_f [\text{mm/min}] = \frac{l [\text{mm}]}{t [\text{s}]} * 60 [\text{s/min}] \approx 450 [\text{mm/min}]$$

1.1 Basismaschine (BAZ) [6]

Bei der Basismaschine handelt es sich um einen Langdreher der Fa. Star Micronics GmbH des Typs SB-20R G (siehe Abbildung 1 - links). Bei Langdreher wird, im Gegensatz zu konventionellen Kurzdrehern, der Vorschub, über die Führungsbuchsen, vom Werkstück und nicht vom Werkzeug realisiert. Die Meißel, Bohrer und Fräser sind also nur in einer Ebene (X - und Y - Achse) beweglich und das Werkstück führt die Z-Bewegung aus (siehe Abbildung 1 – rechts). Vorteil dabei ist, dass auch lange Werkstücke ohne Gegenspindel oder Reitstock gefertigt werden können. Die Basismaschine ist mit einer FANUC 0I-TD Steuerung ausgestattet.

Die Haupt- und Gegenspindel erreichen eine Drehzahl von 8 000 U/min und erlauben die simultane Bearbeitung zweier Werkstücke, wobei die Gegenspindel zur Rückseitenbearbeitung der herzustellenden Bauteile verwendet wird. Auf beiden Bearbeitungsseiten können stehende und angetriebene Werkzeuge verwendet werden.

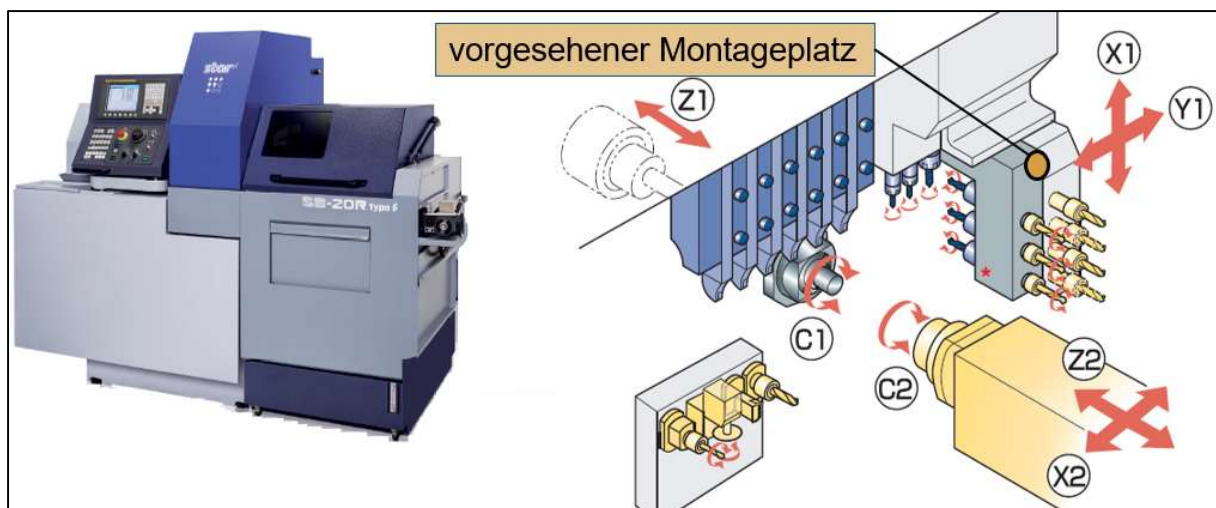


Abbildung 1: links: Basismaschine des Typs SB-20R G von der Fa. Star Micronics GmbH; rechts: Schema der Kinematik der Basismaschine

Die Schwingspindeleinheit wird am Linearschlitten der Hauptspindel montiert. Der Arbeitsraum des kompakten BAZ erlaubt eine maximale Baulänge der SSE von 300 mm bei einer Breite von maximal 90 mm, um die Übergabe der Werkstücke durch die Gegenspindel zu ermöglichen. Die Höhe darf 250 mm betragen.

1.2 Anforderung an die Schwingspindeleinheit

- Kompakte Bauweise: Um in der oben genannten Basismaschine und anderen BAZ Verwendung zu finden.

➔ max. Bauraum (L x B x H): 300 mm x 90 mm x 250 mm

- **Modularer Aufbau:** Zur einfachen Skalierung und Verwendung in weiteren Bearbeitungszentren.

- **Mindestdrehzahl:**

Die Drehzahl ist maßgeblich vom Werkzeugdurchmesser, dem zu zerspanenden Werkstoff und dem Werkzeug abhängig. Die Werkzeughersteller empfehlen für ihre Produkte passende Schnittparameter (Vorschub, Schnittgeschwindigkeit). Die Drehzahl lässt sich daraus wie folgt berechnen:

$$n[U/min] = \frac{v_{c_{empf}} [m/min]}{d [mm] * \pi} * 1000 [mm/m]$$

mit

$v_{c_{empf}}$... empfohlene Schnittgeschwindigkeit (= 75 bis 130 m/min)
(vgl. [7],[8])

d ... Werkzeugdurchmesser

Aus dem kleinsten, zu erzeugenden Durchmesser (= 0,94 mm) und der empfohlenen Mindestschnittgeschwindigkeit ergibt sich eine Mindestdrehzahl von

$$n_{min} \approx 25\,400 [U/min].$$

- **Schwingungsparameter:**

In *Tabelle 3* sind die Schwingungsparameter für die Grenzen der empfohlenen Schnittgeschwindigkeiten [75 und 130 m/min] berechnet worden und in *Abbildung 2* dargestellt.

Tabelle 3: Berechnete Schwingungsparameter

Zeichen	d [mm]	v_c [m/min]	n [min ⁻¹]	v_f [mm/min]	f_u [μm]	Hub [μm]	$K_A = 1,25$	$K_T = 0,56$
							A [μm]	f [Hz]
◆	0,94	75	25 397	450	17,7	22,1	11,1	237
▲	0,94	130	44 022	450	10,2	12,8	6,4	411
◆	1,40	75	17 052	450	26,4	33,0	16,5	159
▲	1,40	130	29 557	450	15,2	19,0	9,5	276
◆	1,84	75	12 975	450	34,7	43,4	21,7	121
▲	1,84	130	22 489	450	20,0	25,0	12,5	210

Der Vorschub pro Umdrehung (f_u) ist von der Vorschubgeschwindigkeit (v_f) und der Drehzahl (n) abhängig.

$$f_U = \frac{v_f}{n}$$

Der erforderliche Hub entspricht der doppelten Amplitude und wird durch den Amplitudenfaktor (K_A) bestimmt (siehe 2.32.3 *Schwingungsunterstütztes Tiefbohren – Seite 19*).

$$Hub = K_A * f_U = 2A$$

Die Frequenz (f) berechnet sich wie folgt:

$$f [Hz] = \frac{n [U/min] * K_f [1]}{60 [s/min]}$$

Der Frequenzfaktor (K_f) wird im Kapitel 2.3 *Schwingungsunterstütztes Tiefbohren – Seite 19* genauer beschrieben.

Die Mindestanforderungen entsprechen dem kleinsten Parameter-Bereich, die zur Herstellung aller Durchmesser genügen (*Abbildung 2 – gelbes Rechteck*):

- A_{min} : 12,5 μm
- f_{min} : 237 Hz

Um den Anwendungsbereich zu erweitern, wird die SSE für **Amplituden bis 40 μm** und eine **Frequenz von 300 Hz** ausgelegt.

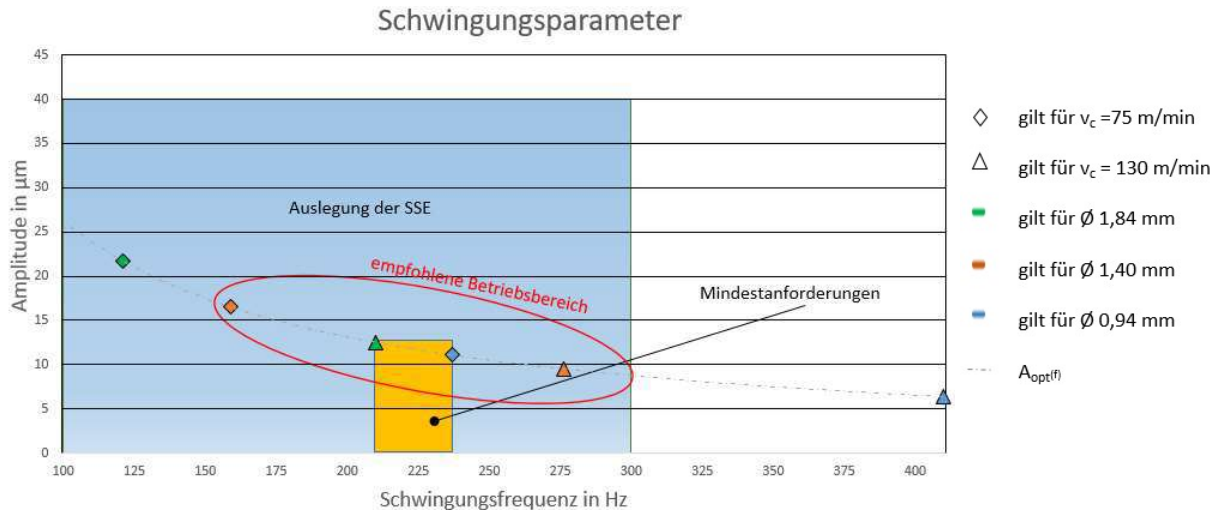


Abbildung 2: Darstellung der Parameterbereiche

Die punktierte Linie zeigt die Amplitude in Abhängigkeit der Frequenz mit festgelegter Vorschubgeschwindigkeit und optimierten Schwingungsfaktoren ($K_A = 1,25$; $K_f = 0,56$; siehe Kapitel 2.3 *Schwingungsunterstütztes Tiefbohren – Seite 19*).

Im Vorfeld getätigte Bohrversuche haben gezeigt, dass der höhere Frequenzbereich die Prozessstabilität positiv beeinflusst. Deshalb wird für die Produktion der Betriebsbereich von **150 Hz bis 300 Hz** empfohlen.

2 Grundlagen des Tiefbohrens

In diesem Kapitel werden die gängigsten mechanischen Tiefbohrverfahren und deren Einsatzgebiete vorgestellt. Des Weiteren wird auf die Problematik bei der Herstellung von Tiefbohrungen kleinsten Durchmesser eingegangen. Abschließend werden die Vorteile der schwingungsunterstützten Bearbeitung aufgezeigt. Auf elektrochemische, oder thermische Tiefbohrverfahren wird in dieser Arbeit nicht näher eingegangen.

Bohrungen mit einem Länge-zu-Durchmesserverhältnis (L/D) > 10 werden im Allgemeinen als Tiefbohrungen bezeichnet (vgl. [9]). In den VDI-Richtlinien wird bereits bei Bohrtiefen, die dem dreifachen des Durchmessers entsprechen, von Tiefbohren gesprochen (vgl. [10]). Eine präzise Unterscheidung zu „konventionellen“ Bohrtechniken lässt sich allerdings nicht treffen, da die Einsatzbereiche fließend ineinander übergehen (vgl. [11]).

Tiefbohrverfahren sind weit verbreitet, da mit ihnen sämtliche Innenkonturen, die durch Bohren hergestellt werden können, abgedeckt sind. Weiters weisen diese Verfahren, im Vergleich zu konventionellem Bohren mit Spiralbohrer, eine Vielzahl an Vorteilen auf. Dazu zählen die hohe Zerspanleistung und die hohe erzielbare Bohrungsqualität hinsichtlich Maßtoleranzen, geometrischer Formgenauigkeit, Oberflächengüte sowie eine geringere Gratbildung. Dadurch können nachfolgende Bearbeitungsschritte wie das Aufsenken und Reiben entfallen (vgl. [10],[11]).

2.1 Verfahren

Je nach Bohrungsgeometrie (Durchmesser, Länge), Qualitätsanforderungen und Maschinengegebenheiten kommen unterschiedliche Verfahren zum Einsatz. Diese unterscheiden sich vor allem durch die Werkzeugform, und die Art der Kühlschmierstoffzuführung. Die vier Wichtigsten werden hier beschrieben und in *Abbildung 3* nach ihrem Durchmesser klassifiziert.

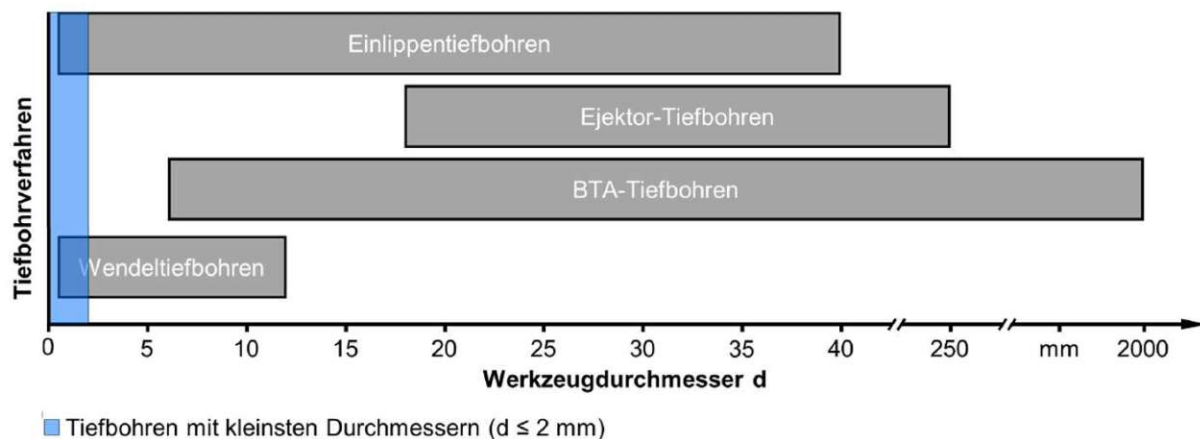


Abbildung 3: Einsatzgebiete der Tiefbohrverfahren bezogen auf den Durchmesser
(vgl. [10], [11], [12])

Beim **BTA (Boring and Trepanning Association) -Tiefbohren** ($D = 6$ bis 2000 mm) wird der Kühlschmierstoff von außen unter Druck in einen Ringraum zwischen Bohrungswand und Bohrrohr zugeführt. Der Spanabfluss erfolgt durch ein Spanmaul und wird in weiterer Folge durchs Innere des Bohrrohres geführt. Um die Späne sicher abtransportieren zu können, sind hohe KSS-Drücke und Volumenströme notwendig, die über einen Bohrölauführapparat bereitgestellt werden. Zur Abdichtung des KSS-Kreislaufes ist ein größerer konstruktiver Aufwand notwendig. (vgl. [11], [12], [13])

Das **Ejektor-Tiefbohren** ($D = 18$ bis 250 mm) wurde aus dem BTA-Verfahren entwickelt, wobei das Bohrrohr als Doppelrohr ausgeführt ist. Die KSS-Zufuhr erfolgt durch den Zwischenraum des Doppelrohrsystems. Der Kühlschmierstoff tritt am Bohrkopf seitlich aus. Ein Teil des Kühlschmierstoffes wird über Ringdüsen ins Innenrohr geleitet und direkt zurückbefördert. Aufgrund des *Ejektorprinzips* entsteht im vorderen Teil des Innenrohrs ein Unterdruck, wodurch das KSS-Span-Gemisch abgesaugt wird. Aufgrund dieser Sogwirkung ist eine viel kleinere Kühlschmierstoffleistung notwendig und es ist kein zusätzlicher Bohrölauführapparat, sondern lediglich eine innere Kühlmittelzufuhr erforderlich. Das Ejektor-Verfahren ist einfacher in der Anwendung und kann auch als Zusatzeinrichtung auf Drehmaschinen betrieben werden (vgl. [11], [13]).

Zur mechanischen Herstellung kleinster Durchmesser ≤ 2 mm kommt ausschließlich das Wendel- und das Einlippentiefbohren zum Einsatz. Diese Verfahren werden im Folgenden genauer beschrieben.

2.1.1 Einlippentiefbohren (ELB-Verfahren)

Einlippenbohrer decken mit ihrem Durchmesserbereich ($D = 0,5$ bis 80 mm) einen Großteil der herzustellenden Bohrungen ab und werden deshalb am häufigsten für Tiefbohrbearbeitungen eingesetzt. Durch das ELB-Verfahren können Bohrtiefen bis zu einem (L/D)-Verhältnis von 900 erreicht werden (vgl. [9]).

Der Bohrkopf des ELB besteht aus Hartmetall. Je nach Baugröße werden diese als VHM-Bohrer ausgeführt, oder auf den Werkzeugschaft aufgelötet. Bei größeren Bohrungsdurchmesser ($D \geq 12$ mm) werden auch, in den Bohrkopf verschraubte Schneidplatten und Wendeführungsleisten aus Hartmetall verwendet (vgl. [8],[9]).

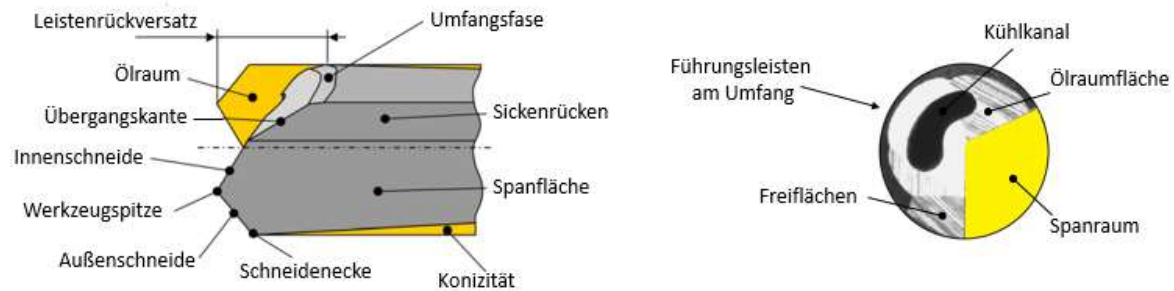


Abbildung 4: Bohrkopf eines Einlippenbohrers (vgl. [3], [14], [11])

Charakteristisch für den ELB ist die gerade Spannutt und die asymmetrisch angeordneten Schneiden (Außen- und Innenschneide). Durch die gerade Nut beträgt der Spanwinkel $\gamma = 0^\circ$. In *Abbildung 4* ist der Bohrkopf eines Einlippenbohrers mit geradlinigen Schneiden (Standardanschiff - a) dargestellt. In der *VDI-Richtlinie 3208* sind unterschiedliche Standard- und Sonderanschliffe beschrieben, die sich in der Praxis als vorteilhaft erwiesen. Die Schneidenform ist neben dem Vorschub und der Schnittgeschwindigkeit maßgeblich für die Form der entstehenden Späne verantwortlich. Angestrebt werden kurze Späne die problemlos durch den Spanraum abtransportiert werden können (vgl.[13]).

In *Abbildung 5* wird das ELB-Verfahren dargestellt. Aufgrund der asymmetrischen Schneidengeometrie ist eine Führung des Bohrkopfes im Anbohrvorgang zwingend notwendig. Dies kann durch eine Pilotbohrung oder eine Bohrbuchse erfolgen (siehe auch 3.2.2 *Werkzeugführung* – Seite 26). Aufgrund der Unwucht des Werkzeuges und der asymmetrischen Schnittkräfte resultieren Querkräfte im Zerspanungsprozess. Diese werden über die seitlich angeordneten Führungsleisten aufgenommen. Durch das Andrücken wird in weiterer Folge die Bohrwand durch die Führung geglättet. Dadurch wird die Rauheit an der Bohrungswand verringert und eine sehr hohe Oberflächengüte erzeugt. Da die Führungsleisten als letztes mit der Bohrwand in Berührung kommen und den ELB führen, ist eine geeignete Auswahl der Umfangsform für die Bohrungsqualität (Oberflächengüte, Mittenverlauf) entscheidend. Diese Wahl wird grundlegend durch den zerspanenden Werkstoff bestimmt (vgl. [10], [12]). Bei sehr großen (L/D)-Verhältnissen (> 50) wird der ELB zusätzlich mit sogenannten Lünetten abgestützt, um eine Durchbiegung des Werkzeuges zu verhindern und den Mittenverlauf gering zu halten.

Der Spanabtransport wird hauptsächlich durch den KSS-Strom bewerkstelligt. Dazu wird von hinten durch die Spannhülse der KSS unter hohem Druck durch einen nierenförmigen oder mehrere kreisförmige Kühlkanäle bis zum Bohrkopf geführt. Das KSS-Span-Gemisch wird entlang der Sicke zwischen Bohrungswand und Werkzeugschaft aus der Bohrung abtransportiert. Eine sichere Spanabfuhr kann nur durch eine ausreichende Bereitstellung des Volumenstroms erreicht werden. Bei

kleineren Werkzeugdurchmesser ist der Querschnitt der Kühlkanäle und der Spannut dementsprechend kleiner. Um die Spanabfuhr trotzdem zu gewährleisten, sind KSS-Drücke bis 230 bar erforderlich (vgl. [10]).

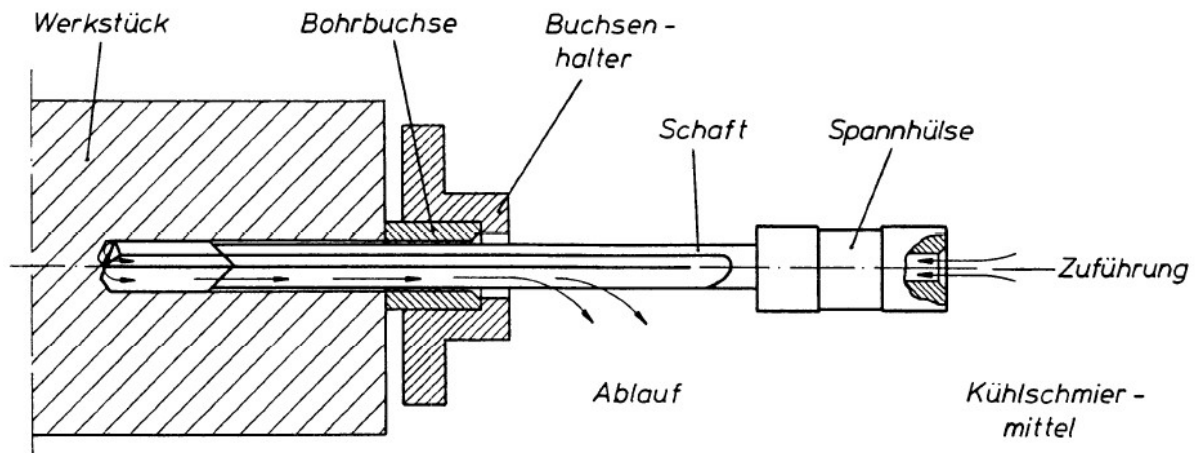


Abbildung 5: Einlippentiefbohr-Verfahren [13]

Durch den Einsatz des ELB-Verfahrens und der Wahl geeigneter Prozessparameter ergeben sich viele Vorteile hinsichtlich der erreichbaren Bohrungsqualität und Prozesssicherheit (vgl. [10],[11]):

- hervorragende Bohrungsqualität:
 - Durchmessertoleranz bis IT6, [8]
 - Oberflächengüte
 - geometrische Formgenauigkeit
 - Fluchtgenauigkeit
 - geringer Mittenverlauf
- hohe Zerspanungsleistung
- einsetzbar auf konventionellen Werkzeugmaschinen
- geringe Gratbildung

2.1.2 Wendeltiefbohren

Wendeltiefbohrer (WB) ($D = 0,5$ bis 12 mm) werden als HSS-, VHM-Bohrer oder mit aufgelöteter HM-Spitze bereitgestellt. Aufgrund der höheren Leistungsfähigkeit werden moderne WB überwiegend aus Hartmetall hergestellt. Dadurch können sie bis zu einem (L/D)-Verhältnis von 40 eingesetzt werden ([15], [16], vgl.[17]). Die erzeugbaren Bohrtiefen sind im Vergleich zum ELB deutlich geringer.

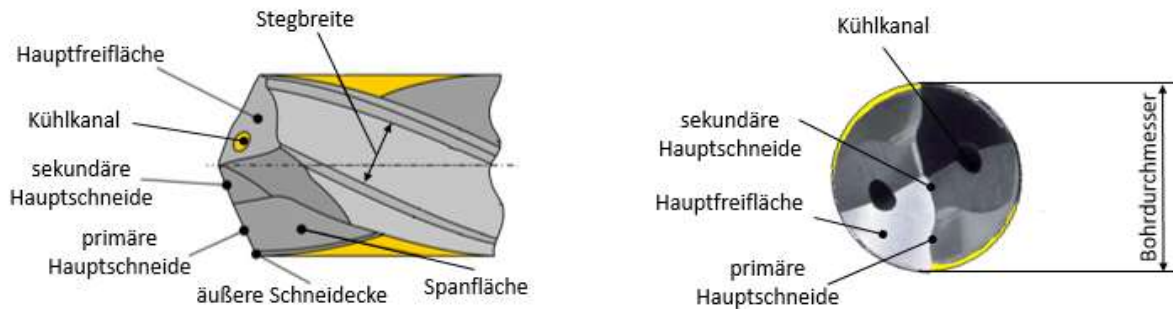


Abbildung 6: Werkzeugaufbau eines Wendeltiefbohrers (vgl. [14])

In *Abbildung 6* ist der Aufbau des Bohrkopfes eines Spiralbohrers zu sehen. Diese Werkzeuge besitzen zwei Hauptschnitten und Kühlkanäle, die spiegelbildlich angeordnet sind. Trotz des symmetrischen Werkzeugaufbaus wird von den Werkzeugherstellern eine Werkzeugführung beim Anbohren vorgeschrieben (vgl. [17]). Durch den gleichzeitigen Einsatz von zwei Schnitten und der höheren Werkzeugsteifigkeit sind mit WB höhere Vorschubgeschwindigkeiten als mit ELB realisierbar. Vorschübe mit dem sechsfachen der beim ELB üblichen Werte sind Stand der Technik [18]. Zur Herstellung einfacher Bohrungen, ohne hohe Ansprüche an die Bohrungsqualität, ist die Verwendung dieser Werkzeuge deshalb wesentlich wirtschaftlicher [15].

Der Spanabtransport wird hauptsächlich durch die spiralförmig ausgeführten Spannuten bewerkstelligt. Um auch bei höheren Bohrtiefen die Späne sicher aus der Bohrung zu entfernen, ist eine Verjüngung der Kerndicke vom Bohrkopf zum Werkzeugschaft notwendig. Durch die Vergrößerung des Spannutenquerschnittes in Richtung Schaftende wird der Spanabtransport zusätzlich begünstigt (vgl. [19]). Der KSS-Strom beeinflusst diesen Vorgang nur unterstützend und dient vorwiegend der Schmierung und dem Abtransport der entstehenden Prozesswärme. Deshalb sind niedrigere KSS-Drücke als beim ELB-Verfahren ausreichend.

2.2 Tiefbohren kleinster Durchmesser „Mikrobohren“

Aufgrund der querschnittreduzierenden Spannuten und der Kühlkanäle sind Tiefbohrwerkzeuge mit kleinen Durchmessern sehr fragil und daher nur begrenzt belastbar. Die realisierbaren Vorschübe betragen daher, je nach Werkstoff, oft nur wenige Mikrometer pro Umdrehung. Die geringen Schnitttiefen bringen Herausforderungen mit sich, wie sie aus der Mikrozerspanung bekannt sind. Deshalb wird das Tiefbohren mit Werkzeugen ≤ 2 mm auch als „Mikrotiefbohren“ oder auch als „Tiefbohren mit kleinster Durchmesser“ genannt ([12], [20]). Dafür werden ausschließlich Wendelbohrer und Einlippenbohrer verwendet (siehe *Abbildung 3*).

Das Tiefbohren kleinster Durchmesser stellt hohe Anforderungen an die Bearbeitungsmaschine, da Positionierfehler der Linearachsen oder Rundlauffehler der Spindel eine zusätzliche Biegebelastung der langschäftigen Werkzeuge hervorruft (vgl. [20]). Weiters sind zur Erreichung ausreichend hoher Schnittgeschwindigkeiten, aufgrund der Werkzeugabmessungen, hohe Drehzahlen und deshalb der Einsatz von präzisen Hochfrequenzspindeln erforderlich (vgl. [21]).

Wie bereits erwähnt, sind zur Herstellung kleinster Durchmesser hohe Drücke (beim ELB-Verfahren bis 230 bar) erforderlich. Eine Integration von leistungsstarken Hochdruckpumpen ist daher zwingend erforderlich. Aufgrund der geringen Kühlkanalquerschnitte ist eine feine Filtrierung des Kühlschmierstoffes (5 bis 10 μm) notwendig, um ein Verstopfen der Kühlkanäle zu verhindern (vgl. [10]).

Angesichts der geringen Werkzeugsteifigkeiten sind die erzielbaren Vorschübe beim Tiefbohren mit kleinsten Durchmessern stark limitiert. Die realisierbaren Vorschübe liegen häufig im Bereich der Schneidkantenverrundung, und es treten zum Teil stark negative effektive Spanwinkel auf [20]. Die Spanabnahme wird folglich nicht mehr durch den nominellen Spanwinkel von $\gamma = 0^\circ$ beim Einlippentiefbohren sowie die variierenden nominellen Spanwinkel entlang der primären und sekundären Hauptschneiden beim Wendeltiefbohren bestimmt [12].

In *Abbildung 7* wird schematisch die Spanbildung beim Mikro-Einlippentiefbohren ($\gamma = 0^\circ$) und die vorliegenden Eingriffsverhältnisse dargestellt.

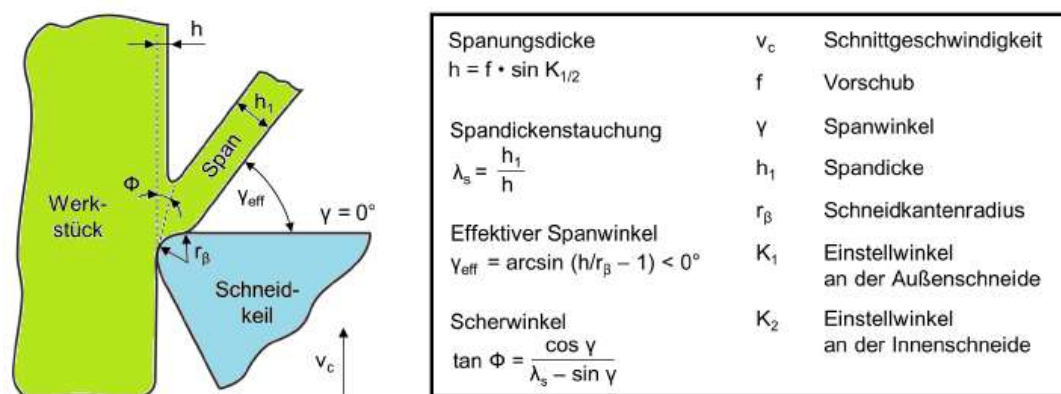


Abbildung 7: Spanbildung beim Einlippentiefbohren mit kleinsten Durchmessern (vgl. [20])

Die mechanische Werkzeugbelastung wird vorwiegend durch das Verhältnis aus der Spanungsdicke h (Vorschub) und dem Schneidkantenradius bestimmt. Bei weiterer Reduzierung des Vorschubes kommt es zu einem nichtlinearen Anstieg der auftretenden Zerspanungskräfte. Die Spanungsdicke kann daher nicht beliebig reduziert werden und liegt, je nach Werkstoff, im Bereich von 5 bis 45 % des Schneidkantenradius (vgl. [22]). Wird der Vorschub kleiner gewählt, nimmt der

Verschleiß der Schneidkante und folglich die Schneidkantenverrundung weiter zu und es treten Materialquetschungen („Ploughing-Effekt“) auf [20].

Das Verhältnis aus Spanungsdicke zu Schneidkantenradius bestimmt neben den Zerspanungskräften auch die Spanformung. Aufgrund der kleinen Spannuten ist die Spanform beim Mikrotiefbohren von grundlegender Bedeutung. Reiter untersuchte den Einfluss der Spanform beim Einlippentiefbohren mit kleinen Durchmessern. Dabei hat sich gezeigt, dass sich durch die Bildung ungünstiger Fließspäne ein Drehmoment generiert, welches durch die langen Späne zwischen Bohrer und Bohrungswand hervorgerufen wird. Dieses vom Span erzeugte zusätzliche Moment nimmt bei kleinen Durchmessern einen erheblichen Anteil von fast 50 % des Gesamtmomentes ein und reduziert dadurch die realisierbaren Vorschübe und Bohrtiefen erheblich (vgl.[3]).

Beim Zerspanen von Stahl kommt es beim Wendelbohren zu klassischen Spiralspänen. Bei kleiner werdendem Verhältnis (h/r_β) entstehen stark verformte Späne. Bröckelspäne werden bei deutlicher Unterschreitung der Mindestspanungsdicke ausgebildet (vgl. [23]).

Beim Einlippentiefbohren mit kleinsten Durchmessern führt eine Reduzierung des Verhältnisses aus Spanungsdicke zu Schneidkantenverrundung zu einer Steigerung der Spandickenstauchung (vgl. [20]). Diese beschreibt das Verhältnis aus Spandicke (h_1) zu Spanungsdicke (h) und wird von den Schnittdaten (Vorschubgeschwindigkeit und Schnittgeschwindigkeit), den geometrischen Verhältnissen des Schneidkeils und dem Werkstoff beeinflusst (vgl. [24]).

Es existieren verschiedenste Ansätze zur Erhöhung der Prozessstabilität beim Mikrotiefbohren. Neben dem Einsatz von Prozessüberwachungssystemen zur Beobachtung von Prozessparametern (z.B. Bohrmoment, KSS-Druck usw.) werden auch Systeme verwendet, die durch zusätzlich eingebrachten Schwingung die Spanform gezielt beeinflussen.

2.3 Schwingungsunterstütztes Tiefbohren

Beim konventionellen Tiefbohren entstehen, wie bereits erwähnt, oft ungünstige Spanformen, welche die Bohrungsqualität mindern und zu einer Erhöhung des Bohrmomentes führen. Besonders bei Werkzeugen mit kleinen Durchmessern werden dadurch die erreichbaren Vorschubgeschwindigkeiten und Bohrtiefen begrenzt. Mithilfe einer schwingungsunterstützten Bearbeitung (SUB) kann durch einen gezielten Spanbruch die Prozessstabilität und -produktivität enorm gesteigert werden.

Beim schwingungsunterstützten Tiefbohren wird die Vorschubbewegung mit einer schwingenden Bewegung in Bohrrichtung überlagert. Meist kommen dazu harmonische Schwingungen zum Einsatz. Die zusätzliche periodische Relativbewegung kann vom Werkstück, dem Werkzeug, oder beiden initiiert werden.

Dabei werden bezogen auf die Frequenz und Amplitude zwei Verfahrensarten unterschieden, der Überlagerung mit Hoch- und Niederfrequenzschwingungen. Bei dem Erstgenannten werden Ultraschallschwingungen mit Frequenzen größer 15 kHz verwendet. Die Erregung erfolgt dabei meist mit der Resonanzfrequenz des Werkzeuges, womit höhere Ausschläge realisiert werden können. Dennoch erreichen diese Systeme lediglich Amplitudenwerte die meist deutlich unter 20 μm liegen (vgl. [25], [26]). Systeme die mit Niederfrequenzschwingungen ($< 1 \text{ kHz}$) betrieben werden, können aufgrund der geringeren Dynamik, höhere Ausschläge realisieren (Amplituden bis zu 0,35 mm, vgl. [27]).

Die Korrelation von Schnitt- und Schwingungsparameter ist für den resultierenden Werkzeugeingriff von entscheidender Bedeutung. Zwei charakteristische Faktoren beschreiben dabei das Werkzeugeingriffsverhalten. Einerseits der Amplitudenfaktor K_A , dieser wird vom Verhältnis des Spitze-Spitze-Werts der Schwingungsamplitude zum Vorschub pro Umdrehung beschrieben und andererseits vom Frequenzfaktor K_f . Letztgenannter wird durch die Relation von Schwingungsfrequenz zu Drehfrequenz des Werkzeuges definiert.

Abbildung 8 zeigt das Eingriffsverhalten beim Einlippentiefbohren bei unterschiedlich gewählten Schwingungsfaktoren bei fünf Werkzeugumdrehungen. Ist der Spitze-Spitze-Wert der Schwingungsamplitude kleiner als der Vorschub ($K_A < 1$), so hebt die Schneide nicht vom Werkstück ab (*Abbildung 8 – links*). Bei diesem kontinuierlichen Werkzeugeingriff kommt es allerdings zu einer periodischen Variation der Spandicke, was den Spanbruch an den geschwächten Stellen begünstigt und besonders bei spröden Werkstoffen zu einem ähnlichen Resultat wie beim diskontinuierlichen Bohren (siehe *Abbildung 8 – mittig*) führt. Bei größeren Amplituden ($K_A > 1$) hebt das Werkzeug vom Werkstück ab und es kommt zu einem gezielten Spanbruch. Der Frequenzfaktor beschreibt die Anzahl an Schwingungen pro Werkzeugumdrehung, d.h. durch die Erhöhung dieses Faktors wird der Span, aufgrund des häufigeren Abhebens, öfters geteilt und dadurch kürzer. Da kleinere Späne leichter aus der Bohrung zu entfernen sind, steigt dadurch die Prozessstabilität (vgl. [3]). Der gezielte Spanbruch kann jedoch nur erreicht werden, wenn es zu einem Profilversatz zwischen Werkzeugbahn und Bohrungsgrund kommt. Bei einem ganzzahligen Frequenzfaktor (1, 2, ...) ist dies nicht der Fall. Dabei ist die Schneide dauerhaft im Eingriff und es entsteht ein gewellter Span mit konstanter Höhe (= Vorschub). Aufgrund des ausbleibenden Spanbruches stellen sich bei einem ungünstig

gewählten Frequenzfaktor nicht die erwarteten Prozessverbesserungen ein. Die Prozessergebnisse entsprechen jenen des konventionellen Tiefbohrverfahrens.

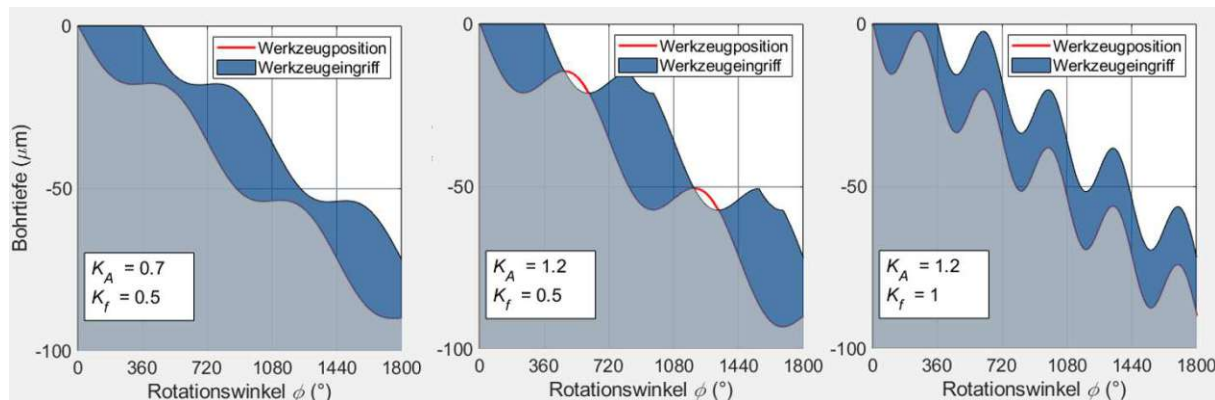


Abbildung 8: Einfluss der Schwingungsparameter auf die Spanbildung (vgl. [3], [28])

Es wurde bereits in einer Vielzahl an wissenschaftlichen Arbeiten die Vorteile des schwingungsunterstützten Bohrens gezeigt ([3], [9], [22], [26] - [28]). Besonders die Performance des Tiefbohrprozesses lässt sich damit erheblich verbessern. Dies ist bedingt durch die gezielte Spanformung, dem erleichterten Spanabtransport, die dadurch gewonnene Prozessstabilität und der Möglichkeit, höhere Vorschübe zu realisieren. Weiters verbessert das Abheben des Werkzeuges die Kühl- und Schmierbedingungen, was sich positiv auf die Wärmeentwicklung im Zerspanungsprozess auswirkt und somit auch einen positiven Effekt auf den Werkzeugverschleiß hat.

Hsu und Tsao [29] untersuchten beim Bohren einer schwer zerspanbaren Titanlegierung, welchen Einfluss die Prozessgrößen wie Bohrerdurchmesser, Vorschubgeschwindigkeit und Spindeldrehzahl auf die Vorschubkraft ausüben. Dabei konnte festgestellt werden, dass die zusätzliche Verwendung einer hochfrequenten Schwingungsüberlagerung die gemittelte Vorschubkraft um mehr als 3% reduziert.

Auch Baghlani et al. [30] konnte bei Bohrversuchen in dem Werkstoff *Inconel 738C* eine Verbesserung des Prozesses durch eine hochfrequente Schwingungsüberlagerung beobachten. Dabei konnte nicht nur eine erhebliche Reduktion (40 %) der Bearbeitungskräfte gemessen, sondern auch eine Verbesserung der Oberflächenrauheit festgestellt werden. Des Weiteren verringerte sich der Werkzeugverschleiß, was eine erhebliche Verlängerung der Standzeit zur Folge hatte.

Ähnliche Ergebnisse wurden auch bei Bohrversuchen mit niederfrequenter Schwingungsüberlagerung erzielt. Yang et al. [31] zeigte beim Bohren von faserverstärkte Verbundwerkstoffe, dass sich die gemittelte Vorschubkraft und der Werkzeugverschleiß durch eine eingebrachte Schwingung verringert.

Auch Bleicher et al. [27] bestätigten diese Ergebnisse. Die SUB beeinflusst die Spanformung (kurze Bröckelspäne) positiv. Verglichen mit dem konventionellen Bohren zeigte sich eine geringere Werkzeugbelastung und eine geringere mittlere Vorschubkraft. Des Weiteren wurde ein stabiler Bohrprozess mit gesteigerten Vorschubgeschwindigkeiten (Erhöhung um den Faktor 10 bis 20) erreicht.

Heisel et.al. untersuchte den Einfluss hochfrequenter Schwingung bei der Zerspanung des Kupferwerkstoffes ECu 57. Auch hier wurden kürzere Späne und zusätzlich eine bessere Oberflächengüte erreicht (vgl. [25]).

Beim schwingungsunterstützten Wendelbohren von Aluminiumplatten konnte Adachi et al. zeigen, dass sich die Gratbildung im Vergleich zum konventionellen Bohren, durch SUB reduzieren lässt. Dadurch konnte auf einen nachträglichen Prozessschritt zur Gratentfernung verzichtet werden (vgl. [32]).

Hussein et al. [33] untersuchten die Wärmeentwicklung beim Bohren eines kohlenstofffaserverstärkten Verbundwerkstoffes. Die Temperatur der Bohrspitze wurde dafür beim Bohrungsaustritt gemessen. Es wurde festgestellt, dass sich durch die Überlagerung der Vorschubbewegung mit einer niederfrequenten Schwingung die Temperatur erheblich (56%) senken lässt.

Eine initiierte Schwingung kann jedoch auch negative Auswirkungen auf die Bearbeitung sowie die Bearbeitungsmaschine haben. Vor allem massereiche Systeme können unerwünschte Strukturschwingungen hervorrufen und damit die dynamische Steifigkeit des Bearbeitungszentrums reduzieren. Eingebraachte Vibrationen können empfindliche Bauteile, wie z.B. Lager und Führungen, schädigen, was in weiterer Folge zur Verminderung der Bearbeitungsqualitäten führen kann. Zur Verhinderung dieser negativen Effekte ist es sinnvoll, die Schwingungen von der restlichen Maschinenstruktur zu entkoppeln, um den unerwünschten Begleiterscheinungen entgegenzuwirken. Dies kann durch einen Impuls- bzw. Massenausgleich erfolgen [34].

Parameteroptimierung und Zerspanungsversuche (CuCr1Zr)

Bleicher, Reiter und Brier haben gezeigt, dass sich für den niedriglegierten Kupferwerkstoff CuCr1Zr die Produktivität des Einlippentiefbohr-Prozesses mit Hilfe von zusätzlicher Schwingungsunterstützung erheblich steigern lässt. Dazu wurde im Vorfeld die kinematischen Eingriffsverhältnisse untersucht und der Zerspanungsprozess simuliert. Dabei wurde der Einfluss der Prozessparameter K_f und K_A auf die Zerspanungskräfte ersichtlich, welche sich durch experimentelle Versuche bestätigten. Bei einem Frequenzverhältnis von $K_f = 0,5$ minimiert sich, bei einem Amplitudenverhältnis größer 1, die maximal auftretende Schnittkraft. Dies lässt sich mit dem direkten Profilversatz und den daraus ergebenden Bereichen konstanter Spanhöhe erklären. Weiters konnten optimale Parameterkombinationen gefunden

werden, bei denen sich die gemittelte Schnittkraft und somit die durchschnittliche Werkzeugbelastung minimieren lässt. Bei einem Frequenzverhältnis von $K_f = 0,56$ und bei $K_f = 0,45$ liegen solche lokalen Minima vor. Um die Spanbildung, durch Abheben des Werkzeuges, bewusst zu unterbrechen, muss das Amplitudenverhältnis K_A größer 1 gewählt werden. In der Praxis zeigte sich, dass trotz werkstoff- und werkzeugseitig hervorgerufene Dämpfungseffekte ein K_A im Bereich von 1,2 bis 1,3 für den sicheren Spanbruch ausreicht. Durch die verbesserte Spanformung konnten auch für kleinste Bohrungsdurchmesser ($D = 0,94 \text{ mm}$) Vorschubgeschwindigkeiten bis 450 mm/min erreicht werden (vgl. [28]).

Reiter (vgl. [3]) wies die oben beschriebene Spanbildung durch Hochgeschwindigkeitsaufnahmen nach und untersuchte weiters die Bohrungsqualität (Mittenverlauf und Oberflächengüte) bei gesteigerten Vorschubwerten (450 mm/min) sowie mit reduzierten KSS-Drücken (bis 20 bar). Es zeigte sich, dass es auch nach 1500 Bohrungen zu keinen signifikanten Qualitätsunterschieden kommt und der reduzierte Kühlschmierstoffdruck keinen Einfluss auf den Werkzeugverschleiß nimmt.

Zusammenfassend lässt sich festhalten, dass Tiefbohrungen kleinster Durchmesser in die Kupferlegierung CuCr1Zr durch die Wahl optimaler Schwingungsparameter mit der geforderten Vorschubgeschwindigkeit von 450 mm/min und zusätzlich reduziertem KSS-Druck prozesssicher hergestellt werden können.

3 Ideenfindung und Konzeptionierung

3.1 Komponenten der Schwingspindeleinheit

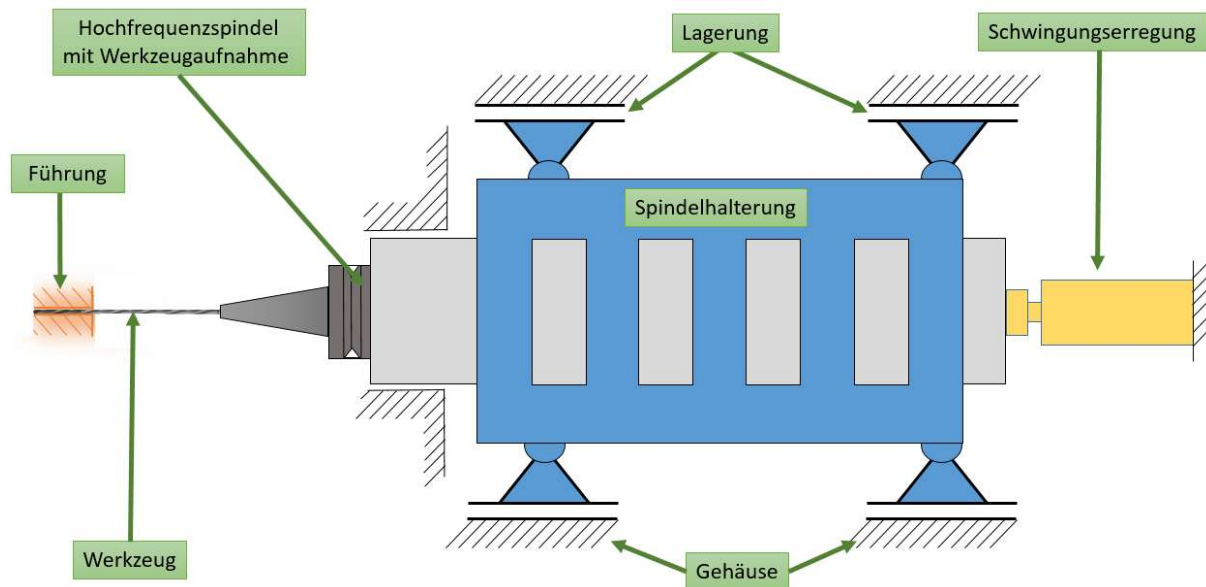


Abbildung 9: Grobkonzept der Schwingspindeleinheit

In *Abbildung 9* ist das Grundkonzept der Schwingspindeleinheit dargestellt. Es besteht aus folgenden Funktionsbausteinen:

- Das **Tiefbohrwerkzeug** ist mit einem oder mehreren, innenliegenden Kühlkanälen ausgestattet, um den Spänetransport und die Kühlung der Schneiden zu gewährleisten.
- Die **Werkzeugführung** unterstützt das Werkzeug während des Anbohrvorganges. Dies verbessert die Bohrungsqualität und erhöht die Standzeit der Werkzeuge.
- Die **Hochfrequenzspindel** ist das Herzstück der Bohreinheit. Diese ist zylindrisch ausgeführt und stellt die geforderte Leistung und Drehzahl, sowie eine innere Kühlmittelzufuhr bereit.
- Die **Werkzeugaufnahme** spannt die Bohrer mit hoher Rundlaufgenauigkeit und ermöglicht einen schnellen und einfachen Werkzeugwechsel.
- Die **Spindelhalterung** klemmt die Spindel und dient als Bindeglied zwischen dieser und der Lagerung. Dies erleichtert bei Wartungsarbeiten den Austausch des Bohrantriebes.
- Die **Schwingungserregung** erzeugt die oszillierende Bewegung.
- Die notwendige Schwingbewegung erfordert einen Freiheitsgrad in axialer Richtung, um die axiale Bewegung der Spindel und des Bohrers zu ermöglichen. Dieser wird durch eine geeignete **Lagerung** realisiert.

- Das **Gehäuse** übernimmt die mechanische Anbindung zur Werkzeugmaschine und schützt die verbauten Komponenten vor den Umgebungseinflüssen in der Werkzeugmaschine.

3.2 Morphologischer Kasten

Die HF-Spindel, die Spindelhalterung und die Einhausung werden im nächsten Kapitel „Detailplanung und Konstruktion“ ausgelegt und ausgewählt. Die Umsetzungsmöglichkeiten der restlichen Funktionen werden in *Tabelle 4* aufgelistet, verglichen und auf ihre Verwendbarkeit geprüft.

Tabelle 4: Morphologischer Kasten zur Auflistung möglicher Konzeptumsetzung

Funktionen	Umsetzungsmöglichkeiten			
Werkzeug	Einlippenbohrer	Spiralbohrer		
Werkzeugführung	Bohrbuchse	Pilotbohrung		
axiale Lagerung der Schwingeinheit	Luftlager	Magnetlager	Gleitlager	Festkörpermembran
Schwingungserregung	piezoelektrisch	elektromechanisch	hydraulisch	

3.2.1 Werkzeug

Zur Herstellung kleinster Durchmesser ($d \leq 2 \text{ mm}$) kommen das BTA- und das Ejektor-Bohrverfahren aufgrund der Baugröße der Werkzeuge nicht zum Einsatz. In Bearbeitungszentren werden vor allem Einlippentiefbohr-Werkzeuge (ELB) und Wendeltiefbohrer (WB) verwendet.

Tabelle 5: Bewertung der Werkzeuge

Bewertungskriterien	ELB	WB
L/D -Verhältnis > 37	+	+
Durchmesser $< 2 \text{ mm}$	+	+
Oberflächengüte	+	-
Mittenverlauf	+	-
Vorschubgeschwindigkeit	+	+

In *Tabelle 5* sind die Beurteilungskriterien zur Auswahl des optimalen Werkzeuges aufgelistet. Mit beiden Tiefbohrwerkzeugen können die geforderten Bohrungen hergestellt werden (Durchmesser, Längen-zu-Durchmesser-Verhältnis). Die geforderte Vorschubgeschwindigkeit von 450 mm/min kann, wie bereits erwähnt, bei der Zerspanung von CuCr1Zr durch eine zusätzlich eingebrachte Schwingung auch mit dem ELB-Verfahren erreicht werden (vgl. [28]). Der Mittenverlauf sowie die

Rauheitstiefen der Bohrwand sind beim Wendeltiefbohren aufgrund der fehlenden Führungsleisten wesentlich höher.

Zufolge der oben genannten Vorteile hinsichtlich der Bohrungsqualität und der Tatsache, dass die geforderten Prozessparameter nachweislich mit ELB bereits erreicht wurden, wird dieses Werkzeug für die SSE verwendet.

3.2.2 Werkzeugführung

Aufgrund des asymmetrischen Querschnittes des Einlippenbohrers ist eine Führung der Werkzeugspitze zwingend erforderlich. Durch die Unwucht des Bohrers würde das fragile Werkzeug ansonst vor dem Erreichen der hohen Betriebsdrehzahl brechen.

Die Werkzeugführung, während des Anbohrvorganges, ist für den Bohrvorgang von entscheidender Bedeutung, da sie entscheidend die Qualität der Bohrung beeinflusst. Es ist darauf zu achten, das Spiel zwischen Bohrkopf und Führung gering zu halten.

Die Führungslänge ist maßgeblich vom Durchmesser des ELB abhängig und ist $1,5 \times \varnothing$ bis $3 \times \varnothing$. Der gemittelte Durchmesser der Pilotierung bzw. der Anbohrbuchse soll für Bohrdurchmesser < 2 mm nicht mehr als 0,01 mm größer als der Bohrer sein [10]. Dies ist auch in regelmäßigen zeitlichen Abständen zu kontrollieren. Stellt sich ein größeres Spiel in der Führung ein, so treten nachteilige Folgen auf (vgl. [35]):

- Erhöhung der Bruchgefahr
- Entstehung bzw. Vergrößerung des Anbohrtrichters
- erhöhter Werkzeugverschleiß
- Verringerung der Standzeit, -länge, -menge
- Auftreten von höheren, radialen Kräften am Bohrkopf
- Erhöhung des Mittenverlaufs

Um den Mittenverlauf möglichst gering zu halten, wird sich die Hauptspindel der Basismaschine in die entgegengesetzte Richtung drehen. Das Gegenlaufbohren verringert abermals den Mittenverlauf (vgl. [36]).

Bohrbuchse:

Bohrbuchsen werden meist auf Tiefbohrbänken eingesetzt (siehe *Abbildung 5 – Seite 16*). Diese liegen beim ELB-Verfahren direkt am Werkstück auf. Die Durchgangsbohrung der Führung ist gehärtet und geschliffen. Für ELB kleinster Durchmesser kann sie auch komplett aus HM gefertigt sein.

Vorteile durch die Verwendung einer Bohrbuchse:

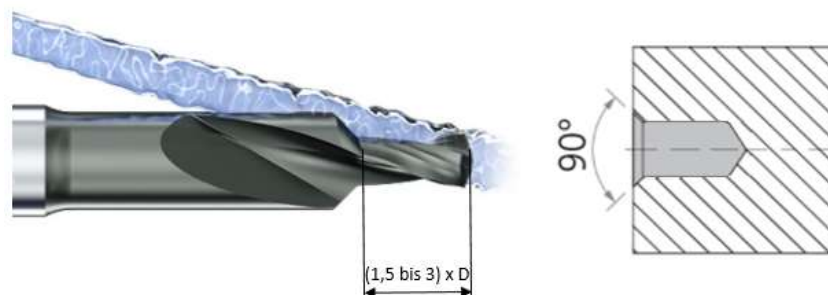
- keine Pilotbohrung erforderlich
- Vermeidung eines zusätzlichen Prozessschrittes
- kürzere Dauer des Gesamtprozesses

Nachteile durch die Verwendung einer Bohrbuchse:

- längere Bohrer notwendig
- dadurch erhöht sich die gesamten Baulänge der SSE
- erhöhter Aufwand beim Werkzeugtausch
- kein Gegenlaufbohren ohne gelagerte Bohrbuchsenlagerung möglich

Pilotbohrung:

Da in Bearbeitungszentren die Herstellung einer Pilotierung leicht umzusetzen ist, werden diese meist zur Führung eingesetzt (vgl. [1], [16]). Zum Schutz der Werkzeugschneide und um das Werkzeug sicher einzuführen, ist die Pilotierung mit einer Fase auszuführen [35]. Dazu werden kurze und steife Spiralbohrer (ohne IKZ) verwendet, welche die Pilotbohrung und Anfasung in einem Arbeitsschritt herstellen (siehe *Abbildung 10*).



**Abbildung 10: links: Pilotbohrer mit konventioneller KSS-Zufuhr;
rechts: Kontur der erzeugten Pilotierung [37]**

Aufgrund des beschränkten Bauraumes und des erheblichen Mehraufwandes beim Werkzeugwechsel wird eine Pilotbohrung zur Zentrierung des ELB verwendet. Diese wird mit einem kurzen Spiralbohrer (ohne IKZ), der im Durchmesser maximal 0,01 mm größer als das Bohrwerkzeug ist, gefertigt.

3.2.3 Axiale Lagerung

Die notwendige Schwingbewegung erfordert einen Freiheitsgrad in axialer Richtung, um die Bewegung der Spindel und des Bohrers zu ermöglichen. Dieser wird durch eine geeignete Lagerung realisiert.

Tabelle 6: Bewertung der Lagertechnologie

Bewertungskriterien	Luftlager	Magnetlager	Gleitlager	Festkörpermembran
Verschleiß	+	+	-	+
Reibung	+	+	-	+
benötigte Hilfsenergie	~	~	+	+
radiale Steifigkeit / Spiel	-	+	-	+
Umsetzungsaufwand	+	-	+	+

In *Tabelle 6* wurden die Lagertechnologien nach den fünf aufgelisteten Bewertungskriterien beurteilt. Zur Reduzierung der Wartungsintensität wurde eine reibungs- und verschleißfreie Lagerung vorausgesetzt. Aus diesem Grund kommen Gleitlager für die Verwendung nicht in Frage. Luftlager und Magnetlager benötigen für deren Funktion eine Versorgung mit Druckluft bzw. Strom. Die Bereitstellung dieser Hilfsenergien ist auf BAZ leicht zu realisieren und stellt somit keinen wesentlichen Nachteil dar.

Um den Mittenverlauf der Tiefbohrungen und zusätzliche Werkzeugbelastungen möglichst gering zu halten, ist eine hohe radiale Steifigkeit und Positionsgenauigkeit (Spielfreiheit) der HF-Spindel von entscheidender Bedeutung. Luftlager zur Linearführung erfordern jedoch einen Lagerspalt, um einen reibungsfreien Betrieb zu ermöglichen.

Der Aufbau und das Betreiben von Magnetlager ist vergleichend zu Festkörpermembrane sehr komplex und der daraus resultierende Umsetzungsaufwand enorm.

Aus diesen Gründen wird die HF-Spindel mit Festkörpermembrane gelagert. Bei der Realisierung der axialen Lagerung mit Festkörpermembrane wird die relative Bewegung durch die elastische Verformung der Bauteilstruktur ermöglicht. Diese bieten weitere Vorteile wie kostengünstige Bauteilfertigung und einfache Skalierbarkeit.

3.2.4 Schwingungserregung

Zur Schwingungserregung können verschiedene Arten von Aktoren verwendet werden. In *Abbildung 11* sind die Schwingungsparameter bekannter Systeme und die Einsatzbereiche unterschiedlicher Technologien dargestellt. Wie zu erkennen ist, finden Piezoaktoren meist bei hoher Frequenz (bis 100 kHz) und kleinen Amplituden, elektromechanische Systeme bei kleinen und mittleren Amplituden und Frequenzen Anwendung. Des Weiteren sind hydraulisch betriebene Aktoren bekannt, die in einem niedrigen Frequenzbereich arbeiten, aber hohe Amplituden liefern (vgl. [27]).

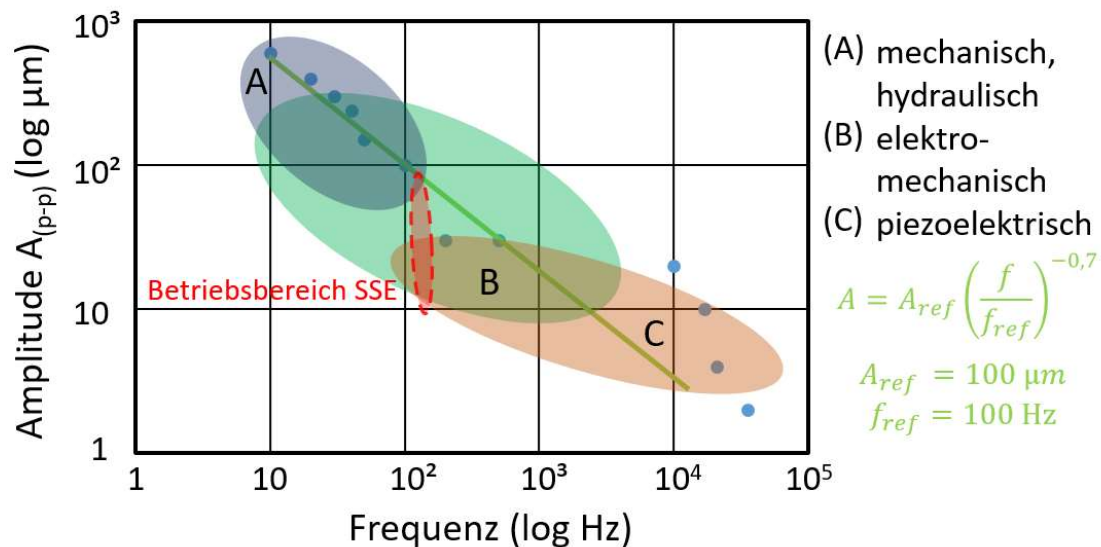


Abbildung 11: Einsatzbereiche gängiger Aktoriken zur Schwingungserregung (vgl. [3], [27])

Hydraulisch und piezoelektrisch erregte Systeme zeichnen sich durch eine hohe Kraftdichte aus und können auch in kleiner Bauweise sehr hohe Kräfte erzeugen. Die Kraftdichte liegt im Vergleich zu elektromagnetischen Antrieben um ein Vielfaches höher (vgl. [38], [39]), d.h. zur Erzeugung der gleichen Kräfte ist die Baugröße letztgenannter Aktoren deutlich ausgeprägter.

Hydraulische Antriebe sind sehr einfach aufgebaut. Dazu ist lediglich ein Aggregat zur Druckerzeugung, ein Kolben und ein Servoventil zur Ansteuerung notwendig. Dabei können je nach Druck und Kolbenauslegung bei sehr niedrigen Frequenzen große Hübe realisiert werden. Bei höheren Frequenzen nimmt der erreichbare Schwingungsaussschlag jedoch erheblich ab, da die kürzeren Ventilöffnungszeiten den Hydrauliköl-Volumenstrom stark begrenzen. Das Zeitverhalten hydraulischer Systeme ist deshalb maßgeblich durch die Ventildynamik vorgegeben und dadurch limitiert (vgl. [40]).

Hydraulische Systeme weisen aufgrund der hohen Drücke und den damit verbundenen Verlusten an Strömungswiderständen geringere Wirkungsgrade und höhere Wartungsaufwände als elektrisch betriebene Systeme auf. Im Falle von Leckagen ist der Energieverlust besonders hoch (vgl. [41]). Dadurch sind diese Systeme für höhere Frequenzen ($> 200 Hz$) kaum nutzbar.

Piezoelektrische und elektromechanische Antriebe gelten insgesamt als leicht steuerbar und verfügen über eine hohe Dynamik. Sie erlauben flexibles Positionieren und sehr variable Verfahrenprofile. Im Vergleich zu hydraulischen Systemen ist ein elektrisches Antriebssystem einfacher zu installieren [41].

Piezoaktoren weisen eine hohe Dynamik auf und können durch eine Stapelbauweise Auslenkungen bis 300 μm erreichen. Die Kombination von hoher Amplitude und hoher Frequenz erfordern jedoch eine erhebliche elektrische Leistung, die durch einen geeigneten Verstärker bereitgestellt werden muss. Die Leistungselektronik ist für den dynamischen Betrieb meist der limitierende Faktor.

Tabelle 7: Technologievergleich zur Schwingungserregung

Bewertungskriterien	piezoelektrisch	elektromechanisch	hydraulisch
Auslenkung > 80 μm	+	+	+
Frequenz > 300 Hz	+	+	-
Baugröße	+	-	+
Wartungsaufwand	+	+	-

In *Tabelle 7* ist der Vergleich der unterschiedlichen Technologien tabellarisch dargestellt. Piezoaktoren weisen durch die hohe Kraftdichte eine kompakte Bauweise auf, sind einfach zu installieren und wartungsarm. Aus diesen Gründen sind sie optimal für den Einsatz in der SSE geeignet. Durch die Wahl passender Piezoverstärker wird das Erreichen der geforderten Schwingungsparameter ermöglicht.

3.3 Umgesetztes Konzept

In *Tabelle 8* sind die favorisierten Umsetzungsmöglichkeiten des morphologischen Kastens grün markiert.

Tabelle 8: Morphologischer Kasten mit den gewählten Komponenten farblich markiert

Funktionen	Umsetzungsmöglichkeiten			
Werkzeug	Einlippenbohrer	Spiralbohrer		
Werkzeugführung	Bohrbuchse	Pilotbohrung		
axiale Lagerung der Schwingeinheit	Luftlager	Magnetlager	Gleitlager	Festkörpermembran
Schwingungserregung	piezoelektrisch	elektromechanisch	hydraulisch	

In *Abbildung 12* sind die ausgewählten Funktionen in einem Konzept zusammengetragen und anschaulich dargestellt.

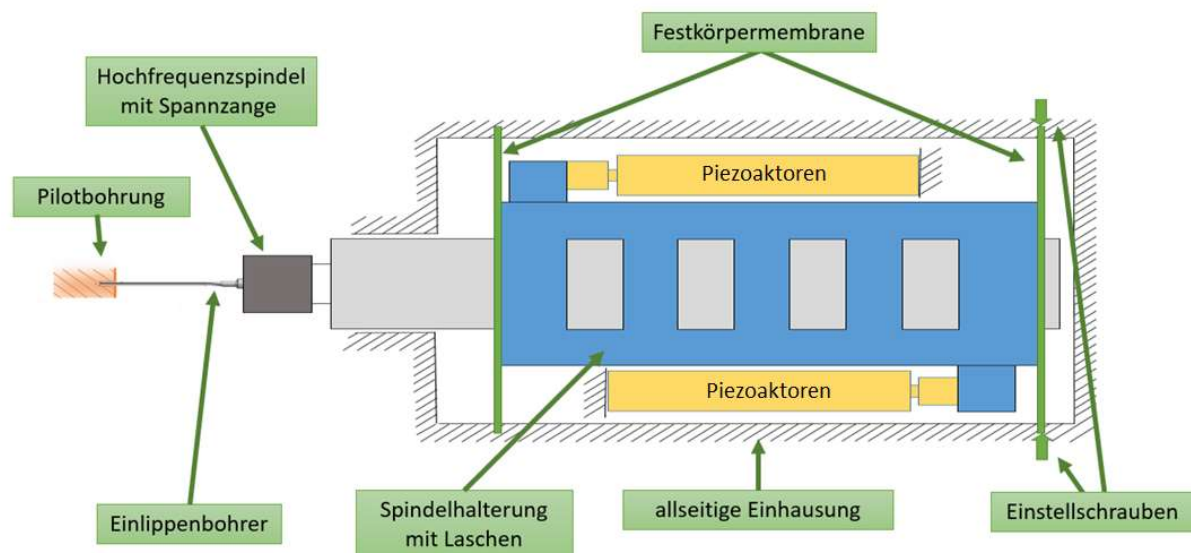


Abbildung 12: Schematische Darstellung des Konzepts

Den Kern der Schwingenspideleinheit bildet eine HF-Spindel, die eine innere Kühlmittelzufuhr ermöglicht. Das Werkzeug, ein Einlippenbohrer, wird über eine hochgenaue, abgedichtete Spannzange befestigt und in einer Pilotbohrung geführt. Diese wird zuvor in einem separaten Prozessschritt gefertigt. Die Bohrspindel wird über eine Halterung (Klemmhülse) fixiert.

Die Klemmhülse ist mit zwei Festkörpermembranen, die im Gehäuse fixiert sind, verbunden. Durch die Summierung von Fertigungstoleranzen kann sich eine leichte Schiefstellung der Bohrachse ergeben. Über Einstellschrauben ist die Position der hinteren Membran leicht veränderbar, um eine exakte Ausrichtung der Bohrachse (parallel zur Spindelachse der Basismaschine) im Produktionsbetrieb sicherzustellen. Die Membranen werden so konzipiert, dass diese eine hohe radiale Steifigkeit und eine weiche Federung in axialer Richtung aufweisen. Die Federwirkung unterstützt die Aktorik im dynamischen Betrieb.

Zur Schwingungserzeugung werden Piezoaktoren eingesetzt, die gleichmäßig am Umfang der Klemmhülse verteilt sind. Durch die Längenänderung der Piezokristalle wird die Position der HF-Spindel und des Bohrers entlang der Bohrachse verändert. Die Schwingung wird somit realisiert.

Die gesamte Einheit wird allseitig umhaust, um das Eindringen von Schmutz und KSS zu verhindern.

3.4 Maschinenkommunikation

Die Basismaschine wird im Schicht-Betrieb autonom betrieben. Daher ist eine entsprechende Kommunikation zwischen der NC der Basismaschine und der SSE notwendig. Zur Ansteuerung der Bohreinheit werden zwei Module im Schaltschrank benötigt. In *Abbildung 13* wird das Konzept zur Ansteuerung der SSE dargestellt. Dabei wird von der NC-Steuerung der Basismaschine permanent der Status der Bohreinheit abgefragt.

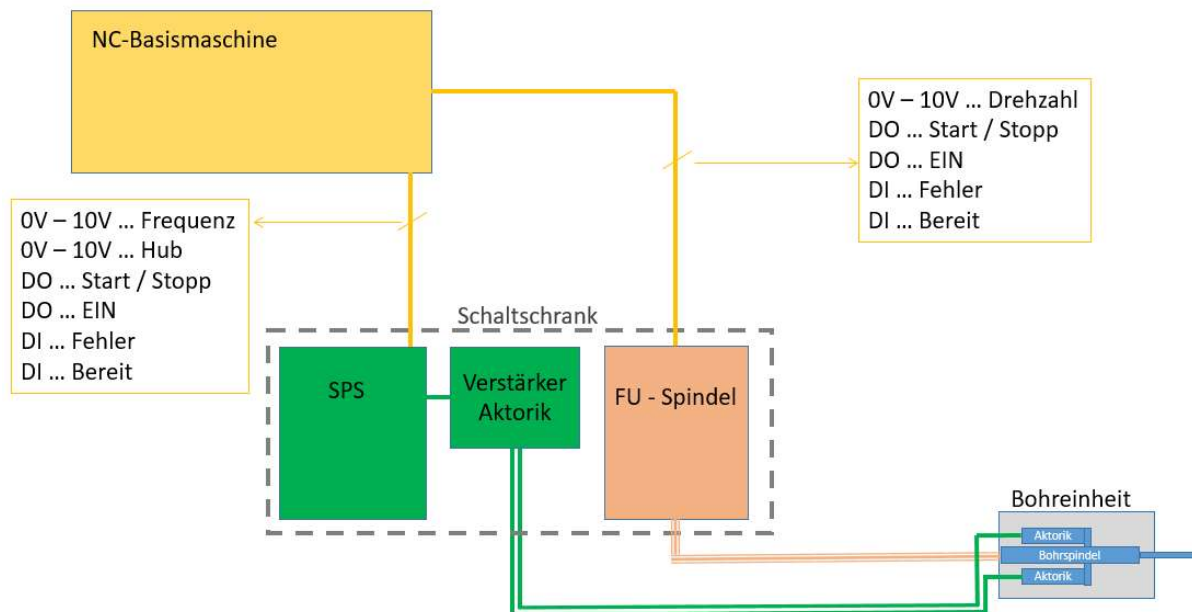


Abbildung 13: Kommunikationskonzept zwischen der NC der Basismaschine und der Schwingspindeleinheit

Die Prozessparameter (Schwingungsfrequenz, Amplitude, Drehzahl und Vorschub) werden von einer Fachkraft im G-Code des NC-Programmes vorgegeben. Die NC konvertiert die Werte in ein analoges Ausgangssignal (0 V bis 10 V) und gibt diese an die Steuerung der Schwingspindeleinheit weiter. Die Drehzahl der HF-Spindel wird über einen Antriebsverstärker (Frequenzumrichter) der *Fa. Sieb & Mayr GmbH* (Typ: *SD2B plus*) gesteuert. Zur Signalgenerierung und Überwachung der Schwingungsspektroskopie wird eine SPS der Firma *B&R Industrial Automation GmbH* verwendet. Diese generiert das Schwingungssignal, welches anschließend verstärkt zur Aktorik geführt wird.

Weiter wird in dieser Arbeit nicht auf die Steuerungstechnik eingegangen, da das Hauptaugenmerk auf der Entwicklung und Auslegung der SSE und deren Komponenten liegt.

4 Detailplanung und Konstruktion

In *Abbildung 14* ist das CAD – Modell der Schwingspindeleinheit dargestellt. Die seitliche Abdeckung und die darunterliegende Flachdichtung werden transparent abgebildet, um auch die innenliegenden Komponenten zu zeigen. Die Bohreinheit besteht aus vier Baugruppen, die in den folgenden Unterkapiteln genauer beschrieben werden:

1. Aktorik - blau
2. Schwingeinheit - grün
3. Maschinenanbindung - orange
4. Anbauteile - grau

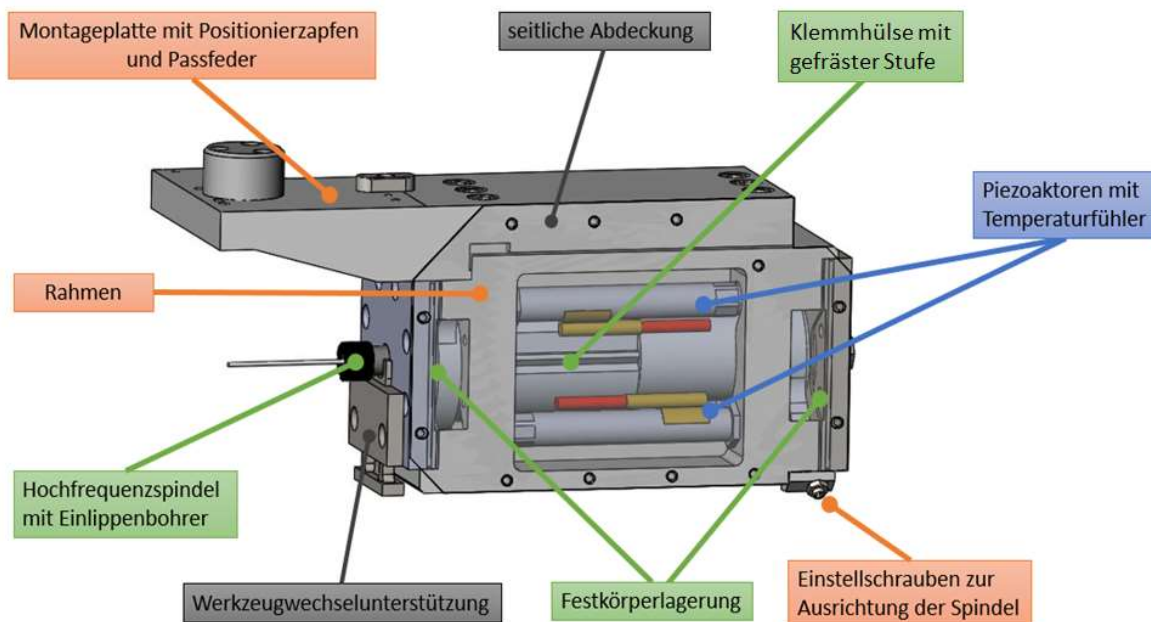


Abbildung 14: Baugruppen der Schwingspindeleinheit

Die *Aktorik* besteht aus den Piezoelementen und einer Temperaturüberwachung. Die Aktoren werden direkt in den Rahmen geschraubt und mit einer Kontermutter gesichert (siehe *Abbildung 38* - Seite 62). Durch die Ausdehnung der Piezoaktoren wird die Position der Klemmhülse axial verschoben und die gesamte *Schwingeinheit* bewegt. Diese Baugruppe beinhaltet jene Komponenten, welche eine axiale Bewegung relativ zum Rahmen und zur Basismaschine zulassen. Die *Maschinenanbindung* ist das Grundgerüst der SSE und dient als Bindeglied zwischen der *Schwingeinheit* und der Basismaschine. Auf den Rahmen werden alle Baugruppen montiert und über die Montageplatte im Bearbeitungszentrum positioniert. Die *Anbauteile* dichten die SSE ab und schützen dadurch die innenliegenden Baugruppen vor Verschmutzung.

4.1 Aktorik

In der Schwingspindereinheit wurden vier piezoelektrische Aktoren verbaut. Da im dynamischen Betrieb der Aktoren Wärme entsteht, werden alle Piezoelemente mit einem Rohranlegefühler (PT - 1000) der *Fa. Sensorshop24 GmbH* ausgestattet. Damit wird die Temperatur permanent überwacht und die Maschinensteuerung schützt die Aktoren vor Überhitzung.

Im folgendem Unterkapitel werden die Grundlagen der Piezotechnik erklärt, die Anforderungen ausgearbeitet und die Aktoren ausgelegt. Aufgrund der Berechnungen wurden Aktoren ausgewählt und die dazu passende Ansteuerelektronik beschrieben.

4.1.1 Grundlagen der Piezotechnik

Die Piezoelektrizität wurde von *Jacques* und *Pierre Curie* entdeckt und erstmals ausführlich beschrieben. Das Auftreten von elektrischer Ladung unter Einwirkung elastischer Beanspruchung auf einen Kristall, sofern dieser piezoelektrisch ist, wird *direkter Piezoeffekt* genannt und die Umkehrung davon als *inverser Piezoeffekt* bezeichnet (vgl. [42]).

Der zweitgenannte Effekt, der *inverse Piezoeffekt*, wird hier für die axiale Schwingungserregung der Schwingspindereinheit genutzt. Durch das Anlegen einer elektrischen Spannung wird ein piezoelektrisches Material gedehnt bzw. gestaucht (vgl. [43]).

Anfänglich wurde dieses Phänomen an natürlichen Kristallen wie Quarz oder Turmalin festgestellt. Mit der Entwicklung piezoelektrischer Keramiken, wie z.B. Blei-Zirkonat-Titanat (PZT) und Barium-Titanat (BaTiO_3), konnten größere Auslenkungen realisiert bzw. höhere Spannungen induziert werden. Somit wurde die Piezotechnologie auch für industrielle Anwendungen nutzbar (vgl. [44]).

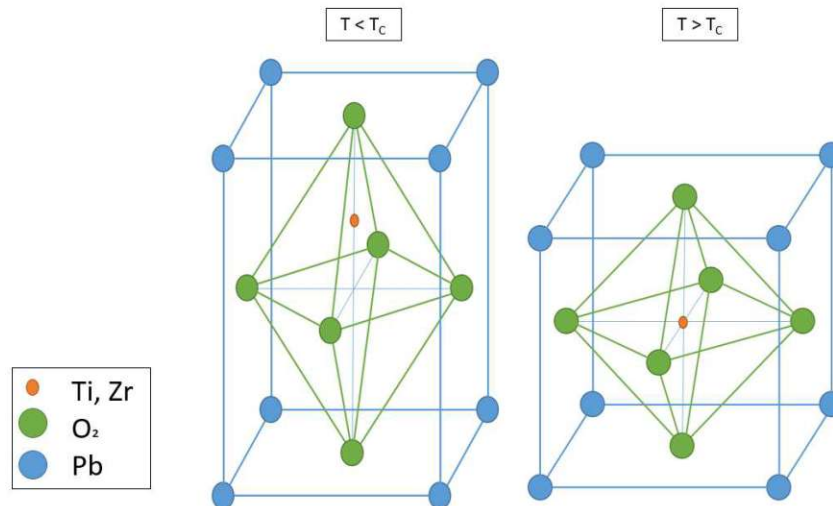


Abbildung 15: Kubische Gitterstruktur einer piezoelektrischen Elementarzelle (vgl. [45])

Oberhalb der Curie-Temperatur T_c liegt das Ion (Ti oder Zr) im Zentrum der kubischen Elementarzelle (siehe *Abbildung 15* – rechts). Das Material ist paraelektrisch und weist keine Polarisation auf. Es sind keine piezoelektrischen Effekte feststellbar.

Während des Abkühlens nach dem Sintern erfolgt unterhalb der Curie -Temperatur eine Verschiebung der Ionen innerhalb der Elementarzelle. Dadurch, dass der Ladungsschwerpunkt nicht mehr in der Mitte liegt, entsteht ein elektrischer Dipol (vgl. [43]).

Es bilden sich ferroelektrische Domänen aus, in denen die Polarisierung gleich ist. Die Ausrichtung der einzelnen Domänen ist jedoch spontan und willkürlich (siehe *Abbildung 16* – links). In einem ferroelektrischen Polungsprozess werden die Dipole der Domänen einheitlich ausgerichtet, wie in *Abbildung 16* – mittig dargestellt. Das geschieht durch das Anlegen eines starken elektrischen Feldes von mehreren kV/mm. Auch danach bleibt diese Orientierung größtenteils erhalten (*Abbildung 16* – rechts) (vgl. [45]).

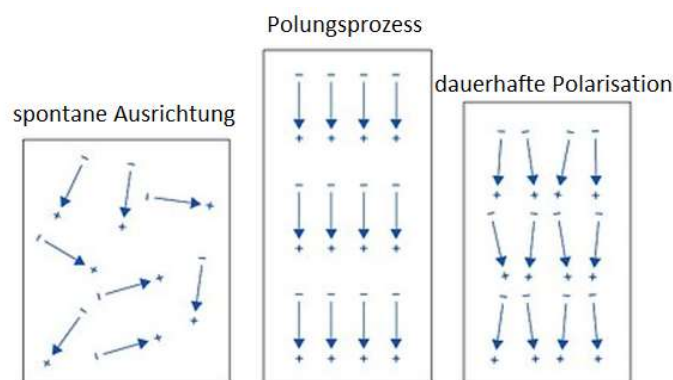


Abbildung 16: Prinzip der ferroelektrischen Polarisation (vgl. [45])

Beim Anlegen einer Spannung werden die Ionen innerhalb der Elementarzellen verschoben und somit verformt. Weil die Polarisierung der einzelnen Domänen in den polykristallinen Keramiken gleich ausgerichtet ist, folgt daraus eine verhältnismäßig hohe und für technische Anwendungen verwendbare Verformung (vgl. [44]).

Der reziproke Piezoeffekt lässt sich wie folgt mathematisch beschreiben [46]:

$$S = s^E * T + d * E$$

mit

S ... Verformung

s^E ... Elastizitätskonstante

T ... mechanische Spannung

d ... piezoelektrischer Verzerrungskoeffizient

E ... der elektrischen Feldstärke

Für die Aktorik ist meist nur die Ausdehnung in eine Raumrichtung relevant und daher kann je nach Anordnung der Elektroden und der Polarität die oben beschriebene Matrizengleichung wie folgt vereinfacht werden.

$$S_1 = s_{11}^E * T_1 + d_{31} * E_3$$

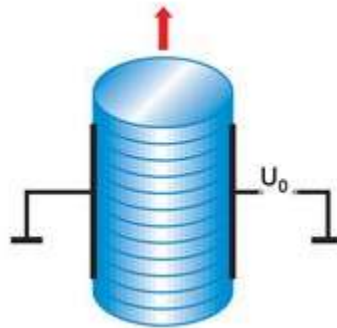


Abbildung 17: Piezoelektrischer Quereffekt [44]

Wie in der angestrebten Anwendung ist in *Abbildung 17* der piezoelektrische Quereffekt dargestellt, dabei wirkt die mechanische Kraft quer zum angelegten Feld.

Häufig werden Piezokristalle für Positionieraufgaben verwendet. Da sich die Ausdehnung der Aktoren proportional zu der angelegten Spannung verhält, kann die Längenänderung sehr genau bestimmt werden.

4.1.2 Anforderungen

Die Anforderungen der Piezoaktoren leitet sich aus jenen der Schwingspindereinheit ab. Die geforderte Amplitude des Systems beträgt 40 µm. Wie im Konzept oben beschrieben, werden je zwei Aktoren die Spindel nach vor bewegen und zwei

entgegengesetzte Aktoren die Gegenbewegung ausführen. Daraus lässt sich ableiten, dass der Hub der Piezoelemente doppelt so groß sein muss wie die Amplitude.

$$Hub_{erforderlic} \geq 2 * A_{max}$$

Die gesuchten Aktoren müssen nicht nur die notwendige Ausdehnung aufweisen, sondern auch die erforderlichen Kräfte zur Beschleunigung des Systems aufbringen.

Die Piezoelemente werden in einem Frequenzbereich von 150 Hz bis 300 Hz eingesetzt. Piezoelektrische Keramiken reagieren sehr empfindlich auf Zug- und Querbeanspruchungen und können dadurch beschädigt werden. Um durch den dynamischen Betrieb keine Zugkräfte, infolge der Trägheit, in den Keramiken zu erzeugen, müssen diese vorgespannt werden.

Neben den technologischen und prozessbedingten Anforderungen gibt es auch konstruktive Restriktionen, welche die Aktoren erfüllen müssen. Die SSE wird im Arbeitsbereich des BAZ permanent Kühlschmierstoff ausgesetzt. Da Piezokristalle empfindlich auf Feuchtigkeit reagieren, ist es notwendig, die Kristalle zu schützen, um bei geringem Feuchtigkeitseintritt in die SSE keinen Schaden zu nehmen.

Durch den begrenzten Bauraum ist wie bei allen Komponenten eine kompakte Bauweise notwendig. Dabei ist besonders auf die Länge der Aktoren zu achten. Piezoaktoren sind in ihrem Hub stark begrenzt, d.h. eine Erhöhung der Ausdehnung kann nur durch das Aneinanderreihen bzw. Stapeln mehrerer Kristalle erfolgen (Piezostacks). Dementsprechend nimmt durch die Stapelung die Baulänge zu.

Weiters muss die Möglichkeit eines einfachen Ein- und Ausbau gegeben sein, um bei Wartungen oder Bauteilversagen einen raschen Bauteiltausch durchführen zu können.

Die Anforderungen nochmals im Überblick:

- technologische Voraussetzung:
 - Vorspannung der Keramik, um einen dynamischen Betrieb zu ermöglichen
 - Verhinderung von Quer- oder Zugbelastungen
 - Auswahl eines geeigneten Verstärkers
- prozessbedingte Anforderungen:
 - $Hub > 80 \mu m$
 - Betriebsfrequenz: 150 Hz bis 300 Hz
 - genügend Kraft zur Beschleunigung der Bauteile

- konstruktiven Anforderungen:
 - Einhausung der Keramik zum Schutz vor Feuchtigkeit
 - leichte Montagemöglichkeit
 - exakte Justiermöglichkeit zur Feineinstellung muss gegeben sein, oder geschaffen werden können.

4.1.3 Berechnung erforderlicher Antriebskraft

Zur Auswahl geeigneter Aktoren wird im Folgendem die erforderliche Kraft zur Überwindung der Trägheitskräfte ermittelt.

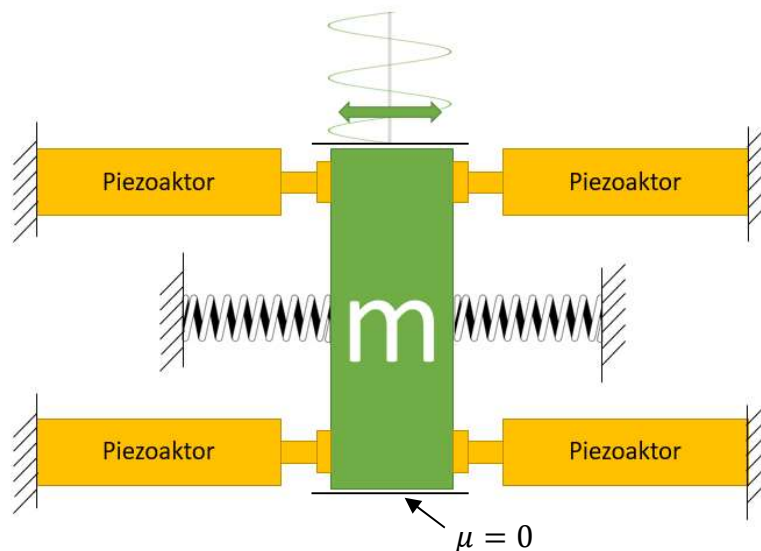


Abbildung 18: Prinzipskizze zur Kraftberechnung

Dazu wurde, wie in *Abbildung 18* gezeigt, die Kinematik des Schwingensystems vereinfacht. Das grüne Rechteck entspricht dabei dem Gewicht der oszillierenden Bauteile und wird, wie dargestellt, in der Horizontalen bewegt. Die Masse der HF-Spindel, der Klemmhülse, der Membranringe und der Schrauben werden dabei berücksichtigt ($m = 1,43 \text{ kg}$).

Die Piezoaktoren sind nicht fest mit der Masse verbunden, sondern liegen auf dieser lediglich auf, sodass in den Aktoren ausschließlich Druckkräfte und keine Zugkräfte infolge der Massenträgheit auftreten können. Die Aktoren und die Federn sind jedoch fest mit dem Rahmen verbunden und leiten die dynamischen Kräfte über die Montageplatte in die Maschinenstruktur des Bearbeitungszentrums ab.

Die Membrane werden in *Abbildung 18* durch die Federn und einer reibungsfreien Führung repräsentiert. In der gezeigten Mittenlage sind diese Federn unbelastet ($= L_0$). Der Federweg bzw. die maximale Auslenkung entspricht der geforderten max. Schwingungsamplitude ($= 40 \text{ }\mu\text{m}$). Mit den bekannten Federkonstanten der Membrane (siehe 4.2.3 *Lagerung und Membranauslegung*) kann die Federkraft berechnet werden. Bei der Aktorauslegung wird von der weichsten

Membrankonfiguration ausgegangen, da die Federwirkung die Massenbeschleunigung im Umkehrpunkt unterstützt.

$$F_C = A_{max} * c_{0,5 mm}$$

mit

F_C ...	Federkraft
A_{max} ...	max. Amplitude (= 40 μm)
$c_{0,5 mm}$...	Federsteifigkeit der Membran mit Blechstärke 0,5 mm (= 0,192 N/ μm)

ergibt sich

$$F_C = 7,68 N.$$

Zur Berechnung der maximal auftretenden Beschleunigung wurde vom bekannten sinusförmigen Weg der Schwingeinheit ausgegangen.

$$s(t) = \frac{Hub}{2} * (1$$

mit

$s(t)$...	Weg [s]
Hub ...	max. Hub der Aktoren (= 80 μm)
t ...	Zeit [s]
ω ...	Kreisfrequenz (= $2\pi f$) [Hz]
f ...	Schwingungsfrequenz [Hz]

In *Abbildung 19 - oben* ist die Position der Masse mit einer Sinusschwingung (grün) zeitlich dargestellt.

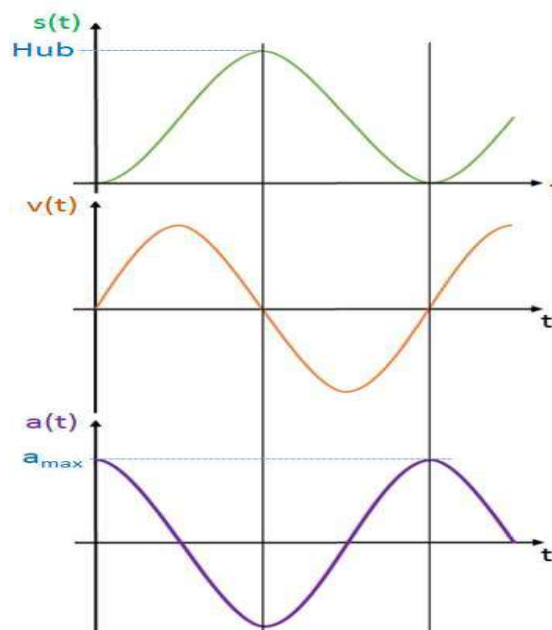


Abbildung 19: Darstellung des Weges, der Geschwindigkeit und der Beschleunigung

Durch die zeitliche Ableitung erhalten wir den Geschwindigkeitsverlauf (orange).

$$\frac{ds(t)}{dt} = v(t) = \frac{Hub}{2} * \omega * \sin(\omega * t)$$

Die Ableitung der Geschwindigkeit liefert schließlich den zeitlichen Verlauf der Beschleunigung (violett).

$$\frac{dv(t)}{dt} = a(t) = \frac{Hub}{2} * \omega^2 * \cos(\omega * t)$$

Wie in *Abbildung 19* zu erkennen ist, treten bei einer sinusförmigen Schwingung, die maximalen Beschleunigungen bei den Umkehrpunkten auf ($s = 0$ und $s = Hub$).

$$a_{max} = a(0) = \frac{Hub}{2} * \omega^2 = Hub * 2 * \pi^2 * f^2$$

Durch Einsetzen der geforderten Schwingungsparameter ($f = 300$ Hz und $Hub = 80 \mu m$) erhalten wir die maximale Beschleunigung.

$$a_{max} = 142,1 m/s^2$$

Aus dem Schwerpunktsatz ergibt sich die maximale Kraft, die zur Beschleunigung der Masse erforderlich ist.

$$F_T = m * a_{max}$$

$$F_T = 203,2 N$$

Im ausgelenkten Zustand sind die Federn verformt und unterstützen die Aktoren bei der Beschleunigung der Masse. Die Antriebskraft errechnet sich wie folgt:

$$F_A = F_T - 2F_C$$

$$F_A = 187,9 N$$

Wie bereits erwähnt, sind die Druckstücke der Aktoren nicht fest mit der Masse verbunden. Es können dadurch nur Druckkräfte übertragen werden. Daraus folgt, dass immer zwei Aktoren abwechselnd die Masse beschleunigen. Die erforderliche Piezokraft errechnet sich also wie folgt:

$$F_{Piezo_{erf}} = \frac{F_A}{n} * S$$

mit

n ... Anzahl an Aktoren pro Antriebsseite (= 2)

S ... Sicherheit (= 1,5)

$$F_{Piezo_{erf}} = 140,9 N$$

4.1.4 Auswahl der Piezoelemente [47]

Es wurden die Stapelaktoren der Serie PA/T von der Fa. Piezosysteme Jena GmbH ausgewählt.

Bezeichnung: P120/T14



Abbildung 20: Piezoaktor der Serie PA/T

Dabei handelt es sich um einen Multilayer-Piezoaktor, der bereits in einem Gehäuse aus Edelstahl verbaut und mit 150 N vorgespannt ist. Ein Feingewinde am Umfang der Einhausung ermöglicht eine einfache Montage und mit der dazugehörigen Kontermutter kann die Position im Gehäuse fixiert werden. Das sphärische Kopfstück verhindert, dass Querkräfte in das Piezoelement eingeleitet werden können. Durch die Vorspannung ist ein dynamischer Betrieb ohne nachträgliche Einstellarbeit möglich. Die Resonanzfrequenz liegt bei 9000 Hz und damit um den Faktor 30 über der maximalen Betriebsfrequenz. Mit der Kraft von 850 N wird die geforderte Schwingungserregung mit einer rechnerischen Sicherheit von 9 erreicht. Sollte durch einen Störfall ein Aktuator ausfallen, so reicht auch die Leistung eines Antriebes pro Seite aus, um die SSE weiter im Betrieb zu halten.

Folgend die wichtigsten Daten im Überblick:

Tabelle 9: Ausgewählte techn. Daten der Piezoaktoren PA/T14

PA 120/T14		
Artikelnummer	P-360-00	
Hub ungeregelt	125	µm
Kapazität	10,8	µF
Auflösung ±	0,25	nm
Resonanzfrequenz	9000	Hz
Steifigkeit	7	N/µm
Blockierkraft	850	N
Spannungsbereich	-20 bis 130	V
Vorspannkraft	150	N
Länge	125	mm
Durchmesser	14	mm

Alle Anforderungen an die piezoelektrischen Aktoren werden erfüllt.

Tabelle 10: Anforderungen an die Piezoaktoren

Anforderungen		Kommentar
Vorspannung notwendig	✓	Vorspannung mit 150 N
Zug- und Querbelastrung vermeiden	✓	balliges Kopfstück, lose Auflage
Einhausung	✓	Gehäuse aus Edelstahl
Verstärker	✓	PX-200 Verstärker von SI GmbH
Hub _{erford} > 80 µm	✓	Hub = 125 µm
dynamischer Betrieb	✓	bis 9000 Hz möglich
Kräfte	✓	850 N für sicheren Betrieb ausreichend
leichte Montage	✓	Feingewinde am Gehäuse, Kontermutter zum Fixieren

4.1.5 Verstärker [48]

Zum Betreiben der Aktoren wurden folgende Piezoverstärker der *Fa. SI GmbH* ausgewählt (siehe *Abbildung 21*):

- PX200-V0,150
- PX200-V0,150-INV (zusätzliche Invertierung des Signals)

Über ein gemeinsames Ansteuersignal werden beide Verstärker und damit alle vier Piezoaktoren angesteuert, d.h. je zwei Aktoren werden über einen Verstärker in Parallelschaltung betrieben.



Abbildung 21: Ausgewählter Piezoverstärker der Fa. SI GmbH

In *Tabelle 11* sind die technischen Daten aufgelistet

Tabelle 11: Ausgewählte technische Daten der Piezoverstärker PX200

PX200-V0,150 /-INV		
Spannungsbereich	0 bis 150	V
RMS Current	2	A
Puls Current	8	A
Power Bandwidth	93	kHz
Verstärkung	20 (-20)	V/V
Slew Rate	35	V/ μ s
Signal Bandwidth	390	kHz
Max. Power	140	W Dissipation
Power Supply	90 bis 250	V - AC
Abmessungen	212x305x88	mm
Gewicht	2	kg

Die maximale Ausgangsspannung von 150 V wurde über ein Spannungs-Limit auf 130 V begrenzt (Obergrenze des Spannungsbereiches). Eine Überlastung der Aktoren kann somit während des störungsfreien Betriebs der Verstärker gewährleistet werden.

Die Verstärker haben wie in der *Tabelle 11* beschrieben einen Spitzen- und eine durchschnittliche Effektivstromgrenze. Die Letztgenannte ($I_{rms} = 2$ A) begrenzt die maximal erreichbare Frequenz, welche unter Einwirken einer kapazitiven Last erreicht werden kann.

Die Grenzfrequenz kann für Sinusschwingungen wie folgt angenähert werden:

$$f_{max} = \frac{I_{rms}\sqrt{2}}{V_{pp}C\pi}$$

mit

f_{max} ... maximal erreichbare Frequenz der Sinusschwingung [Hz]

I_{rms} ... maximale Effektivstromstärke (= 2 A)

V_{pp} ... maximaler Spannungsunterschied der Schwinung (= 130 V)

C ... Kapazität der Last (= 22 μ F)

Der Betriebsbereich der Piezoaktoren wird mit 130 V begrenzt. Die Aktoren werden lediglich im positiven Spannungsbereich betrieben, deshalb beträgt der max. Spannungsunterschied der Ausgangsspannung 130 V_{p-p} . Wie oben bereits erwähnt wurde sind je zwei Piezoaktoren parallel geschaltet und werden über einen Verstärker angesteuert. Deshalb summiert sich die kapazitive Last auf (≈ 22 μ F).

Mithilfe eines Online-Rechners konnte die Frequenzgrenze exakt berechnet werden. Dabei werden neben der Effektivstromgrenze und der kapazitiven Last noch die

Anstiegsgeschwindigkeiten, die Ausgangsimpedanz und die Kleinsignalbandbreite berücksichtigt (vgl. [49]).

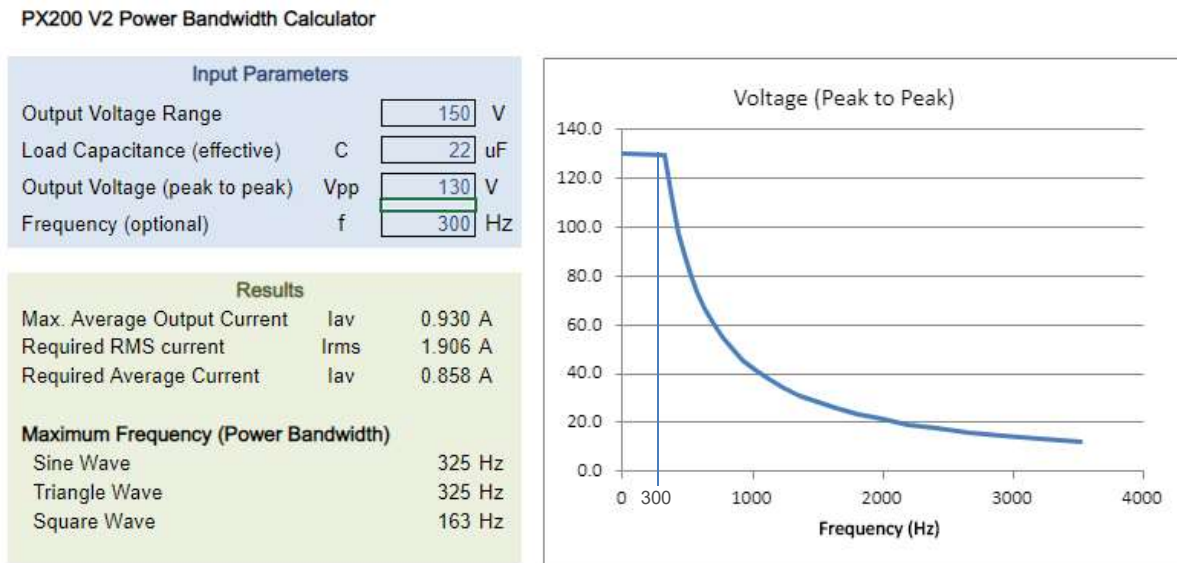


Abbildung 22: Auszug aus dem Online-Berechnungstool für die Leistungsbandbreite [49]

In *Abbildung 22* ist ein Auszug des Online – Berechnungstools zu sehen. Dabei werden die oben beschriebenen Daten eingegeben und die erreichbaren Spannungen in Abhängigkeit der Frequenzen angegeben. Es ist zu erkennen, dass nach der Grenzfrequenz (325 Hz) ein starker Abfall der erreichbaren Spannungen vorliegt. Bei einer Ansteuerspannung von ca. 10 V können jedoch auch weit höhere Frequenzen (> 3000 Hz) erreicht werden.

Die maximale Betriebsfrequenz von 300 Hz kann durch diese Verstärker erreicht werden und ist somit für die Ansteuerung der Aktoren geeignet.

4.2 Schwingereinheit

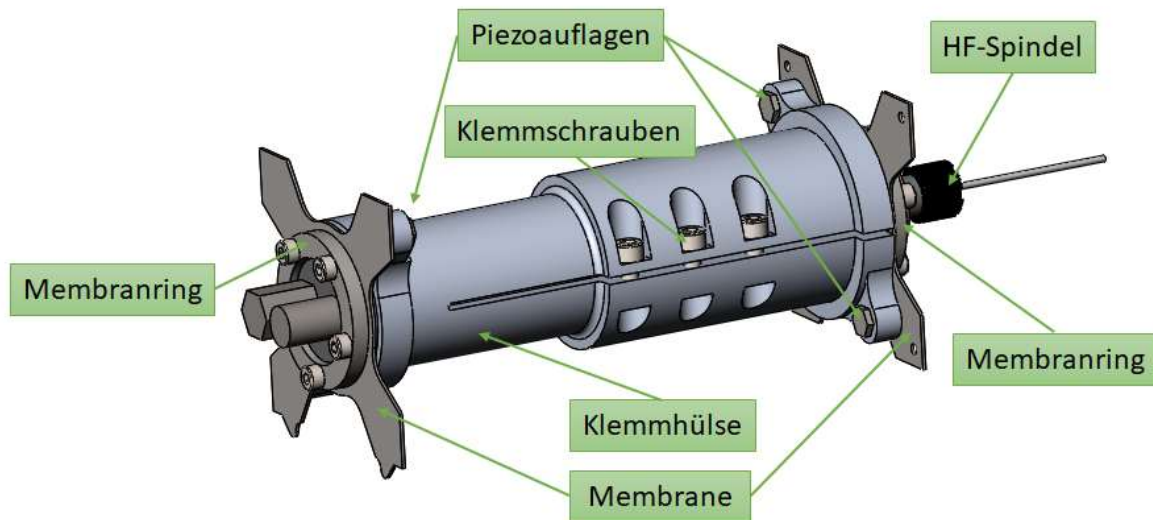


Abbildung 23: Baugruppe 1 - Schwingereinheit

Die Schwingereinheit besteht aus jenen Komponenten, die eine relative Bewegung zu der stillstehenden Einheit ausführen, also schwingen. Die Klemmhülse hält die HF-Spindel durch Kraftschluss in Position. Die Klemmkraft wird durch Klemmschrauben aufgebracht. An beiden Stirnseiten der Klemmhülse werden Membrane (Festkörperlagerung) durch Membranringe fixiert. Die Schwingungserregung und die Druckkräfte der Aktoren werden über die Piezoauflagen auf die Klemmhülse und dadurch auf die Hochfrequenzspindel übertragen.

Die gesamte Einheit wird über diese zwei Membranfedern im Gehäuse gelagert. Die Position der vorderen Membran ist über Passstifte im Gehäuse fixiert und durch den vorderen Deckel und den Rahmen geklemmt. Die Position der hinteren Membran wird durch zwei Einstellschrauben bestimmt. Dadurch kann die Schwingereinheit relativ zum Gehäuse gieren und nicken. Eine exakte koaxiale Ausrichtung wird somit zur Maschinenhauptachse sichergestellt.

4.2.1 Hochfrequenzspindel

Die HF-Spindel ist das Herzstück der Bohreinheit und wurde mit dementsprechender Sorgfalt ausgewählt. Die technologischen, prozessbedingten und konstruktiven Rahmenbedingungen wurden ausgearbeitet und bei der Auswahl berücksichtigt.

Technologische Rahmenbedingungen:

Wie in Kapitel 2.1.1 *Einlippentiefbohren (ELB-Verfahren)* bereits erwähnt, werden die Späne beim ELB-Verfahren über den KSS-Strom aus der Bohrung transportiert. Die

HF-Spindel muss mit einer geeigneten Drehdurchführung ausgestattet sein, um die Zufuhr des Kühlschmierstoffes durch das Innere des Werkzeuges zu ermöglichen (IKZ-Fähigkeit).

Des Weiteren ist eine robuste Bauweise Voraussetzung, um keinen Schaden durch die initiierte Vibration zu nehmen (Widerstandsfähigkeit gegenüber Mikroschwingungen).

Prozessbedingte Rahmenbedingungen:

- Drehzahl > 25 400 U/min (siehe Kapitel 1.2 *Anforderung an die Schwingspindereinheit*)
- Antriebsmoment → Um die Bohrungen in den geforderten Durchmessern prozesssicher bei vorgegebenen Vorschub (450 mm/min) herstellen zu können, muss das Antriebsmoment $M_{\text{erf}} > 103 \text{ Nmm}$ sein. Dieses maximale Moment wurde durch vorangegangene Bohrversuche mit Schwingungsunterstützung am IFT festgestellt (Material: CuCr1Zr; Vorschub: 450 mm/min).

Konstruktive Rahmenbedingungen:

Die konstruktiven Anforderungen der Hochfrequenzspindel beschränken sich lediglich auf die Baugröße. Da die maximale Länge der Gesamtkonstruktion mit 300 mm begrenzt ist und das Werkzeug, der Einlippenbohrer, 50 mm aus der Spannzange herausragt, ist die maximale Baulänge auf 250 mm begrenzt.

Ausgewählte Hochfrequenzspindel [50]:



Abbildung 24: Abbildung der MHT-30 der Fa. Meyrat GmbH [50]

Eine umfangreiche Recherche hat gezeigt, dass eine Vielzahl der am Markt erhältlichen, IKZ-fähigen Hochfrequenzspindeln aufgrund der dafür notwendigen KSS-Durchführungen eine zu große Bauform aufweisen.

Die kompakte und leistungsstarke HF-Spindel da *Fa. Meyrat GmbH* ist in *Abbildung 24* dargestellt und erfüllt alle konstruktiven, technologischen und prozessbedingten Anforderungen (siehe *Tabelle 13*).

Mit einer Baulänge von 203 mm (Gesamtlänge inkl. Spannzange) und einem Gehäusedurchmesser von 30 mm ist die Bohrspindel optimal für den Einbau in die SSE geeignet.

Die Werkzeuge werden über eine abgedichtete, hochpräzise Spannzange (ER-11 UP) mit einer gemittelten Rundlaufgenauigkeit von 5 µm fixiert. Die Abdichtung in der Spannzange und die integrierte KSS-Drehdurchführung ermöglichen die Innenkühlung (vgl.[51]).

Die Spindel wird durch einen Synchronmotor angetrieben. Die Drehzahl ist über einen Frequenzumrichter (*SD2D plus der Fa. Sieb & Meyer GmbH*) kontinuierlich regelbar. Dadurch lassen sich in beiden Drehrichtungen bis zu 28 000 Umdrehungen pro Minute realisieren. Bei gleichzeitig entgegengesetzter Drehung der Hauptspindel des BAZ (Gegenlaufbohren) kann eine effektive Drehzahl von 36 000 U/min zwischen Werkzeug und Werkstück erreicht werden.

In *Abbildung 25* sind die Kennlinien der HF-Spindel dargestellt. Es ist zu erkennen, dass das Moment über den Drehzahlbereich konstant ist (= 210 Nmm). Dadurch ist die Leistung linear von der Winkelgeschwindigkeit abhängig:

$$P = M * \omega$$

Zwei dauerhaft mit Fett geschmierte Kugellager sorgen für einen hochgenauen Rundlauf. Im Inneren der Spindel herrscht ein leichter Überdruck. Eine Kombination aus Luftvorhängen (Druckluft) und Labyrinthdichtungen schützt die Lager vor Schmutz und Fremdkörpern (vgl. [50]).

Tabelle 12: Technische Daten MHT-30

MHT-30 ER11/28 COD		
Artikelnummer	010-76-00-COD	
Drehzahl min.	5000	min-1
Drehzahl max.	28000	min-1
Dauerleistung	615	W
Anschluss	axial	
Spannzange	ER11 - UP	
Lagerschmierung	Fett	
max. Druck des internen Kühlmittelzuflusses	120	bar
Gewicht	0,65	kg

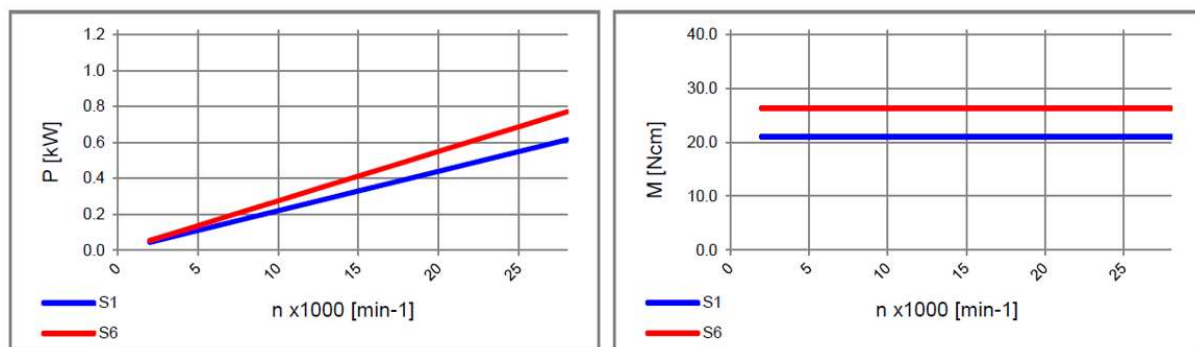


Abbildung 25: Leistungs- und Momentenkennlinie der MHT-30 [14]

Die ausgewählte HF-Spindel erfüllt alle zuvor genannten Anforderungen. Diese werden in *Tabelle 13* nochmals zusammengefasst:

Tabelle 13: Anforderungen an die HF-Spindel

Anforderungen		Kommentar
IKZ-Fähigkeit	✓	KSS-Durchführung vorhanden
robust gegen Vibrationen	✓	Ist gegeben, dies wurde direkt mit dem Hersteller abgeklärt
Drehzahl > 25400 U/min	✓	Drehzahl bis 2800 möglich
Antriebsmoment > 103 Nmm	✓	vorhandenes Moment in Dauerbetrieb 210 Nmm
Baulänge < 250 mm	✓	Durchmesser 30 mm, Länge 203 mm

4.2.2 Klemmhülse

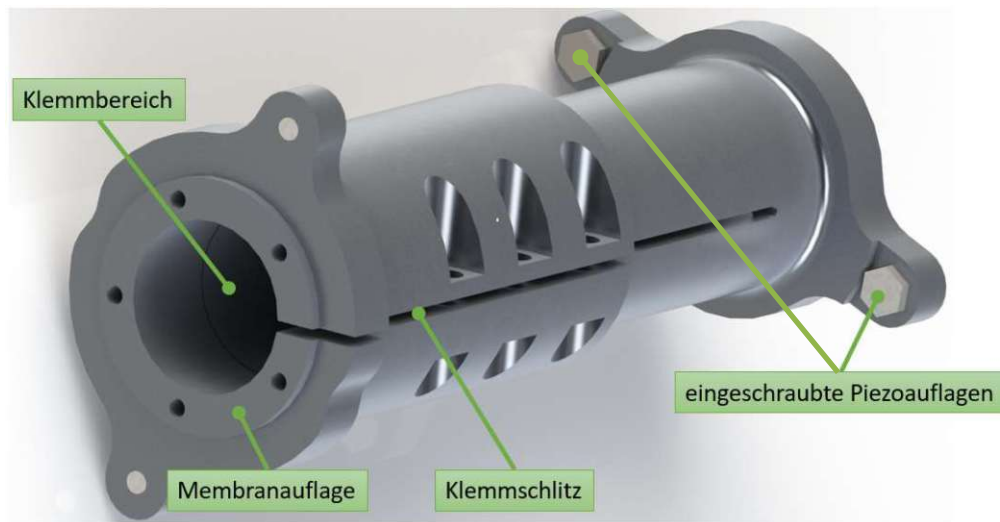


Abbildung 26: CAD - Modell der Klemmhülse mit eingeschaubten Piezoauflagen

In *Abbildung 26* ist die Klemmhülse abgebildet. Zwei Laschen an der Vorder- und Rückseite dienen als Angriffspunkte für die Piezoaktoren. In diese sind gehärtete Piezoauflagen verschraubt. Über diese wird der Druck von den Aktoren in die Schwingereinheit eingeleitet. Die gehärtete Oberfläche verhindert, dass die Kopfstücke der Piezoelemente die Auflagefläche plastisch verformen.

Um die für die Beschleunigung notwendigen Antriebskräfte gering zu halten, wurde die Klemmhülse aus der Aluminium-Knetlegierung EN AW-6082 (AlSi1MgMn) gefertigt. Durch diese Leichtbau - Maßnahme beträgt das Gewicht nur 650 g.

Dieser Werkstoff ist der Gruppe der Aluminium – Magnesium – Silizium – Legierungen zuzuordnen und weist eine hohe Korrosionsrissbeständigkeit auf. Bei schwingenden Belastungen im korrodierenden Medium tritt häufig ein Versagen durch Korrosionsrisse auf. Durch den höheren Mangananteil weist der Werkstoff die höchste Festigkeit dieses Legierungstyps (Serie 6000) auf [52]. Die Materialkennwerte sind in *Tabelle 14* aufgelistet.

Tabelle 14: Mechanische Eigenschaften von AW-6082 [53]

Zugfestigkeit R_m $\geq \text{N/mm}^2$	Streckgrenze $R_{p0,2}$ N/mm^2	Dehnung A_s $\geq \%$	Elastizitätsmodul N/mm^2	Härte nach Brinell HBW
310	260	8	70 500	95

Die Membrane liegen an den stirnseitigen Flächen der Klemmhülse auf und werden über Membranringe und fünf Schrauben fixiert. Die Durchgangsbohrung im Zentrum der Hülse ist gestuft ausgeführt. Die abgesetzte Stufe garantiert, dass die HF-Spindel nur innerhalb des zulässigen Klemmbereiches gespannt wird. Die Klemmkraft wird

über drei Schrauben, die am Umfang des Bauteils liegen, aufgebracht. Die geschlitzte Ausführung ermöglicht, die Spindel über Reibschluss zu fixieren.

Die zwei Messnuten (siehe *Abbildung 14 – Seite 33*) am Umfang der Klemmhülse und die Passung im Klemmbereich werden in einer Aufspannung gefertigt. Dadurch können sehr enge Lagetoleranzen realisiert werden. Die Flächen der Messnuten sind parallel zur Bohrachse. Durch die günstige Lage können die Flächen auch in der Basismaschine leicht abgetastet und zum Ausrichten der Spindelachse verwendet werden. Die Frässtufen sind um 45° zueinander gedreht. Dadurch wird das Einstellen der Bohrachse vereinfacht, da auch die Einstellschrauben um 45° zur Falllinie geneigt sind.

Die maximal wirkenden Kräfte im Betrieb entstehen durch die Überwindung der Trägheitskräfte während der Beschleunigung der bewegten Masse bzw. der Schwingeinheit. Die maximale Belastung der Laschen wird durch die Aktoren verursacht und wurden im vorigen Kapitel (*4.1.3 Berechnung*) berechnet.

$$F_{max} = 140,9 \text{ N}$$

Um die Belastungen des Bauteiles und die Dauerfestigkeit zu garantieren, wurde eine FEM-Simulation mit dem Simulationsprogramm *Inspire* durchgeführt.

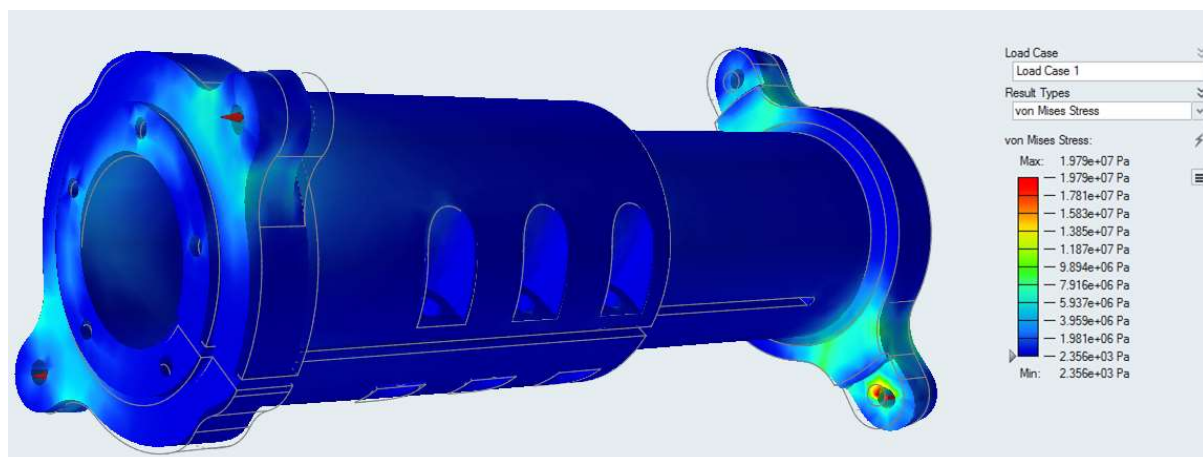


Abbildung 27: Simulationsergebnis aus Inspire

Dazu wurde im CAD-Modell auf die Laschen ein Flächenstück erzeugt, das die Auflageflächen der gehärteten Piezoauflagen simuliert. Über diese Flächen werden die Kräfte und die Schwingbewegung eingeleitet. Die vier Laschen werden nur in eine Richtung belastet, da die Aktoren auf der Piezoauflage lose aufliegen, d.h. es treten lediglich schwellende und keine wechselnden Belastungen auf.

Das Simulationsergebnis ist in *Abbildung 27* ersichtlich. Die maximale *Vergleichsspannung nach Mises* beträgt $19,8 \text{ N/mm}^2$ und tritt am Rand der Gewindebohrung auf den Laschen auf.

Die Dauerfestigkeit dieser Legierung wird wie aus der Literatur empfohlen mit 40 % der Zugfestigkeit angenommen (vgl. [52]).

$$R_m * 0,4 \leq \sigma_d = 124 \text{ N/mm}^2$$

$$124 \text{ N/mm}^2 = \sigma_d \geq \sigma_{v,Mises} = 19,8 \text{ N/mm}^2 \quad \checkmark$$

Die Klemmhülse hält den maximal auftretenden Belastungen stand und ist auch für den Dauerbetrieb geeignet.

4.2.3 Lagerung und Membranauslegung

Um eine Schwingbewegung relativ zum Gehäuse ausführen zu können, ist es notwendig, dass die Führung die Schwingbewegung in axialer Richtung zulässt und radial trotzdem eine hohe Steifigkeit aufweist. Wie im Kapitel 3.3 beschrieben, wird hierfür eine Festkörperlagerung verwendet. Dies bedeutet, dass die Auslenkung durch die elastische Verformung der Federelemente ermöglicht wird. Die Lagerung besteht aus zwei dünnen und schwingungsfähigen Strukturen.

In *Abbildung 28* wird die Lagerung schematisch dargestellt. Dabei handelt es sich um ein statisch unbestimmtes System bei dem sich die Federn im Stillstand bereits verformen, um am Gehäuse auf beiden Seiten flach aufliegen zu können. Durch die Fertigungstoleranzen gleichen sie die Längenabweichungen der Bauteile (ΔL) aus. Da beide Membrane die gleiche Federkonstante (c) besitzen, entspricht die maximale statische Verformung der halben Größe der Fertigungstoleranz der Klemmhülse bzw. des Gehäuses (Rahmen). Bei beiden Bauteilen wurden die Lagerabstandsflächen mit einer Toleranz IT6 hergestellt, was bei einem Nennmaß von 166 mm einer maximalen statischen Verschiebung von $\frac{\Delta L}{2}$ ($= \pm 12,5 \text{ } \mu\text{m}$) entspricht. An die Klemmhülse werden die Membrane wie in *Abbildung 23 – Seite 45* stirnseitig über die Membranringe (in *Abbildung 28* - schwarze Rechtecke) mit je fünf Schrauben geklemmt. Am Gehäuse werden die beiden Federelemente mit den Deckeln fixiert. Die Membrane übernehmen nicht nur die Führung der Spindel, sondern auch deren Positionierung und Ausrichtung.

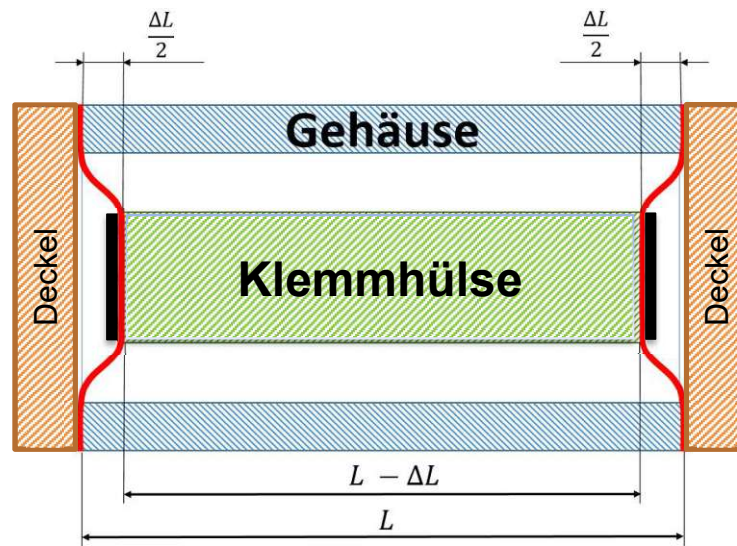


Abbildung 28: Schematische Darstellung der statisch unbestimmten Lagerung mit der daraus folgenden statischen Verformung (Membrane = rote Linien; Membranringe = schwarze Rechtecke)

Im dynamischen Betrieb erfahren die Membrane eine zusätzliche Durchbiegung ($A_{\max} = 40 \mu\text{m}$). Die maximale Verschiebung bildet sich aus der Summe von statischer und dynamischer Verformung.

Wegen der Wechselbelastung wurde für die Membrane der Werkstoff X10CrNi18-8 (1.4310) ausgewählt. Dabei handelt es sich um einen nichtrostenden, austenitischen Stahl, der hauptsächlich zur Herstellung von Federn verwendet wird.

Tabelle 15: Mechanische Eigenschaften von X10CrNi18-8 bei 20 °C [55]

Zugfestigkeit $R_m \geq \text{N/mm}^2$	Streckgrenze $R_{p0,2}$ N/mm^2	Dehnung $A_s \geq \%$	Elastizitätsmodul N/mm^2	Härte nach Brinell HB	Dauerfestigkeit N/mm^2
1200	800	8	200 000	250-400	550

In *Tabelle 15* sind die mechanischen Eigenschaften des gewählten Werkstoffes aufgelistet.

Zur Bestimmung des Membrandesigns wurde wie folgt vorgegangen:

1. Bauraum festlegen
2. Randbedingungen festlegen
3. Topologische Optimierung
4. Iterative Bestimmung der endgültigen Geometrie

In *Abbildung 29* ist auf der linken Seite eine quadratische Platte zu sehen, diese wurde als Designraum (Bauraum) des Federelements definiert (gesamter orange Körper). Die Platte ist durch vier graue Linien und einen Kreis in sechs Flächen unterteilt. An diesen sind die Randbedingungen geknüpft.

Die vier Eckflächen wurden als „fixierte Geometrie“ deklariert (roter Kegel auf Fläche), da hier die Membran zwischen Deckel und Gehäuse geklemmt wird. Der innere Kreisring beschreibt den Klemmbereich zwischen Klemmhülse und Membranring, d.h. durch die Klemmung darf die Fläche keine Verformung erfahren und muss eben bleiben. Die Verschiebung der Fläche entspricht der maximalen Verformung in axialer Richtung. Der restliche Bereich wird bei der Verschiebung elastisch verformt und wird im Folgenden als Verformungsbereich bezeichnet.

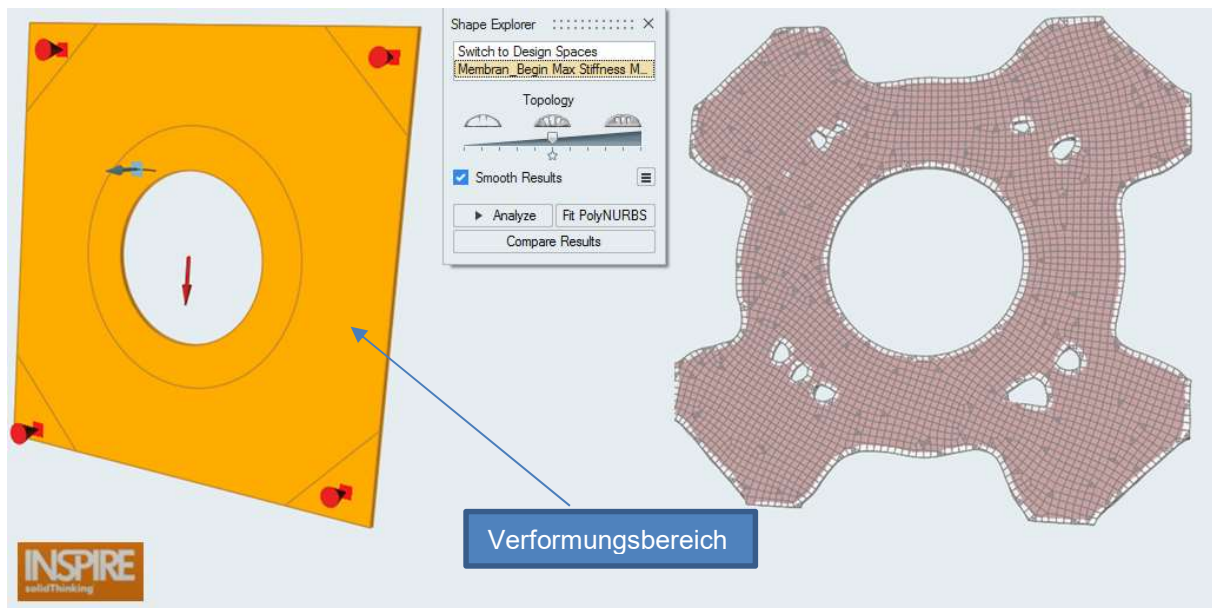
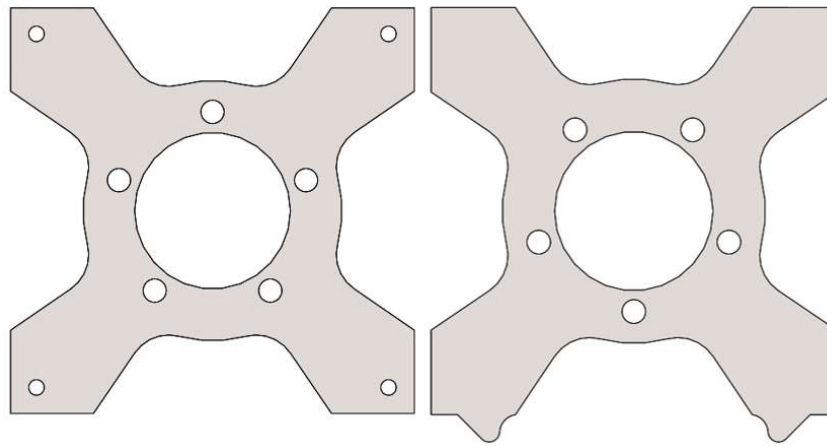


Abbildung 29: links - Quadratische Platte als Design-Space für die topologische Optimierung; rechts - Ergebnis der Optimierung mit Ziel der maximalen Steifigkeit bei gegebener Verschiebung und radialer Belastung

Die topologische Optimierung erfolgt mit dem Simulationsprogramm *Inspire* der Firma *Altair SolidThinking*. Hierfür wurde unter der maximalen Verschiebung und einer radialen Last die maximale Steifigkeit als Ziel vorgegeben.

Abbildung 29 – rechts zeigt das optimale Ergebnis bei 30 % Volumsreduktion. Das Ergebnis der Topologieoptimierung dient als grobe Vorlage für die geometrische Gestaltung der Membrane. Nach weiteren iterativen Konstruktionsschritten erhielten die Bauteile ihre endgültige Form.



**Abbildung 30: Endgültige Form der Membrane; links - Membran_vorne
rechts - Membran_hinten**

Wie in der Abbildung zu erkennen ist, sind die Membrane nicht baugleich. Dieser Unterschied betrifft jedoch nur die geklemmten Flächen, die Verformungsbereiche sind ident. Durch die starre, parallele Verbindung der beiden Membrane über Rahmen und Klemmhülse sind auch die Verformungen und somit die Belastungen gleich. Die Simulationen werden deshalb stellvertretend für beide Versionen nur an der Membran_vorne durchgeführt.

Die vordere Federplatte, welche näher bei der Spanzange sitzt, wird mit zwei Passstiften im Gehäuse und am vorderen Deckel montiert. Die Lage der HF-Spindel wird dadurch im vorderen Bereich fixiert, da aus Gründen der Dichtheit ein sehr kleines Spaltmaß zwischen Deckel und HF-Spindel gefordert ist.

Die hintere Membran, welche sich nahe der Anschlüsse befindet, wird nicht formschlüssig im Gehäuse positioniert. Diese wird rein durch Klemmung zwischen Deckel_hinten und Rahmen befestigt. Vor dem Klemmen bestimmen zwei Einstellschrauben die Lage der Federplatte. Durch die Positionsänderung der hinteren Membran kann Einfluss auf die horizontale und vertikale Lage der HF-Spindel genommen werden. Dadurch wird sichergestellt, dass die Achse des Bohrers und die der Werkzeugmaschine und folglich des Werkstückes gleich ausgerichtet (siehe 5.2 *Einbau in die Basismaschine und Ausrichtung*) sind.

Zur Bestimmung der Belastung wurde erneut eine FEM-Analyse durchgeführt:

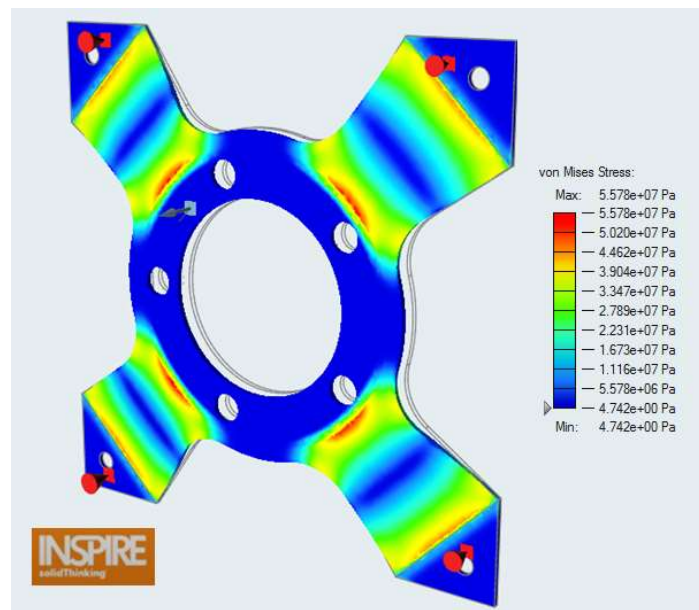


Abbildung 31: Simulationsergebnis der Membran_vorne (Stärke 0,8 mm)

Es wurden drei Membranvarianten, die sich in der Materialstärke unterscheiden, simuliert. Dadurch konnte die relevante Federkonstanten berechnet werden. Diese wurde zur Auslegung der anderen Komponenten herangezogen.

Tabelle 16: Spannungen und Federkonstanten aus der Membransimulation

Material	Materialstärke	Verschiebung	max. Spannung nach Mises	Federkonstante
1.4310	0,5 mm	53 µm	36,9 N/mm ²	0,192 N/µm
1.4310	0,8 mm	53 µm	55,8 N/mm ²	0,753 N/µm
1.4310	1,0 mm	53 µm	66,3 N/mm ²	1,430 N/µm

$$550 \text{ N/mm}^2 = \sigma_d \geq \sigma_{v,Mises} = 66,3 \text{ N/mm}^2 \quad \checkmark$$

Es wurden beide Membrane in allen drei Ausführungen gefertigt und deren Schwingungsverhalten getestet.

4.3 Maschinenanbindung

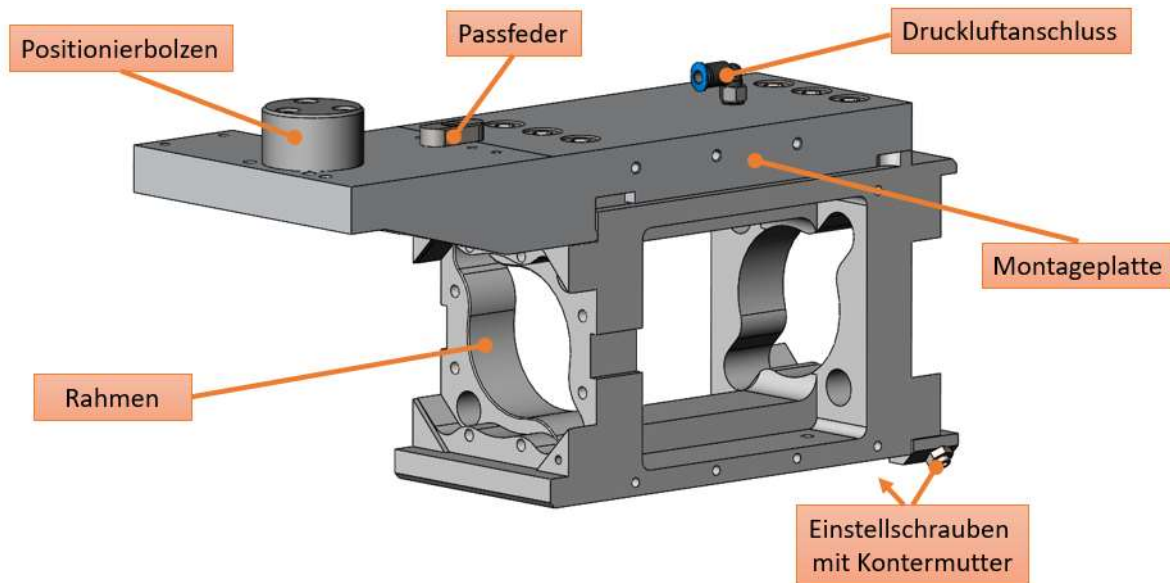


Abbildung 32: CAD - Modell der Maschinenanbindung

Die Maschinenanbindung besteht aus zwei Hauptbauteilen, dem Rahmen und der Montageplatte. Die Zweitgenannte dient als Anbindung an die Basismaschine. Sie wird über die Standardschnittstelle am Werkzeugschlitten der Basismaschine montiert. Der Positionierbolzen und die Passfeder übernehmen die grobe Ausrichtung der SSE zum BAZ. Über den Druckluftanschluss wird durch vier Bohrungen an der Oberseite des Rahmens Druckluft ins Innere der Schwingspindereinheit geblasen. Das dient zum einen zur Kühlung der Aktoren und der HF-Spindel und zum anderen wird dadurch ein Überdruck in der Hauptkammer erzeugt. Dadurch wird das Eindringen von Schmutz und Kühlschmierstoff zusätzlich verhindert. Die Einstellschrauben sind mit einem Feingewinde versehen und werden um 45° zur Falllinie geneigt in den Rahmen geschraubt. Da die hintere Membran der Schwingeinheit auf den Stirnflächen der Einstellschrauben aufliegt, kann über die Einschraubtiefe deren Position vorgegeben werden. Somit kann die Spindelachse der Bohreinheit exakt zur Hauptspindelachse der Basismaschine ausgerichtet werden.

4.3.1 Montageplatte

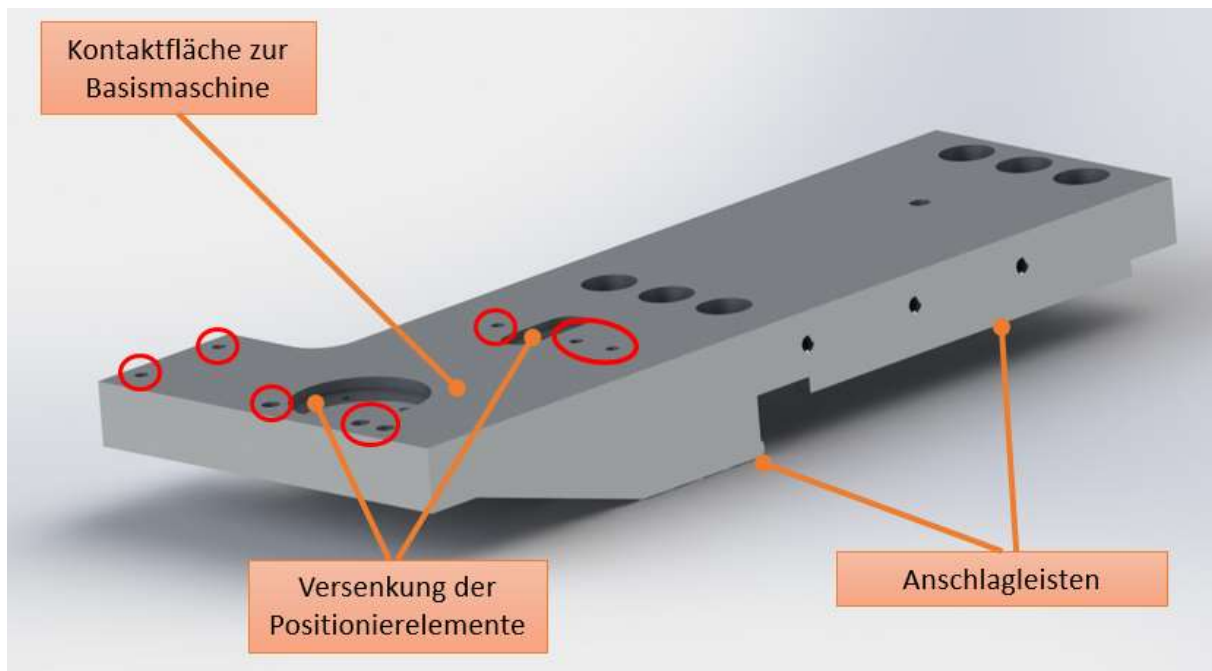


Abbildung 33: CAD - Modell der Montageplatte

Die Montageplatte dient als Bindeglied zwischen Schwingspindereinheit und Basismaschine. Sie wird über zwei integrierte Anschlagleisten zum Rahmen der SSE positioniert und von oben mit sechs M8-Schrauben fixiert. Durch diese Schnittstelle können unterschiedliche Einheiten (Ersatzspindel) schnell und wiederholgenau montiert werden.

Die Ausrichtung zum Drehzentrum erfolgt über zwei versenkte und verschraubte Positionierelemente. Diese Ausnehmungen sind mit Passflächen versehen, um eine genaue Positionierung zu gewährleisten. Fixiert wird dieses Bauteil auf den Standard-Werkzeugschlitten der Basismaschine mit acht M4-Schrauben (rote Kreise in *Abbildung 33*).

Die Montageplatte wurde, wie die Klemmhülse, aus der Aluminiumlegierung AW-6082 hergestellt und ist daher sehr korrosionsbeständig sowie unempfindlich gegenüber Korrosionsrissbildung.

Durch eine Modifikation der Montageplatte lässt sich die Schwingspindereinheit in andere Bearbeitungszentren und Anlagen integrieren. Die Verwendbarkeit für weitere Anwendungen ist somit gegeben. Erst durch diese, vom Rahmen getrennte, Anbindung wird die SSE zu einem kompakten, universell einsetzbaren Tiefbohrinstrument.

4.3.2 Rahmen

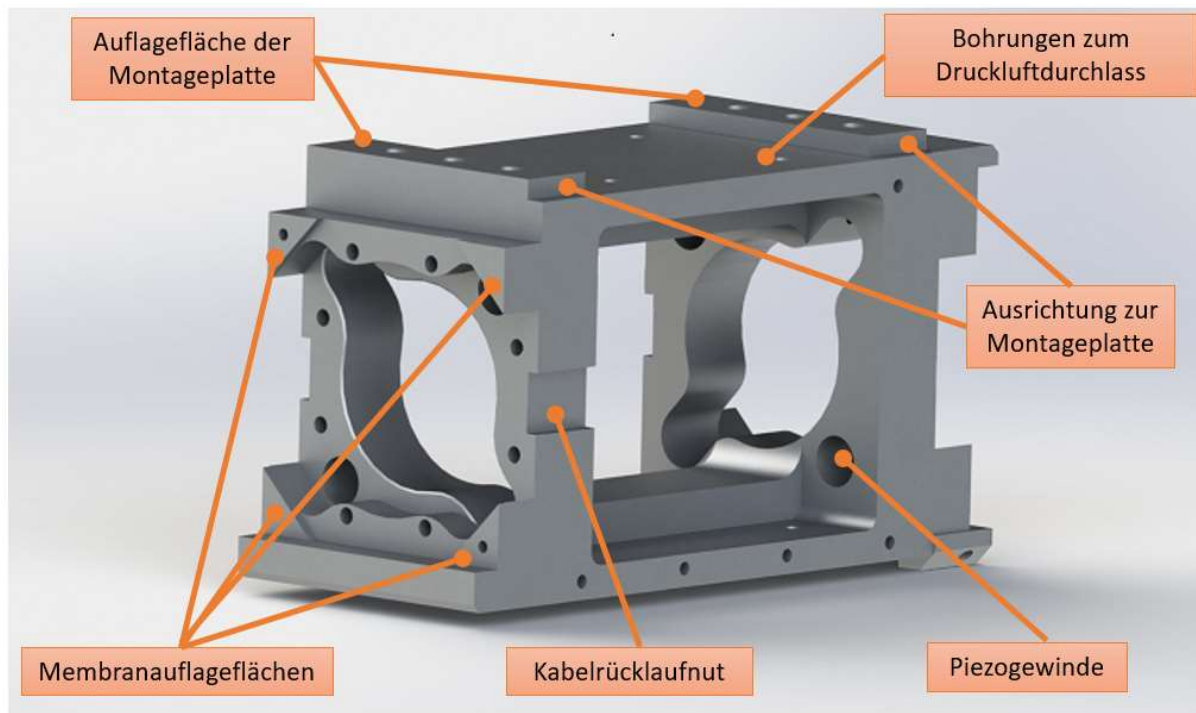


Abbildung 34: CAD - Modell des Rahmens

Der Rahmen ist das komplexeste Bauteil der Baugruppe. Bei der Konstruktion wurde darauf geachtet, dass das Werkstück in nur zwei Maschinenaufspannungen gefertigt werden kann. Dadurch und durch den Einsatz moderner CNC-Maschinen können sehr enge Fertigungstoleranzen hergestellt und eingehalten werden. Auch der Rahmen wurde, wie die Klemmhülse und die Montageplatte, aus der Aluminiumlegierung AW-6082 hergestellt.

Das mit einem Feingewinde ausgeführte Gehäuse der Aktoren wird direkt in den Rahmen geschraubt und mit einer Kontermutter fixiert. Die Feineinstellung der Piezoposition kann damit sehr schnell durch die Einschraubtiefe reguliert werden.

Die Membrane der Schwingereinheit liegen direkt auf den dreieckigen Flächen des Rahmens auf und werden über die Deckel festgeklammt. Sie werden in den Rahmen mit acht M5-Schrauben fixiert.

Die Gewindebohrungen an den seitlichen Flächen sind zur Befestigung der Blechabdeckung vorgesehen. Diese werden gemeinsam mit einer Flachdichtung aus NBR verschraubt, um das Innere der Schwingspindeleinheit abzudichten.

Die Auflageflächen wurde nach oben gezogen, um Sacklochbohrungen zu erhalten, welche nicht ins Innere der Schwingspindeleinheit reichen. Dadurch soll der Eintritt von KSS durch die Gewindegänge verhindert werden. Zusätzlich liegt die

Montageplatte auf der reduzierten Auflageflächen satt auf. Von oben wird die Maschinenanbindung anschließend sechsmal mit M8-Schrauben fixiert.

4.4 Anbauelemente

Die wichtigsten Komponenten werden in den folgenden Unterkapiteln genauer erläutert.

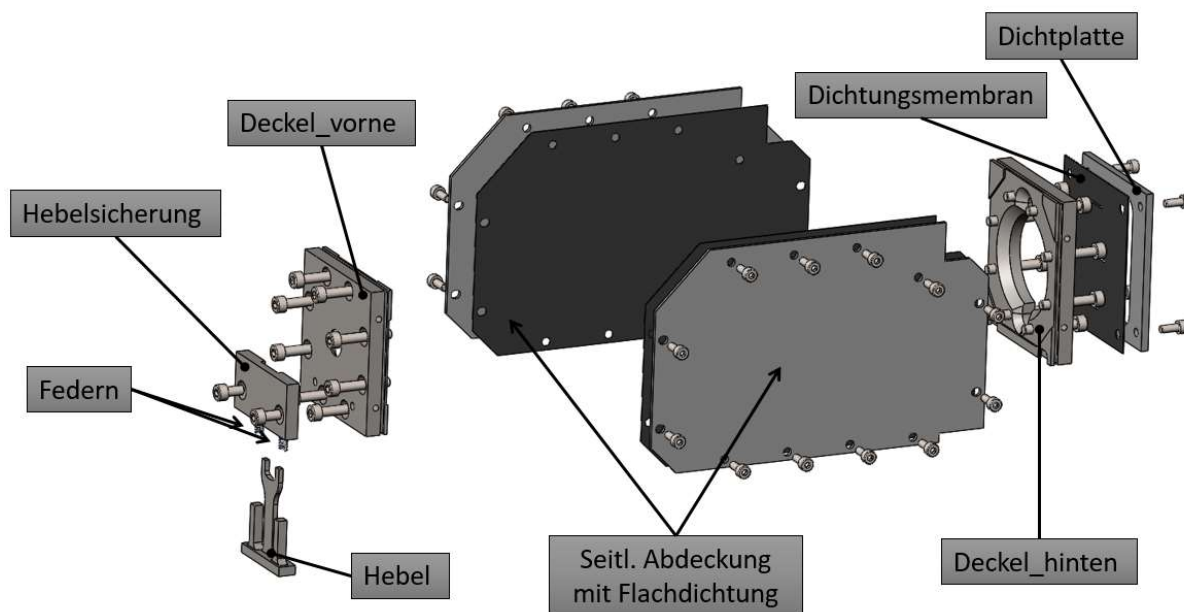


Abbildung 35: CAD - Modell der Anbauelemente in Explosionsdarstellung

Die Anbauelemente dienen zur Abdichtung, um die innenliegenden Bauteile vor der Zerspannungsumgebung (KSS und Schmutz) der Basismaschine zu schützen.

Beide Deckel wurden aus nichtrostendem Stahl 1.4301 (X5CrNi18-10) gefertigt. Die Hauptaufgaben der Deckel liegen in der Klemmung der Membrane und zum Schutz des Innenraumes gegenüber der Zerspannungsumgebung. Beide Bauteile sind mit acht M5-Schrauben mit dem Rahmen verschraubt.

Der Einlippenbohrer wird mithilfe einer hochgenauen Spannzange montiert. Zum Wechseln des Werkzeuges wird ein Schlüssel zum Öffnen der Überwurfmutter und ein Schraubenschlüssel zum Fixieren der HF-Spindel benötigt. Dieser Wechselvorgang wird in der Maschine durchgeführt und erfordert, aufgrund des begrenzten Bauraumes, Geschick.

Um den Werkzeugwechsel zu vereinfachen und die Dauer des Vorganges zu verkürzen, wurde ein Hilfswerkzeug entwickelt und an der Vorderseite an den Deckel montiert. In *Abbildung 36 - links* ist der geführte Gabelschlüssel in der Betriebsposition dargestellt. Die Spindel ist freistehend und dadurch drehbar. Per Hand kann der Hebel nach oben bewegt werden. Bei richtiger Ausrichtung der

Spindel wird die Gabel des Hilfswerkzeuges in die Endposition gedrückt (*Abbildung 36 - rechts*) und so die Lage des Rotors fixiert. Die Überwurfmutter kann dadurch leicht mit der anderen Hand gelockert, das Werkzeug getauscht und wieder angezogen werden. Die Schwerkraft und zwei Spiralfedern bewegen den Hebel zurück in die Ausgangsposition.

Der Hebel ist aus dem Werkstoff K110 der *Fa. voestalpine BÖHLER Edelstahl GmbH & Co KG* gefertigt und wurde anschließend gehärtet. Dafür wurde das Langzeit- Plasmanitrierverfahren eingesetzt. Dies bietet den Vorteil eines geringen Verzuges und die Möglichkeit den Hebel und die Hebelsicherung (Führung) mit engen Toleranzen herzustellen.

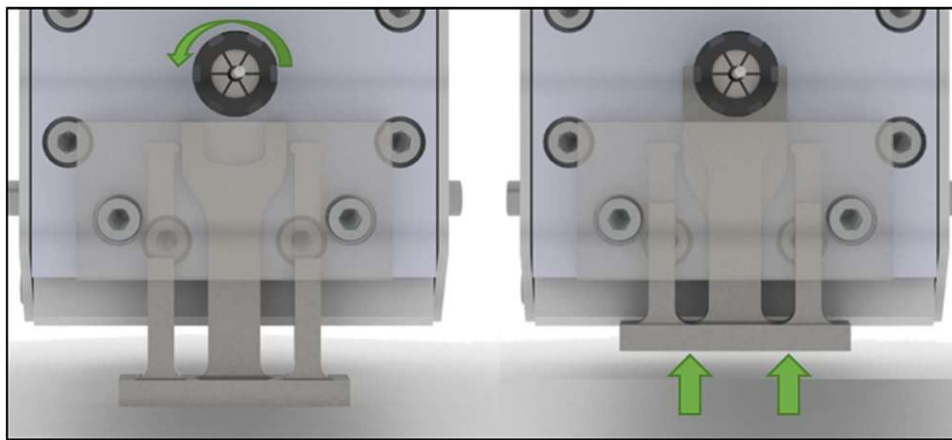


Abbildung 36: CAD - Modell des Hilfswerkzeuges (ohne Federn)

5 Inbetriebnahme

Die Schwingspindeleinheit besteht aus 124 Einzelteilen und wiegt 5,6 kg. In *Abbildung 37* sind die Komponenten in Montagerichtungen verschoben dargestellt.

Bei der Produktentwicklung wurde nicht nur darauf geachtet, dass die Komponenten den Betriebsbelastungen standhalten. Beim Design der Bauteile wurde auch auf das Zusammenspiel der Komponenten, die Montage- und Wartungsfreundlichkeit berücksichtigt. Mit Hilfe von Bewegungssimulationen kann der gesamte Montageprozess abgebildet und Kollisionen bei der Montage frühzeitig erkannt werden. Werden diese Erkenntnisse erst beim ersten Montageversuch gewonnen, ist in der Regel ein Zusammenbau ohne Nachbearbeitung einzelner Komponenten nicht möglich.

Um den Rahmen der vorliegenden Arbeit auf das Wesentliche zu beschränken, werden die Montagereihenfolge und die einzelnen Montageschritte nicht im Detail erklärt. Es werden nur besondere Aspekte der Inbetriebnahme betrachtet.

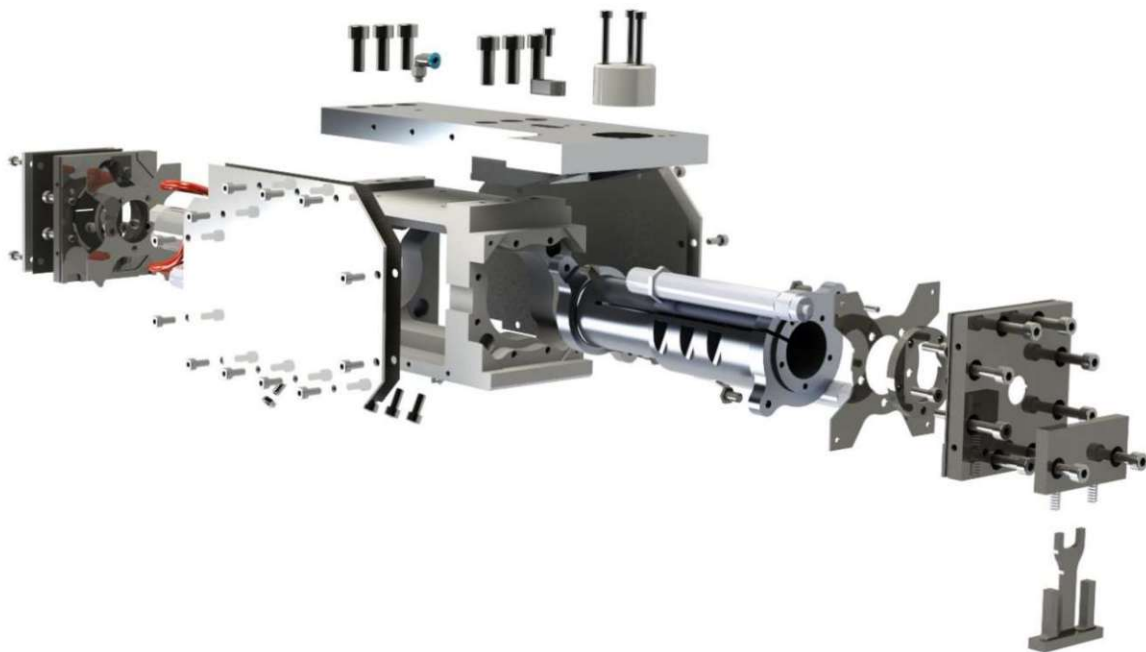


Abbildung 37: Explosionsdarstellung der Schwingspindeleinheit

5.1 Feinjustage

Die Piezoaktoren werden wie bereits erwähnt gegengleich mit einer Spitzen-Spitzen-Amplitude von max. 80 μm bewegt. Bei der Feinjustage gilt es die Aktoren so im Rahmen zu positionieren, um einerseits bei kleinsten Ansteuersignalen die Schwingeinheit in Bewegung zu versetzen, andererseits die Vorspannung und damit die gegenseitige Belastung gering zu halten.

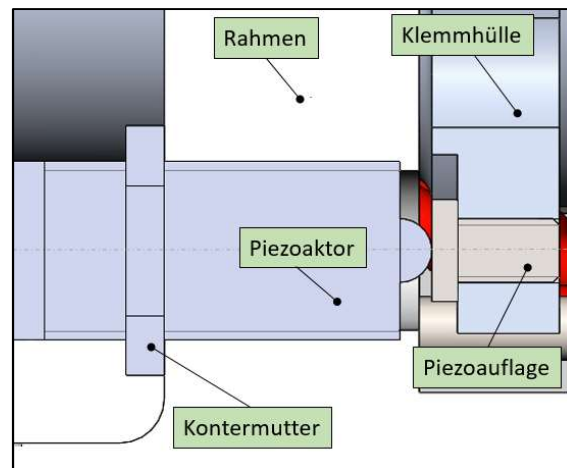


Abbildung 38: Optimalen Einschraubtiefe des Aktors bei einer Ansteuerspannung von 60 V

Im Ruhezustand wird der Piezoaktor statisch mit 60 V angesteuert. Im dynamischen Betrieb schwingt das Ansteuersignal um diesen Wert. Der Aktor wird so positioniert, dass im Ruhezustand das Kopfstück des Aktors die Piezoauflage gerade berührt und eine minimale Erhöhung der Spannung bereits zu einer Spindelbewegung führt (siehe *Abbildung 38*). Durch das Fixieren der Kontermutter wird die Position aber wieder leicht verändert, deshalb wird bei der Feinjustage die Position der Spindel fortlaufend gemessen (Mikrometeruhr) und die optimale Einschraubtiefe iterativ bestimmt. Anschließend werden die Kontermuttern mit einer Sicherheitsversiegelung (*RS196-5245 Tamper Evident Seal*) gesichert.

Die Piezoaktoren sind gegenüber Feuchtigkeit äußerst empfindlich und können bei Flüssigkeitseintritt und dadurch folgenden Kurzschluss zerstört werden. Da die Gehäuse der Aktoren nicht wasserbeständig sind, wurde der Rahmen abgedichtet. Dazu sind die Deckel mit O-Ringen an der Ober- und Unterseite und seitlich durch die großen Abdeckplatten mit Flachdichtungen ausgestattet. Die Abdeckplatten werden zwölfmal in den Rahmen, die Anbindung und die Deckel verschraubt. Die Sensor-, Aktor- und Spindelkabel werden an der Rückseite durch den Deckel_hinten und eine NBR-Membran geführt.

Werkzeughalter
Helmer-Mara

Schwingspindereinheit
IFT

X1

Y1

C1

C2

Z2

Die Schwingspindeleinheit sowie ein weiterer Werkzeughalter (Halterung für den Pilotbohrer) werden an den Linearschlitten (X1-, Y1-Achse) montiert. Dafür sind die Werkzeugplätze 11 bis 14 und 34 der Maschine zu verwenden (siehe *Abbildung 39*).

- Positionierbolzen und Auflagefläche reinigen
- Positionierbolzen in die Aufnahme des Werkzeugplatzes 11 bis 14 einsetzen
- Schwingspindereinheit in Werkzeugschlitten verschrauben
- Piezoaktoren, Temperaturfühler und HF-Spindel kontaktieren

Zur Beurteilung bzw. zum Messen der Lage der Bohrachse wurden folgende Möglichkeiten geschaffen:

- Prüfung der Achsparallelität über die gefrästen Stufen in der Klemmhülse
- Prüfung der Ausrichtung über einen geschliffenen Prüfzapfen ($\varnothing$ 10 mm) der im Spannfutter gespannt wird

Sollte die Achse der Schwingereinheit nicht parallel zur Z-Achse der Maschine sein, so sind folgende Schritte durchzuführen:

- Den Deckel_hinten lockern und die Klemmung der Membran_hinten aufheben
- Ausrichtung der Spindelachse:
Dazu wird eine mechanische Messuhr (Mikrometeruhr) an die Gegenspindel der Basismaschine mit einem magnetischen Messuhrenhalter befestigt und in Kontakt mit einer Messfläche der Schwingeinheit (Klemmhülse oder Prüfzapfen) gebracht. Das Messinstrument wird über den Maschinenvorschub

entlang der Z-Achse bewegt. Verändert sich der Messwert während dem Vorgang, so ist die Messfläche und damit die Bohrachse nicht parallel zur Z-Achse der Basismaschine. Durch die Einschraubtiefe der Einstellschrauben kann die Ausrichtung der Spindel verändert und der Messvorgang wiederholt werden. Nachdem die optimale Spindellage erreicht ist, wird die Position der hinteren Membran durch die Klemmung mit dem Deckel fixiert. Nachdem der Deckel fest verschraubt wurde, wird die Ausrichtung nochmals in zwei Ebenen geprüft.

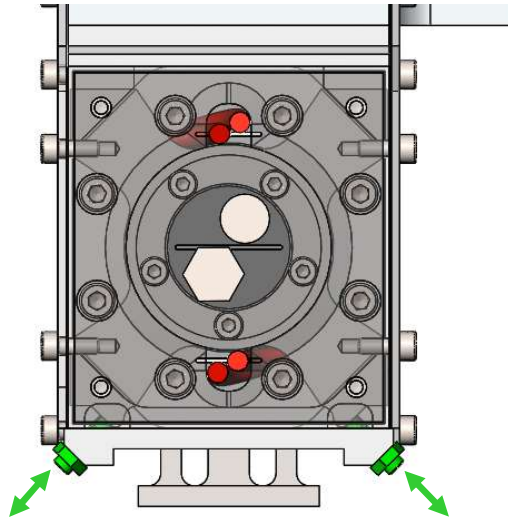


Abbildung 40: Lage der Einstellschrauben

Nach der Ausrichtung der Spindel und der Fixierung des Deckels werden die Dichtungsmembran und die Dichtplatte auf den Deckel montiert. Die Schwingspindeleinheit ist somit einsatzbereit.

6 Funktionstest und Versuche

Es wurden zwei Versuche durchgeführt. Zu Beginn wurde die Funktion mit den unterschiedlichen Membranstärken getestet und eine optimale Membrankonfiguration für den späteren Betrieb ausgewählt. Anschließend wurde das Schwingungsverhalten der SSE in der Basismaschine analysiert. Dabei wurden die Beschleunigungen an fünf Punkten in der Maschine gemessen. So kann die Auswirkungen des Schwingungsbetriebes auf die zeitgleich ablaufenden Bearbeitungen beurteilt werden.

Im Folgenden wird die Ansteuerelektronik und die Sensorik, die bei der Versuchsdurchführung verwendet wurden, beschrieben. Anschließend wird der Aufbau der einzelnen Versuche genau erklärt und die Testergebnisse diskutiert.

6.1 Ansteuerung der Aktoren

Die verwendete Elektronik ist in *Abbildung 41* ersichtlich. Um die Piezoaktoren während der Versuche zu betreiben, wird ein elektrisches Signal verstärkt und direkt auf die Aktoren geschaltet. Für den Schwingungsbetrieb wird dieses Signal durch einen Funktionsgenerator und für die Feinjustage (statische Ansteuerung) durch ein Labornetzgerät (*RS PRO Labornetzgerät 220 W*) erzeugt. Im Produktionsbetrieb übernimmt diese Funktion eine SPS.

Beide Piezo-Drive`s verstärken das Eingangssignal (max. $\pm 3\text{ V}$) um die Faktoren 20 bzw. -20. Die Ausgangssignale der beiden Verstärker arbeiten gegengleich und betreiben die Aktoren mit Spannungen zwischen 0 V und 120 V.



Abbildung 41: Ansteuerungselektronik der Piezoaktoren

Bei dem Funktionsgenerator handelt es sich um das Modell *GF 265* der Marke *CENTRAD* von der Fa. *ELC*.

Tabelle 17: Technische Daten - GF265 (vgl. [56])

Ausgewählte technische Daten		
Funktionen	Sinus, Rechteck, Dreieck, steigende Rampe, fallende Rampe, konstanten Wert, externe Signale	
Sinussignal	Frequenzbereich	0,18 Hz bis 5 MHz
	Harmonische Verzerrung	< 0,1 % bei 2 V Amplitude
Rechtecksignal	Frequenzbereich	0,18 Hz bis 5 MHz
	Anstiegs – und Abfallzeit	max. 20 ns
	Tastenverhältnis	10 % bis 90 %
Dreieck	Frequenzbereich	0,18 Hz bis 5 MHz
Steigende und fallende Rampe	Frequenzbereich	0,36 Hz bis 5 MHz
weitere Eigenschaften		
Versorgung	230 V AC 50/60 Hz	
Verbrauch	max. 30 VA	
Masse	3,2 kg	
Einsatztemperaturbereich	5 °C bis 40°C	

Der GF 265 erzeugt über das DDS-Verfahren (Direct Digital Synthesis) die Wellenformen mit hoher Präzision und Stabilität [56].

Bei den Versuchen ist wie auch im späteren Produktionsbetrieb ausschließlich eine Sinusschwingung verwendet worden, da hierbei harmonische Kräfte auftreten und dadurch die Bauteile keinen schlagartigen Belastungen ausgesetzt werden.

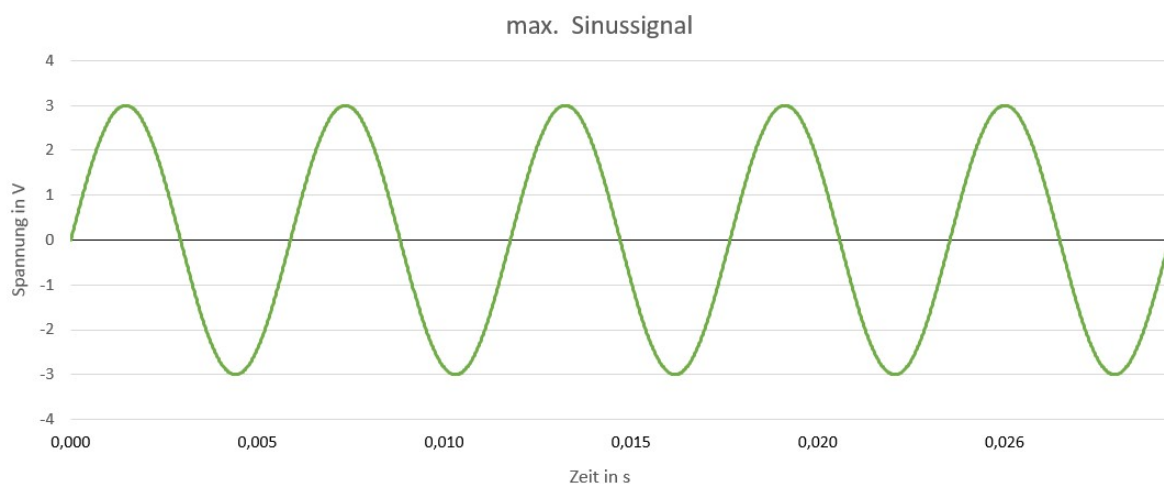


Abbildung 42: Maximale Ausgabesignal des Funktionsgenerators

Die Aktoren werden in einem Bereich von [0 V ... 120 V] betrieben (= 60 V $\pm$ 60 V). Dabei erreicht das maximale Ansteuersignal eine Spannung Peak – Peak von 6 V_{p-p} (siehe Abbildung 42).

Die **Piezoverstärker** wurden im Kapitel 4.1.5 *Verstärker* [48] bereits beschrieben. Das Eingangssignal wird von Funktionsgenerator erzeugt und um den Faktor 20 bzw. -20 verstärkt und zur Ansteuerung der Aktoren verwendet.

6.2 Sensorik

Für die Versuche kamen ein Wirbelstrom- und ein Beschleunigungssensor zum Einsatz. Beide Sensoren werden folgend genauer beschrieben.

6.2.1 Wirbelstromsensor

Wirbelstromsensoren finden in der Industrie und Forschung häufig Anwendung. Diese werden zur Abstands- und Positionsmessung, zur Erfassung von Vibrationen, Schlägen und Schwingungen, aber auch zur Schichtdicken-, Verschleiß und Korrosionsmessung herangezogen. Das Messobjekt muss lediglich elektrische Leitfähigkeit aufweisen. Ferromagnetische Eigenschaften sind nicht notwendig. Somit können auch Aluminium-, Kupfer- und nichtrostende Stahllegierungen als Messobjekt verwendet werden [57].

Im Gehäuse des Sensors sind Spulen verbaut, die mit einem hochfrequenten Wechselstrom durchflossen werden. Die Spulen erzeugen ein Magnetfeld, das den Luftspalt und nichtmetallische Stoffe durchdringt. Eine Verwendung ist somit auch in rauer Betriebsumgebung problemlos möglich. Im Messobjekt induziert das Magnetfeld Wirbelströme, wodurch sich die Impedanz in den Spulen ändert. Das daraus resultierende elektrische Signal ist zum Abstand proportional und wird über einen Signalkonverter verarbeitet (vgl. [57]).

Der verwendete Sensor und der Controller (Signalkonverter), der zur Aufnahme der Schwingungen verwendet wurde, ist von der *Fa. Micro Epsilon Messtechnik GmbH & Co KG*. Die Messdaten wurden vom Controller aufgenommen und über ein Labview-Programm aufgezeichnet und in weiterer Folge ausgewertet.

Vor den Versuchen wurde der Sensor auf das Messobjekt, einen Schwingzapfen, kalibriert, da Material- und Objektgrößenänderung zu Linearitätsfehlern führen können. Der Schwingzapfen wurde aus Stahl C45 gefertigt und entspricht den geforderten Bedingungen des Sensors (*siehe Abbildung 43 – rechts*) [58]:

- Dicke > 0,165 mm
- Objekt - Durchmesser > 9 mm ($\varnothing$ Sensor = 3 mm)

Bei der Sensormontage wurden die geforderten Einbaubedingungen eingehalten:

- Verkipfung < 3°

- Sensor ragt über die metallische Halterung hinaus → nicht bündig, nicht versenkt



Abbildung 43: links - Sensor Typ EU 05; mittig: Controller DT 3300; rechts - Standardmontage (nicht bündig) mit der Mindestgröße des Messobjektes (vgl. [58])

6.2.2 Beschleunigungssensor

Beschleunigungssensoren sind geeignet, um Strukturanalysen von einzelnen Komponenten oder auch Prüfungen gesamter Anlagen durchzuführen. Besonders zur Beurteilung der Auswirkungen bei dynamischen Prüfungseinflüssen werden diese Sensoren oft im Automobilbau und in der Luft- und Raumfahrttechnik eingesetzt [59].

Hier wurde ein Beschleunigungssensor Typ 8795A50 der Fa. *Kistler* verwendet.

Tabelle 18: Technische Daten des Beschleunigungssensors (vgl. [59])

Typ	8795A50
Beschleunigungsbereich	$\pm 50 \text{ g}$
Auflösung	100 mV/g
Resonanzfrequenz	20 kHz
Temperatureinsatzbereich	$-54 \text{ }^\circ\text{C}$ bis $120 \text{ }^\circ\text{C}$
Gewicht	32 g

Dabei handelt es sich um einen triaxialen Aufnehmer, d. h. es werden gleichzeitig die Beschleunigungen in drei Raumrichtungen (X,Y und Z) aufgezeichnet.

Bei den Messungen ist es wichtig, dass der Sensor fest mit der Teststruktur verbunden ist. Dafür wurde ein magnetischer Montageadapter verwendet (Typ 8452 - Fa. *Kistler*). Dieser eignet sich besonders gut zur temporären Befestigung an ferromagnetischen Flächen. Dabei ist zu beachten, dass das Gewicht des Adapters und des Sensors das Testergebnis beeinflussen kann, besonders

wenn es sich um Vibrationsanalysen von leichten Strukturen handelt. Dies würde bedeuten, dass sich Resonanzfrequenzen verringern. Da hier jedoch sehr massereiche Strukturen analysiert wurden, besteht nicht die Gefahr einer relevanten Verfälschung der Ergebnisse.

Bei der Montage mit dem magnetischen Montageadapter ist auf eine saubere und ebene Fläche zu achten. In *Abbildung 44* ist der montierte Beschleunigungssensor an der Werkzeughalterung der Hauptspindel gezeigt.

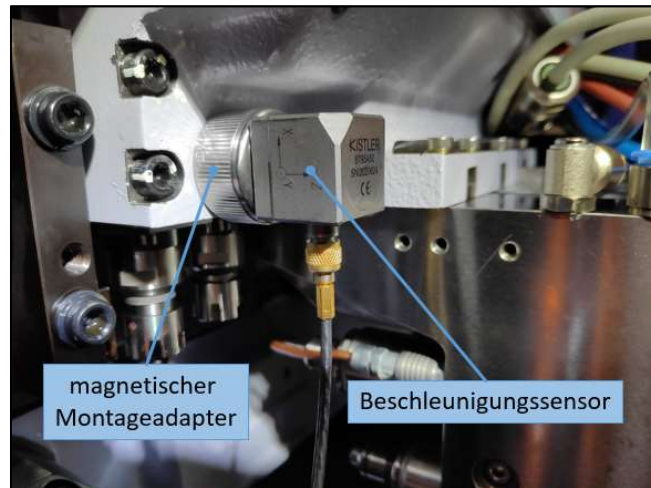


Abbildung 44: Montierter Beschleunigungssensor

6.3 Versuche zur Membranauswahl

Das Ziel dieser Schwingversuche ist, die geforderte Schwingfunktion der Schwingspindereinheit nachzuweisen und einen Zusammenhang zwischen der elektrischen Ansteuergröße (Spannungsamplitude der Sinusschwingung in V) und der tatsächlichen mechanischen Ausgangsgröße (Amplitude der Schwingbewegung in μm) abzuleiten. Weiters wird die geeignetste Membrankonfiguration für den Produktionsbetrieb ausgewählt.

Dazu wurden diese getestet und das Ergebnis verglichen.

6.3.1 Versuchsaufbau und Durchführung

Der Aufbau des Schwingversuches wird in *Abbildung 45* gezeigt. Die Schwingspindereinheit und der Wirbelstromsensor (Eddy) wird dabei auf einer massiven Platte montiert. Da der Sensor, wie oben erwähnt, nicht geschirmt ist, muss darauf geachtet werden, die oben beschriebenen Einbauregeln einzuhalten (nicht bündig, nicht versenkt). Zur Befestigung der SSE werden zwei Schraubspanner verwendet, die in die großen seitlichen Taschen des Rahmens greifen. Zusätzlich ist der Rahmen im hinteren Bereich der mittleren, oberen

Ausnehmung über eine Stahlplatte mit zwei Schraubzwingen festgeklemmt (siehe *Abbildung 46*).

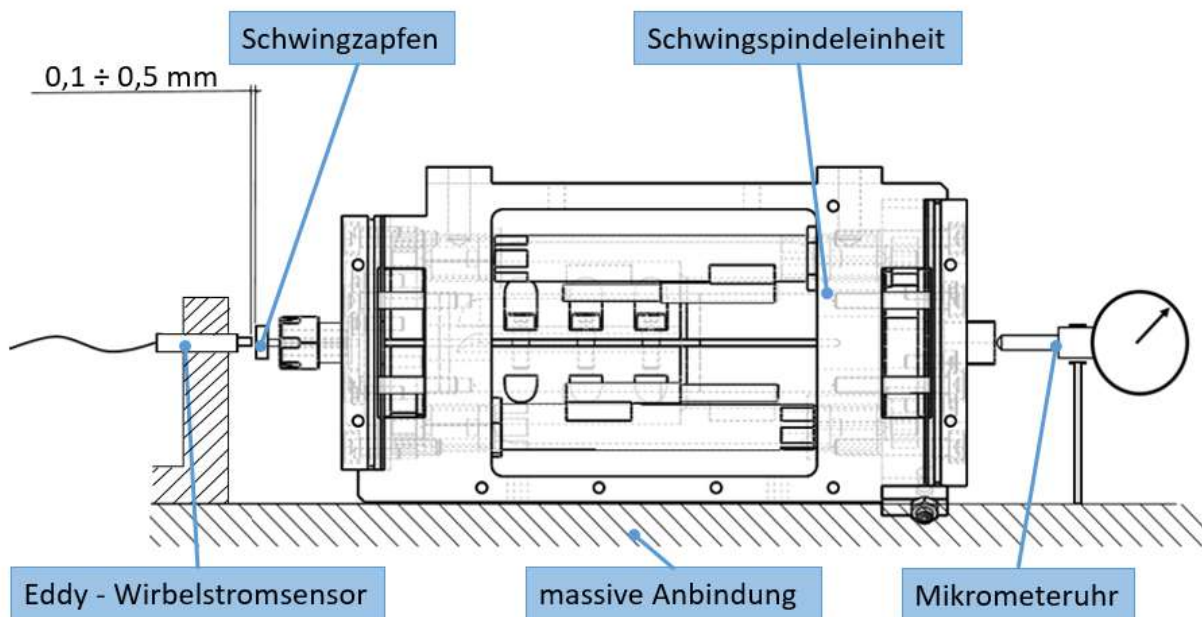


Abbildung 45: Schematischer Aufbau des ersten Schwingversuches

Der Wirbelstromsensor ist fest in einem Winkel verschraubt (um eine Verkipfung $>3^\circ$ zu vermeiden) und mit einer Mutter gekontert. Durch die Langlochausführung im Befestigungswinkel ist der Messabstand leicht zu korrigieren.

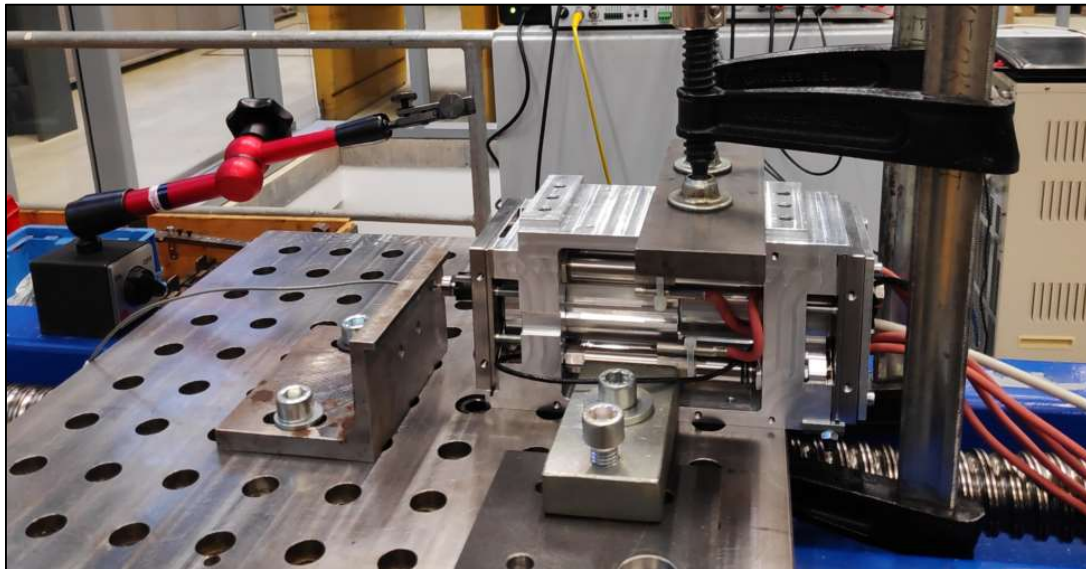


Abbildung 46: Praktische Durchführung der Schwingversuche auf der Linearführung

Als Messobjekt wurde ein Schwingzapfen in die Spannzange gesetzt. Die Abmessungen des Zapfens erfüllen die vom Wirbelstromsensor geforderten Mindestmaße. Bei Messungen an kleineren Konturen kann es zu Linearisierungsfehlern der Messwerte kommen und diese können so die Ergebnisse

der Versuche verfälschen. Über den Schwingzapfen wird der Abstand zum Sensor abgetastet.

Bei der Versuchsdurchführung wurden bei gleichbleibender Ansteuerungsamplitude die Frequenz variiert und dabei die Amplitudenantwort aufgezeichnet. Dieser Vorgang wurde neunmal je Membrankonfiguration durchgeführt (von 2 V_{p-p} auf 6 V_{p-p} in 0,5 V-Schritten). Beginnend bei 50 Hz wurde die Frequenz in Zehnerschritten auf 300 Hz erhöht. Dieses Prozedere wurde für alle drei Membrankonfigurationen durchgeführt:

- Membranstärke 0,5 mm
- Membranstärke 0,8 mm
- Membranstärke 1,0 mm

Ein Labview-Programm unterstützte die Aufzeichnung der Messsignale und die folgende Auswertung. Die Rohdaten wurden durch eine FFT vom Zeitbereich in den Frequenzbereich transformiert und die Ergebnisse dokumentiert. Die Ergebnisse dieser Versuche sind in *Abbildung 47* dargestellt.

Dem Frequenzbereich von 150 Hz bis 300 Hz gilt besondere Beachtung, da die Schwingspindeleinheit im Produktionsbetrieb in diesem Frequenzbereich betrieben wird.

Bei 210 Hz ist eine leichte Amplitudenerhöhung bei jeder Messreihe ersichtlich. Die Ursache hierfür kann auf die Aufspannvorrichtung zurückgeführt werden. Die Impulsantwort zeigte Eigenfrequenzen bei dieser Frequenz.

Weiters ist zu erkennen, dass sich bei steigender Frequenz die Antwortamplituden erhöht. Zum Schutz der Membrane wurden die Versuche nach Überschreitung der maximal geforderten Schwingungsamplitude (40 µm) abgebrochen.

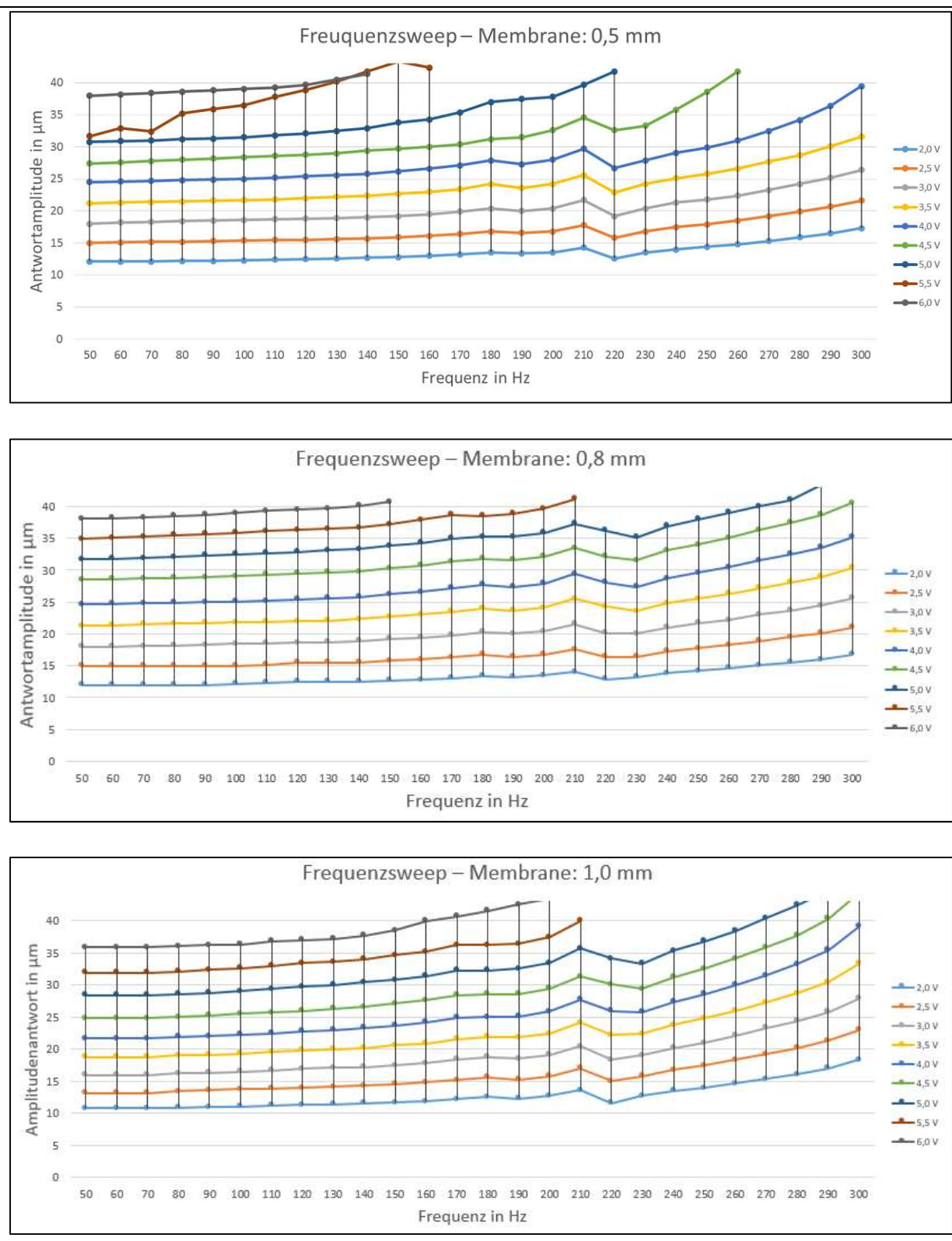


Abbildung 47: Aufgezeichnete Antwortamplitude

6.3.2 Ergebnisbeurteilung und Membranauswahl

Zur Bewertung der Schwingung und zur Auswahl der optimalen Membrane wurden in *Abbildung 48* die Messwerte (Schwingungsamplituden) in Abhängigkeit der

Ansteuerspannung aufgetragen. Zur besseren Übersichtlichkeit wurden nur sechs Frequenzen des Betriebsbereiches (150 Hz bis 300 Hz) dargestellt.

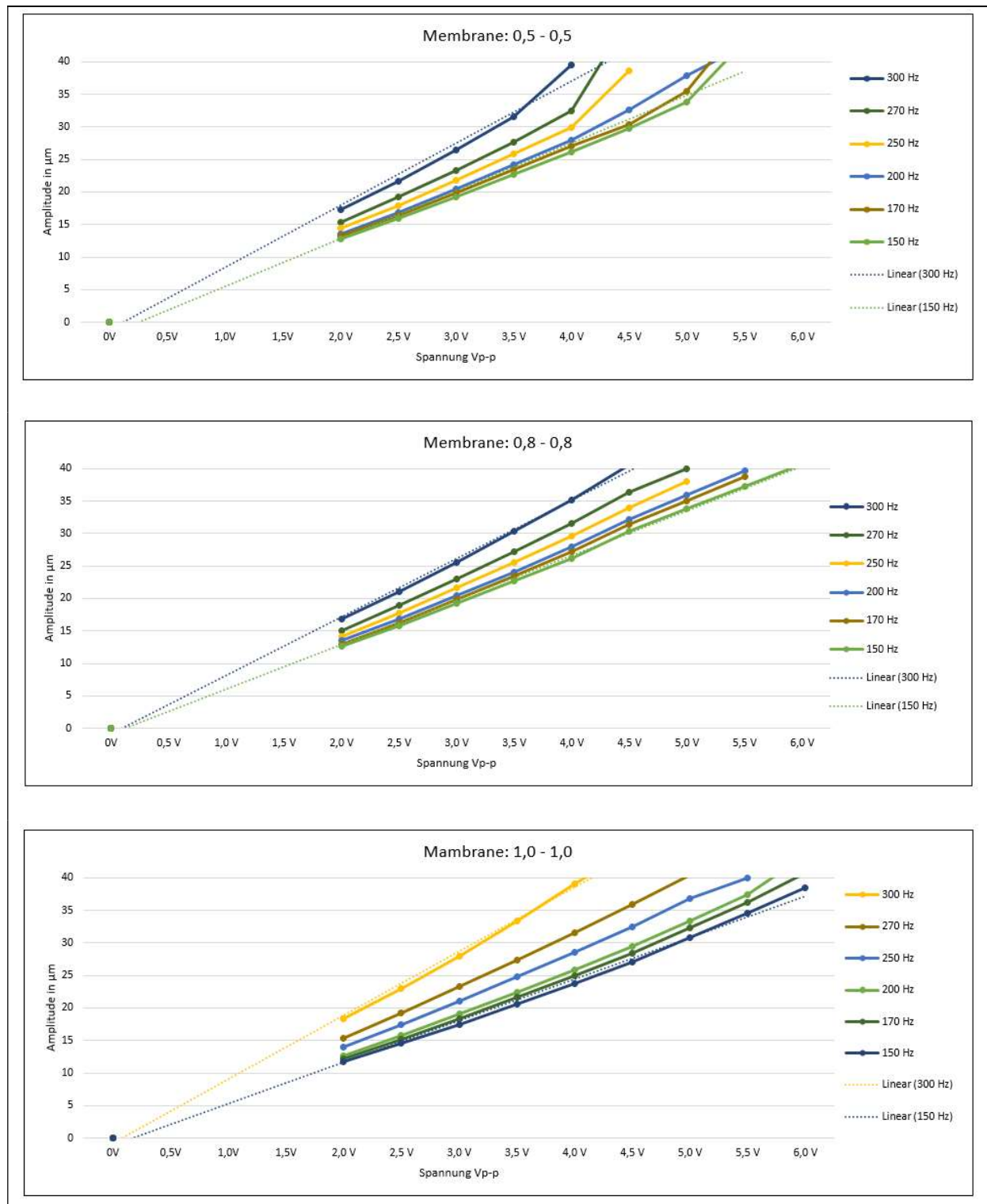


Abbildung 48: Schwingungsamplituden in Abhängigkeit der Ansteuerspannung (Membranauswahl)

Es ist zu erkennen, dass die Messreihen erst bei den Spannungswerten von 2 V_{p-p} beginnen. Dies ist dem Funktionsgenerator geschuldet. Die minimal erzeugbare Spannungsamplitude entspricht dem Startwert. Die Amplitude der mechanischen

Schwingung verlaufen beinahe linear und verhalten sich proportional zum elektrischen Ansteuersignal. Die linearen Näherungskurven (punktiert dargestellt) approximieren den tatsächlichen Verlauf der Frequenzkennlinien sehr gut. Die Empfindlichkeit ist im höheren Frequenzbereich ausgeprägter, d.h. die Steigung der höheren Frequenz nimmt zu. Die Amplitude der Schwingungspindel wird bei gleicher Ansteuerspannung bei höheren Frequenzen größer.

Bei der Membranstärke von 0,5 mm fällt auf, dass bei den Frequenzen > 200 Hz die Antwortamplituden nicht linear verlaufen, sondern ab $30\text{ }\mu\text{m}$ überproportional ansteigen. Bei der Membrankonfiguration 1,0 mm konnte beim Schwingungsversuch bei 150 Hz nur eine Schwingungsamplitude von $38,5\text{ }\mu\text{m}$ erreicht werden. Bei den beiden anderen Membranstärken wurden über den empfohlenen Betriebsbereich die geforderte Amplitude von $40\text{ }\mu\text{m}$ erreicht.

Um die Empfindlichkeitsunterschiede der einzelnen Membrankonfigurationen besser beurteilen zu können, wurden die drei Auswertungen übereinandergelegt und einheitlich eingefärbt (siehe *Abbildung 49*).

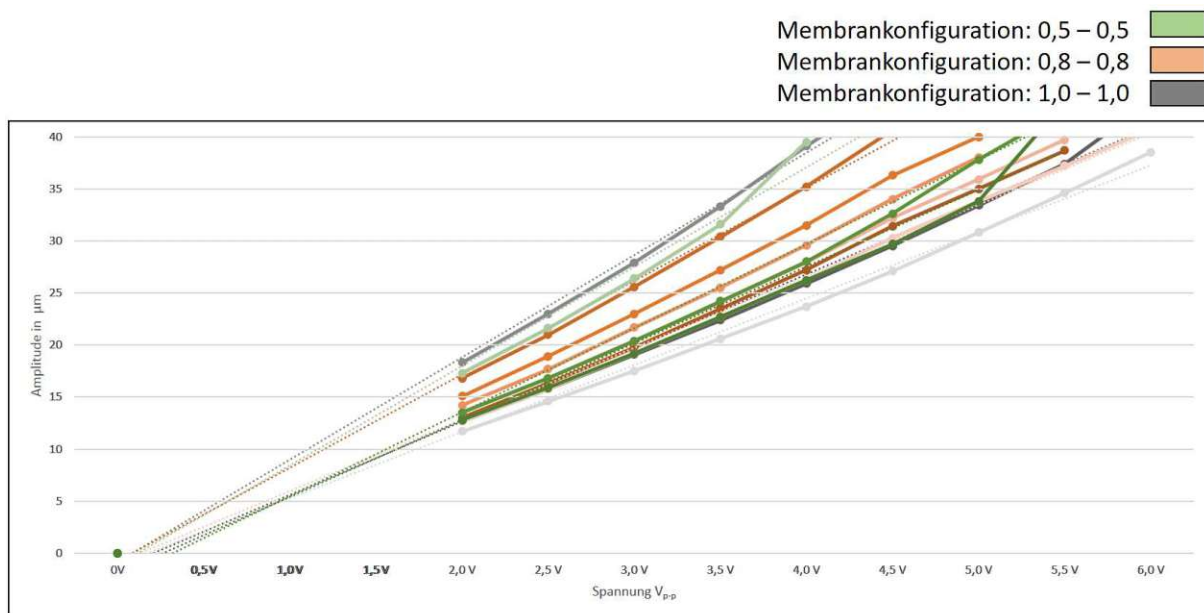


Abbildung 49: Direkter Vergleich der Ansteuerempfindlichkeit

Es ist deutlich zu erkennen, dass die grauen Kennlinien (1,0 mm – Membrane) am weitesten streuen und, dass die orangen Kennlinien am engsten beisammen liegen. Dies lässt darauf schließen, dass die **0,8 mm Membrane** die geringste Empfindlichkeitsänderung über den empfohlenen Betriebsbereich aufweisen.

Zur Beurteilung wurden drei Auswahlkriterien herangezogen:

- Linearität der Frequenzkennlinien
- Erreichung der geforderten Schwingungsparameter

- geringe Streuung der Ansteuerempfindlichkeit

Tabelle 19: Bewertung der Membrankonfigurationen

Membranstärke	linearer Amplitudenverlauf	Amplitude > 40 μm	Empfindlichkeitsstreuung
0,5 mm	-	+	~
0,8 mm	+	+	+
1,0 mm	+	-	-

Aufgrund der Bewertungskriterien wurde für den Betrieb die 0,8 mm starke Membrane ausgewählt.

6.4 Versuche in der Basismaschine

Die Schwingungsversuche im BAZ unterscheiden sich von den Vorigen dadurch, dass nicht nur die Bewegung relativ zum Rahmen, sondern relativ zur Basismaschine gemessen wurden. Vibrationen der Anbindung werden somit ebenfalls berücksichtigt. Die aufgezeichneten Messwerte repräsentieren die Effektivschwingung, also die relative Bewegung zum Werkstück welche, tatsächlich zum Spannbruch führt.

6.4.1 Versuchsaufbau

Der fertig montierte Rahmen wurde mit der Anbindung verschraubt und wie in *Abbildung 50* veranschaulicht über den Positionierbolzen und die Passfeder in die Maschine gesetzt. Anschließend wurde die Spindelachse konzentrisch zur Maschinenachse ausgerichtet (siehe 5.2 *Einbau in die Basismaschine* und Ausrichtung).

Der Schwingzapfen zur Abstandmessung zum Wirbelstromsensor wurde in die Spannzange gesetzt und befestigt. Ein magnetischer Messgerätehalter positioniert den Wirbelstromsensor vor den Schwingzapfen. Zur Signalerzeugung und zur Abstandsaufnahme wurde die gleiche Elektronik wie bei den vorhergehenden Versuchen verwendet.

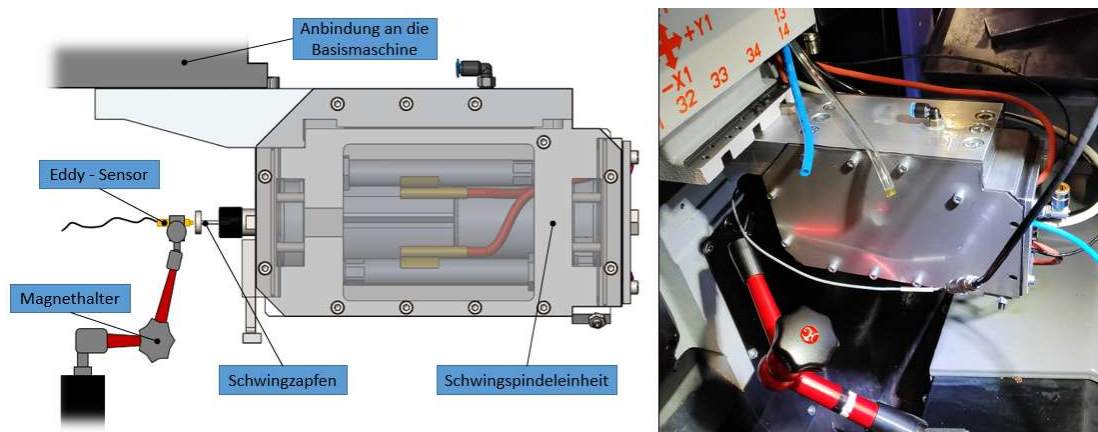


Abbildung 50: links - Schematischer Versuchsaufbau in der Maschine;
rechts - Foto des Versuchsaufbaues in der Maschine

6.4.2 Schwingungsmessung

Auch bei diesen Versuchen wurde ein Frequenzsweep durchgeführt. Es wurden wie bei den Versuchen zur Membranauswahl bei gleichbleibender Ansteueramplitude die Frequenzen von 50 Hz bis 300 Hz in 10er-Schritten aufgezeichnet. Ebenfalls wurden die Ansteuerspannungen von 2 V_{p-p} bis 6 V_{p-p} in 0,5 V-Schritten variiert.

In *Abbildung 51* sind die Messdaten dargestellt.

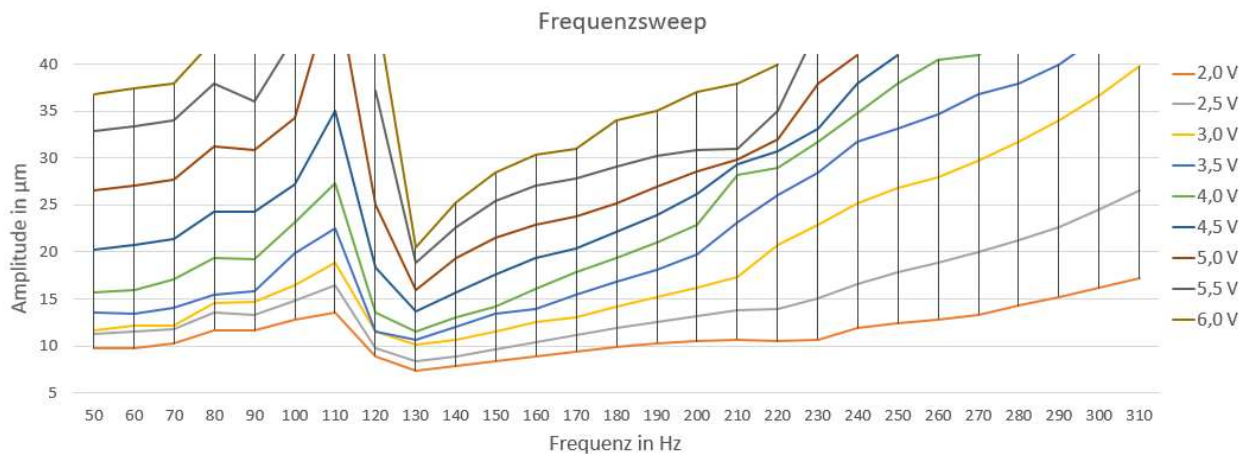


Abbildung 51: Aufnahme der Amplitude in der Maschine

Bei 110 Hz ist eine markante Resonanzerhöhung zu erkennen. Anschließend bricht die Schwingung ein und steigt ab 130 Hz erneut an. Erst ab 220 Hz werden, bei maximaler Ansteuerung, wieder 40 µm erreicht. Die Eigenfrequenz wurde untersucht und die Impulsantwort zeigt eine Eigenschwingung bei 108,97 Hz.

Bei einer Frequenz von 300 Hz wird die max. Amplitude bereits bei einer Ansteuerspannung von 3,5 V_{p-p} erreicht. Bei 150 Hz wird auch bei voller Ansteuerung nur eine Schwingungsamplitude von 28 µm realisiert. Die Maschinenanbindung hat folglich einen erheblichen Einfluss auf die effektive Schwingungsamplitude.

Die Messdaten können wie zuvor als Änderung der Amplitude bei gleichbleibender Frequenz dargestellt werden (Amplitudensweep).

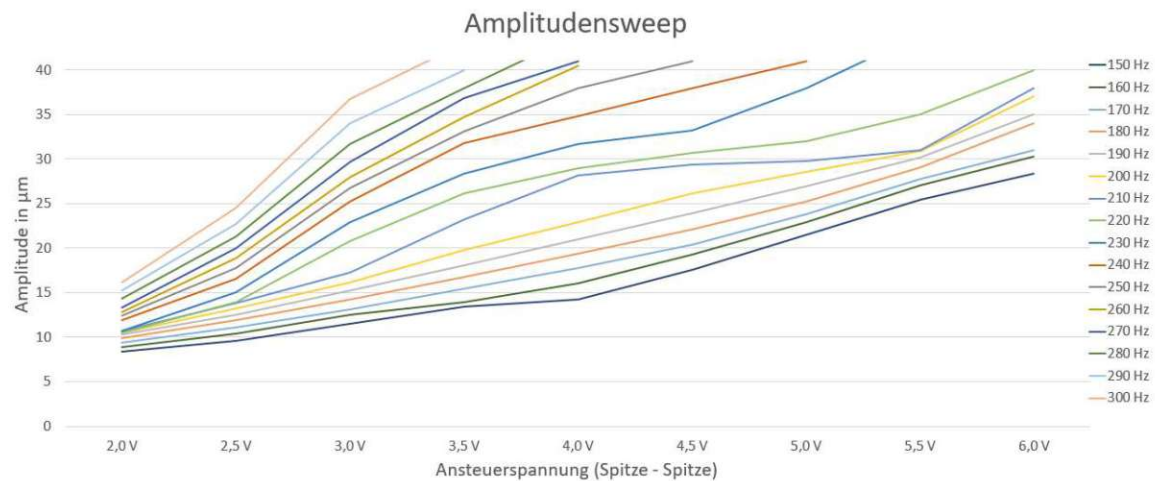


Abbildung 52: Schwingungsamplituden in Abhängigkeit der Ansteuerspannung (BAZ)

In *Abbildung 52* werden die Frequenzen 150 Hz bis 300 Hz in Abhängigkeit der Ansteuerspannung gezeigt. Die Amplitudenantwort der Frequenzen bis 200 Hz verlaufen beinahe linear. Die höherfrequenten Schwingungen weisen bei steigender Ansteuerspannung einen leicht degressiven Verlauf auf.

6.4.3 Beschleunigungsmessung

Im letzten Versuch wurden die Vibrationen an der Struktur der Basismaschine untersucht. Dieser wurde durchgeführt, um induzierte Schwingungen, die durch den Tiefbohrprozess hervorgerufen werden, zu erkennen und sicherzustellen, dass dadurch keine parallel ablaufenden Bearbeitungen beeinträchtigt werden. Besonderes Augenmerk gilt daher den Werkzeughaltern und den Antriebsspindeln der Basismaschine.

Dazu wurden folgende fünf Positionen in der Basismaschine ausgewählt (siehe *Abbildung 53 - links*):

- Position 1: an der Anbindung der Schwingspindereinheit (dient als Referenzwert)
- Position 2: an der Werkzeughalterung der Hauptspindel
- Position 3: direkt an der Hauptspindel
- Position 4: an den Werkzeughalter der Gegenspindel
- Position 5: direkt an der Gegenspindel

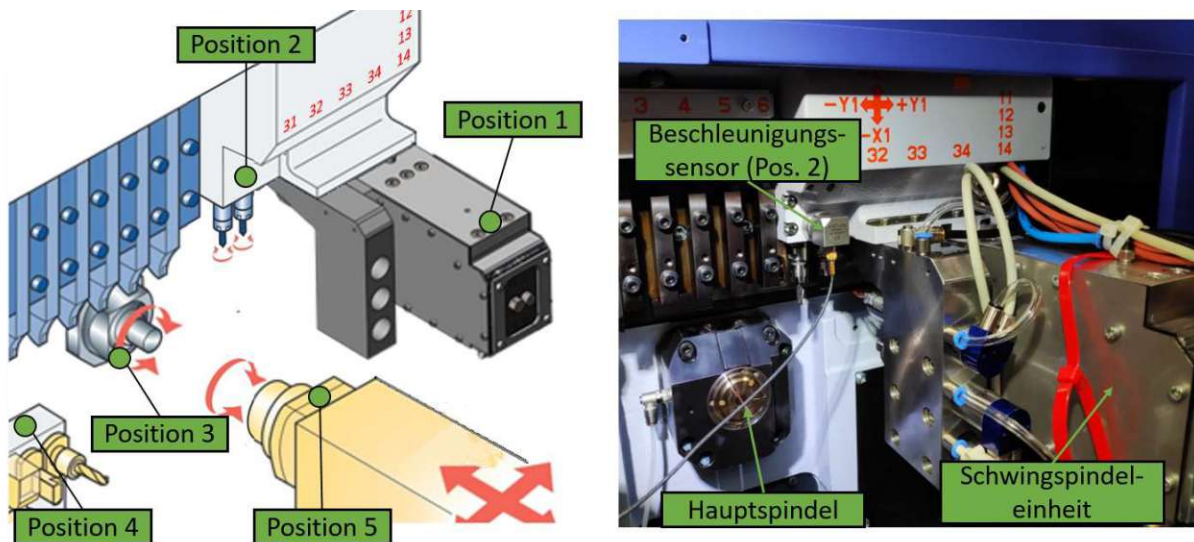


Abbildung 53: links - Messpositionen in der Maschine; rechts - Foto der Beschleunigungsmessung an Position 2

Es wurde ein Frequenzsweep mit einer konstanten Ansteuerspannung von 3 V_{p-p} durchgeführt. Das entspricht bei 300 Hz einer Amplitude von 37 µm.

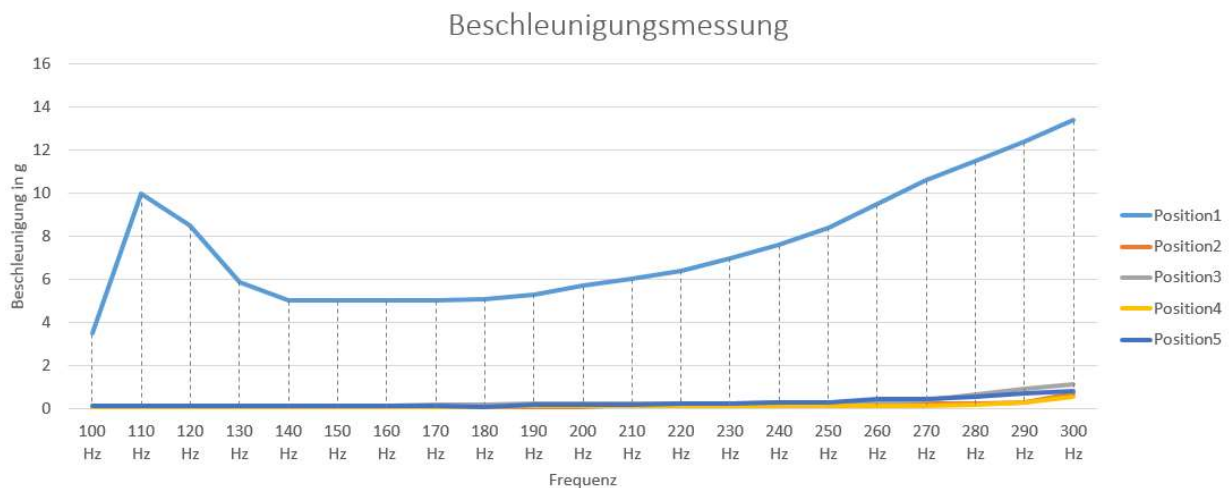


Abbildung 54: Auswertung der Beschleunigungsmessung in der Maschine

Die Auswertung in *Abbildung 54* lässt auch hier die Eigenfrequenz nahe der 110 Hz erkennen, bei der Beschleunigung von beinahe 10 g an der SSE erreicht werden.

Die Auswertung der Messpunkte zeigt, dass der vibrationsunterstützte Bohrprozess nur geringe Beschleunigungen an der Struktur der Basismaschine induziert und damit keinen nennenswerten Einfluss auf parallel ausgeführte Bearbeitungsschritte nimmt. Aufgrund der Bearbeitungsabfolge bzw. wegen der zeitgleich ablaufenden Bearbeitung an der Gegenspindel ist der Position 4 und 5 besondere Aufmerksamkeit zu schenken. Aber auch hier wurden lediglich geringe Beschleunigungen detektiert und als unproblematisch eingestuft.

Es wurde nachgewiesen, dass der Schwingungsbetrieb im vorgegebenen Parameterbereich für die Basismaschine und für parallellaufende Zerspanungsvorgänge keine negativen Folgen hat.

7 Resümee

Es wurde ein Konzept erstellt, die einzelnen Komponenten gegenübergestellt und geeignet ausgewählt. Das Konzept wurde konstruktiv umgesetzt. Die Entwicklungsphase wurde durch FEM-Simulationen und Bewegungsanalysen unterstützt. Nach der Fertigung der Einzelteile und der Beschaffung der Zukaufteile wurde die Schwingspindeleinheit montiert und deren Funktion getestet. In *Abbildung 55* ist der nutzbare Parameterbereich durch das blaue Feld dargestellt. Die für den Betrieb notwendigen Schwingungsparameter wurden nicht nur erreicht, sondern bei Weitem übertroffen.

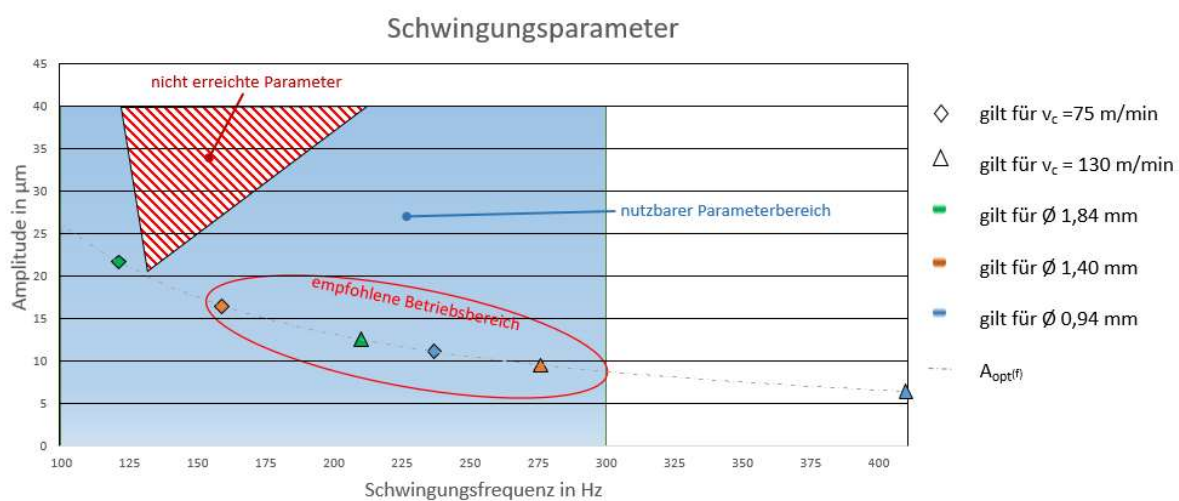


Abbildung 55: Nutzbare Schwingungsparameter

7.1 Erkenntnisse aus dem Produktionsbetrieb

Der entwickelte Prototyp wurde für den Schicht-Betrieb ausgelegt und wurde im April 2020 in der Betriebsstätte des Projektpartners in Betrieb genommen. Bereits nach kurzer Zeit konnten die Prozessziele erreicht und in weiterer Folge bei weitem übertroffen werden.

Prozessziele:

- Prozesszeit $< 4,5 \text{ s}$
 - $v_f = 450 \text{ mm/min}$
- Standmenge des Werkzeuges $> 1\,500$ Bohrungen

Es wurden Werkzeuge von verschiedenen Herstellern getestet und die Prozesszeit durch eine Erhöhung des Vorschubes auf 500 mm/min , um weitere 10% verkürzt.

In den letzten zwei Betriebsmonaten ist eine durchschnittliche Standmenge von $22\,115$ Bohrungen pro Werkzeug erreicht worden, wobei der Spitzenwert bei $36\,615$ Bohrungen und der Minimalwert bei $11\,120$ Bohrungen lag [60]. Die

geforderte Standmenge von 1 500 Bohrungen pro Werkzeug wurde damit nicht nur erreicht, sondern im Mittel um mehr als das **14-fache** übertroffen.

Aus der hohen Lebensdauer der Werkzeuge lässt sich schließen, dass die Schwingspindereinheit auch im Dauerbetrieb stabil und zuverlässig arbeitet, da ein Schwingungsausfall oder -einbruch zur Zerstörung des Werkzeuges führt.

Trotz der erfolgreichen Umsetzung und der herausragenden Performance wurde in Folge die Schwingspindereinheit weiterentwickelt, denn wie bereits Adolf Pichler sagte, so trifft das auch auf diese Arbeit zu:

„Die Forschung ist immer auf dem Weg, nie am Ziel.“ [61]

7.2 Weiterentwicklung

Neben einigen Änderungen an der Klemmhülse und dem Rahmen zur Steigerung der Montage- und Wartungsfreundlichkeit wurde auch das Ausrichtesystem und das Dichtungskonzept überarbeitet. Die zwei letztgenannten Änderungen werden in Folgenden genauer vorgestellt.

7.2.1 Ausrichtungskonzept

Bei dem neuen Ausrichtekonzept wird das Nicken (vertikal) und das Gieren (horizontal) der Spindelachse nicht mehr durch eine Verschiebung der hinteren Membran im Rahmen realisiert. Die Ausrichtung wird von der Montageplatte bzw. des gesamten Rahmens ausgeführt.

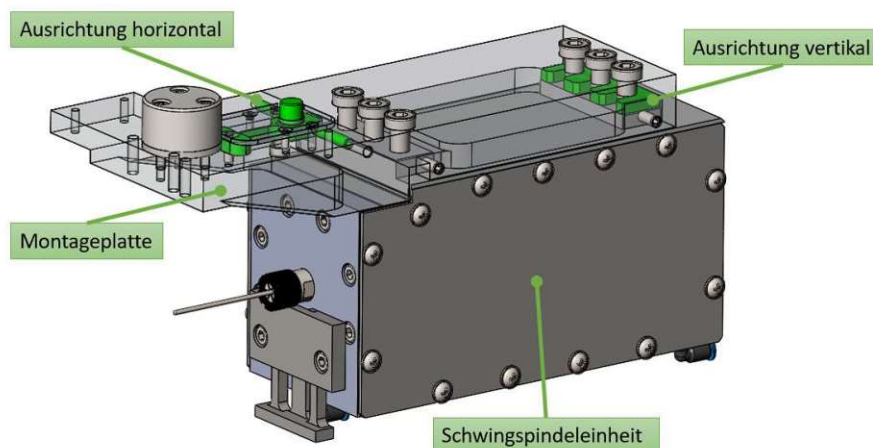


Abbildung 56: Verbessertes Ausrichtungskonzept

In *Abbildung 56* sind die Ausrichtungssysteme grün dargestellt. Die Schwingspindereinheit stellt eine eigständige Baugruppe dar und wurde von der Montageplatte getrennt. Dadurch ist ein Tausch der Schwingspindereinheit ohne

Montageplatte und nachträglicher Feinjustage der Piezoelemente möglich. Die Flexibilität des Systems wird dadurch erhöht und der Wartungsaufwand verringert.

Die horizontale Ausrichtung wird von der Montageplatte ausgeführt. Dabei kann die Position eines Arretierbolzens über seitliche Einstellschrauben verändert werden. Geführt wird dieser über ein in die Montageplatte verschraubtes Festkörpergelenk.

Die vertikale Ausrichtung wird über ein Passelementepaket realisiert. Dieses besteht aus einem Verbund von einzelnen Passelementplatten unterschiedlicher Stärke. Durch die Kombination der Elemente kann eine feine Abstufung der Gesamtdicke und dadurch eine exakte Ausrichtung vorgenommen werden. Ein höheres Passelementepaket hat ein Absenken der hinteren Auflagefläche und ein Anheben der Bohrspitze zur Folge. Umgekehrt bewirkt ein dünnerer Stapel das Gegenteil und somit eine Absenkung der Bohrspitze (nicken).

Die Praxis hat gezeigt, dass die Durchführung dieses Ausrichteverfahrens mit weniger Zeitaufwand genauere Ergebnisse liefert.

7.2.2 Dichtungskonzept

Bei Wartungsarbeiten konnte im Innenraum der SSE ein Eintritt von Feuchtigkeit und Spänen festgestellt werden. Das stellt besonders für die Aktoren ein Problem dar, da diese dadurch zu Schaden kommen können. Der Eintritt konnte an der Vorderseite, der Durchführung der Spindel durch den Deckel, und an der Abdichtungsmembran auf der Hinterseite ausgemacht werden. Aus diesen Gründen wurde das Abdichtungskonzept verbessert.

In *Abbildung 57 – oben* ist der vordere Deckel mit der Spindeldurchführung in einem Schnitt dargestellt. Über einen gewinkelten Druckluftanschluss, der direkt in den Deckel verschraubt ist, wird Sperrluft eingeblasen. Dadurch wird ein Überdruck in der Druckkammer aufgebaut. Da die Ausrichtung nicht mehr durch eine Relativbewegung zwischen HF-Spindel und Rahmen realisiert wird, konnte das Spaltmaß zwischen Deckel und der Spindelwelle verringert werden. Zusätzlich verhindert der durch diesen Spalt austretende Luftstrom ein Eindringen von KSS und Spänen. Zwischen Deckel und Membranring ist eine geeignete Spielpassung gewählt worden, sodass hier vergleichsweise wenig Druckluft ins Innere der SSE strömt. An der Ober- und Unterseite wurde der Deckel mit einer Flachdichtung versehen.

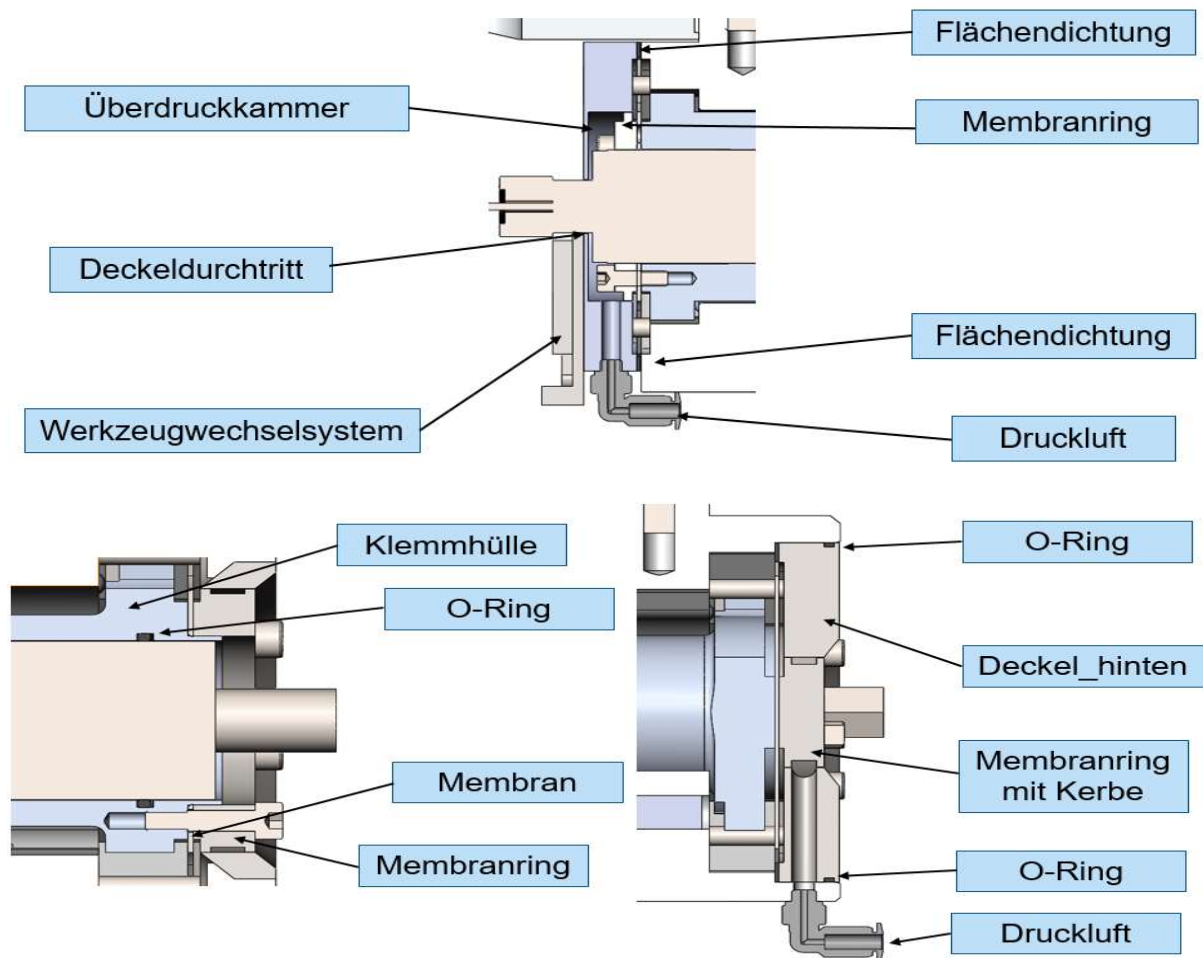


Abbildung 57: Überarbeitetes Dichtkonzept mit Sperrluft

In *Abbildung 57 – unten links* ist eine Schnittdarstellung durch das Zentrum der HF-Spindel zu sehen. Wie gehabt wird die Membran zwischen Membranring und Klemmhülle geklemmt. Hier ist jedoch der Membranring auf der Klemmhülle ausgerichtet und nicht mehr auf der HF-Spindel. Dieser Membranring besitzt am Umfang eine Nut (siehe *Abbildung 57 – unten rechts*) in welche, über eine Bohrung durch den Deckel, Druckluft geblasen wird. Der äußere Steg dieser Nut ist im Durchmesser etwas kleiner ausgeführt als der innenliegende Steg, wodurch über den größeren Spalt ein Großteil des Luftstromes nach außen (nach rechts) austritt und dadurch das Eindringen von KSS verhindert.

7.2.3 weitere Optimierungsmöglichkeiten und Forschungsgebiete

Durch die Weiterentwicklung des Prototyps ist diese SSE nun leicht zu tauschen (Ersatzspindel) und universell und für weitere Bearbeitungszentren und Anwendungen verwendbar. Dennoch gibt es weitere Verbesserungspotentiale:

- ➔ konstruktive und steuerungstechnische Optimierungspotentiale
 - Reduzierung der Baugröße ➔ mehr Einsatzmöglichkeiten, Steigerung der Flexibilität

- Reduzierung der Bauteilkomplexität → Senkung der Herstellkosten
 - Integration eines Wegmesssystems zur Messung und Regelung der Schwingungsamplitude → Steigerung der Prozesssicherheit
 - Steigerung der Wartungs- und Montagefreundlichkeit
 - automatische Auswahl der geeigneten Schwingungsparameter (Amplitude und Frequenz) in Abhängigkeit der Schnittparameter (Vorschub und Drehzahl)
- ➔ Technologische und prozessbedingte Optimierungspotentiale zur Erhöhung der Standzeit der Werkzeuge bzw. zur Reduktion der Prozessdauer
- Optimierung der Schwingungsform (Sägezahn-, Dreieck-, Rechteckschwingung ...)
 - Optimierung der Prozessparameter
 - Ermittlung der Prozessgrenzen

8 Literatur

- [1] H. Löbbecke, "Tiefbohren auf Bearbeitungszentren," TU Dortmund, 2003.
- [2] Metalcor GmbH, "Datenblatt - CuCr1Zr." <http://www.metalcor.de/datenblatt/133/> (accessed Dec. 12, 2020).
- [3] M. Reiter, "Gezielte Beeinflussung der Spanbildung mittels Schwingungsunterstützung für das Einlippentiefbohren mit kleinsten Durchmessern," TU Wien, 2020.
- [4] Deutsches Kuperinstitut, "CuCr1Zr," 2005. [Online]. Available: <https://www.kupferinstitut.de/wp-content/uploads/2019/11/CuCr1Zr.pdf>.
- [5] Deutsches Kupferinstitut, "Richtwerte für die spanende Bearbeitung von Kupfer und Kupferlegierungen," 2010. [Online]. Available: <https://www.kupferinstitut.de/wp-content/uploads/2019/08/Richtwerte-für-die-spanende-Bearbeitung-von-Kupfer-und-Kupferlegierungen-Endfassung-2010.pdf>.
- [6] Fa. Star Micronics GmbH, "SB-12/20R G CNC-Langdrehautomaten - Prospekt."
- [7] botek Präzisionsbohrtechnik GmbH, "Katalog Einlippenbohrer Typ 110, 111, 113, 113-HP, 114, 115." Accessed: Jul. 20, 2020. [Online]. Available: <https://www.botek.de/de/download/broschueren-bestelldaten/katalog-einlippenbohrer-typ-110-111-112-113-113-hp-114-115/>.
- [8] Fa. Gühring KG, "Tiefbohrwerkzeuge.pdf," 2020. Accessed: Mar. 20, 2021. [Online]. Available: https://guehring.com/wp-content/uploads/2018/dokumente/Bohren/GUE_TLB_DE.pdf.
- [9] D. Biermann, F. Bleicher, U. Heisel, F. Klocke, H.-C. Möhring, and A. Shih, "Deep hole drilling," *CIRP Ann.*, vol. 67, no. 2, pp. 673–694, 2018, doi: 10.1016/j.cirp.2018.05.007.
- [10] Verein Deutscher Ingenieure, "VDI-Richtlinie 3208: Tiefbohren mit Einlippenbohrern," 2014.
- [11] Verein Deutscher Ingenieure, "VDI-Richtlinie 3210-1: Tiefbohrverfahren." 2013.
- [12] M. Kirschner, "Tiefbohren von hochfesten und schwer zerspanbaren Werkstoffen mit kleinsten Durchmessern," TU Darmstadt, 2016.
- [13] E. Paucksch, S. Holsten, M. Linß, and F. Tikal, *Zerspantechnik: Prozesse, Werkzeuge, Technologien*. Vieweg+Teubner Verlag / GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden, 2008.
- [14] M. Kirschner *et al.*, "In situ chip formation analyses in micro single-lip and twist deep hole drilling," *Int. J. Adv. Manuf. Technol.*, vol. 95, no. 5, pp. 2315–2324, doi: 10.1007/s00170-017-1339-1.

- [15] BGTB GmbH, "Tiefbohrlexikon - Tiefbohren mit Wendelbohrer." http://www.tiefbohren.info/Buchstabe_T/Tiefbohren_mit_Wendelbohrern/tiefbohren_mit_wendelbohrern.html (accessed Feb. 05, 2021).
- [16] S. Wittkop, "Einlippenbohren nichtrostender Staehle," TU Graz, 2007.
- [17] Fa. Gühring KG, "Der spiralisierte Tieflochbohrer aus Vollhartmetall - RT 100 T," 2013. Accessed: Mar. 20, 2021. [Online]. Available: https://guehring.com/wp-content/uploads/2018/dokumente/Bohren/RT-100-T_ExclusiveLine.pdf.
- [18] P. Müller, "Hochleistungswendelbohrer für das Tieflochbohren," *VDI Berichte 1897 Präzisions- und Tiefbohren aktuell, Tagung Dortmund, 15. und 16. März 2006*, pp. 165–171.
- [19] M. Tschannerl, "Beitrag zur Qualitätssteigerung beim Bohren mit VHM-Spiralbohrern unter Berücksichtigung radialer Schwingungen und Kräfte," 2007.
- [20] R. Eichler, *Prozeßsicherheit beim Einlippenbohren mit kleinsten Durchmessern*. Univ. Stuttgart, 1996.
- [21] M. Reuber, "Vergleich und Auswahl der unterschiedlichen Maschinentypen," in *CNC-Mehrspindel-Drehautomaten*, Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, pp. 103–116.
- [22] M. Imran, P. T. Mativenga, S. Kannan, and D. Novovic, "An experimental investigation of deep-hole microdrilling capability for a nickel-based superalloy," *Proc. Inst. Mech. Eng. Part B J. Eng. Manuf.*, vol. 222, no. 12, pp. 1589–1596, 2008, doi: 10.1243/09544054JEM1217.
- [23] F. Klocke, K. Gerschwiler, and M. Abouridouane, "Size effects of micro drilling in steel," *Prod. Eng.*, vol. 3, no. 1, pp. 69–72, 2009, doi: 10.1007/s11740-008-0144-y.
- [24] W. König, *Fertigungsverfahren 1: Drehen, Frasen, Bohren*. Springer, 2008.
- [25] U. Heisel, J. Wallaschek, R. Eisseler, and C. Potthast, "Ultrasonic deep hole drilling in electrolytic copper ECu 57," *CIRP Ann. - Manuf. Technol.*, vol. 57, no. 1, pp. 53–56, Jan. 2008, doi: 10.1016/j.cirp.2008.03.078.
- [26] D. E. Brehl and T. A. Dow, "Review of vibration-assisted machining," *Precis. Eng.*, vol. 32, no. 3, pp. 153–172, 2008, doi: 10.1016/j.precisioneng.2007.08.003.
- [27] F. Bleicher, G. Wiesinger, C. Kumpf, D. Finkeldei, C. Baumann, and C. Lechner, "Vibration assisted drilling of CFRP/metal stacks at low frequencies and high amplitudes," 2018, doi: 10.1007/s11740-018-0818-z.
- [28] F. Bleicher, M. Reiter, and J. Brier, "Increase of chip removal rate in single-lip deep hole drilling at small diameters by low-frequency vibration support," *CIRP Ann.*, vol. 68, no. 1, pp. 93–96, 2019, doi: 10.1016/j.cirp.2019.04.028.

- [29] I. Hsu and C. C. Tsao, "Study on the effect of frequency tracing in ultrasonic-assisted drilling of titanium alloy," *Int. J. Adv. Manuf. Technol.*, vol. 43, no. 1–2, pp. 127–135, doi: 10.1007/s00170-008-1696-x.
- [30] V. Baghlani, P. Mehbudi, J. Akbari, E. Z. Nezhad, A. A. D. Sarhan, and A. M. . Hamouda, "An optimization technique on ultrasonic and cutting parameters for drilling and deep drilling of nickel-based high-strength Inconel 738LC superalloy with deeper and higher hole quality," *Int. J. Adv. Manuf. Technol.*, vol. 82, no. 5–8, pp. 877–888, doi: 10.1007/s00170-015-7414-6.
- [31] H. Yang, Y. Chen, J. Xu, M. Ladonne, J. Lonfier, and Y. Fu, "Tool wear mechanism in low-frequency vibration-assisted drilling of CFRP/Ti stacks and its individual layer," *Int. J. Adv. Manuf. Technol.*, vol. 104, no. 5, pp. 2539–2551, doi: 10.1007/s00170-019-03910-z.
- [32] K. Adachi, A. Yoshikawa, and K. Sakurai, "A Study on Burr Low Frequency Vibratory Drilling," 2004.
- [33] R. Hussein, A. Sadek, M. . Elbestawi, and M. . Attia, "Low-frequency vibration-assisted drilling of hybrid CFRP/Ti6Al4V stacked material," *Int. J. Adv. Manuf. Technol.*, vol. 98, no. 9–12, pp. 2801–2817, doi: 10.1007/s00170-018-2410-2.
- [34] F. Bleicher and J. Bernreiter, "Schwingvorrichtung mit Werkstückaufnahme und Ausgleichsmasse, und Verfahren," EP Patent 2 709 796 B1, 2014.
- [35] BGT GmbH, "Tiefbohrlexikon - Anbohrbuchse." http://www.tiefbohren.info/Buchstabe_A/Anbohrbuchse/anbohrbuchse.html (accessed Feb. 24, 2021).
- [36] C. Einspieler, *Entwicklung einer In-Prozess Werkzeugverschleißbestimmung beim Tiefbohren in Austenitischen Stählen*. TU Wien, 2017.
- [37] Mikron Tool SA, "CRAZYDRILL PILOT DIE IDEALE VORBEREITUNG VON TIEFEN BOHRUNGEN." <https://www.mikrontool.com/de/Produkte/CrazyDrill-Pilot/Beschreibung> (accessed Feb. 23, 2020).
- [38] E. Hering, *Taschenbuch der Mechatronik : mit Tabellen*. Hanser, 2005.
- [39] Piezosystem Jena GmbH, "Applications-Piezotechnology-Piezsystem_Jena."
- [40] M. Reichert, *Development of high-response piezo-servoalves for improved performance of electrohydraulic cylinder drives*, vol. 55. 2010.
- [41] Vogel Communications Group, "Hydraulikantrieb oder Elektroantrieb?" <https://www.maschinenmarkt.vogel.de/hydraulikantrieb-oder-elektroantrieb-a-767109/> (accessed Apr. 22, 2021).
- [42] A. Scheibe, *Piezoelektrizität des Quarzes*. Dresden [u.a.]: Steinkopff, 1938.
- [43] "Piezoelektrischer Effekt – Johnson Matthey Piezo Products GmbH." <https://www.piezoproducts.de/technologie/piezoelektrischer-effekt/>.
- [44] Piezosysteme Jena GmbH, "Piezoline-Piezsystem-Jena," 2015. [Online].

Available: <https://www.piezosystem.de/piezopedia/piezofibel/>.

- [45] Physik Instrumente (PI) GmbH & Co. KG, "Grundlagen der Piezotechnologie." Accessed: Oct. 10, 2020. [Online]. Available: <https://www.physikinstrumente.de/de/technologie/piezotechnologie/grundlagen/>.
- [46] Q. Qin, *Advanced mechanics of piezoelectricity*, no. ISBN 9783642297663. Beijing : Higher Education Press : Berlin [u.a.] : Springer.
- [47] Piezosysteme Jena GmbH, "Stapelaktor Serie PA / T," 2017. [Online]. Available: https://www.piezosystem.de/fileadmin/redakteure/datenblatt/piezo_nanopositionierung/piezo_aktoren_nano_positioniersysteme/stapelaktoren/serie_pa_t/Serie_PA-T_db_rev5_2017_09_28_TM.pdf.
- [48] SI GmbH, "PX200 – Power Amplifier," pp. 1–18, 2018.
- [49] SI GmbH, "PX200 V2 Power Bandwidth Calculator." [Online]. Available: https://onedrive.live.com/embed?resid=416D71B1E08762AC%2131517&authkey=%21AP_H7JsPI_pwxn4&em=2&wdAllowInteractivity=False&AllowTyping=True&ActiveCell=%27PowerBandwidth%27!E8&Item=%27PowerBandwidth%27!A1%3AL25&wdHideGridlines=True&wdInConfigurator=True.
- [50] Fa. Meyrat, "MHT-30 Spindel mit zentralem Kühlmittelzufluss - Montageanleitung," 2019.
- [51] Haimer GmbH, "Hochpräzisionsspannzange ER11." <https://www.haimer.de/produkte/werkzeugaufnahmen/zubehoer/spannzangen/hochpraezisionsspannzangen-er/er-11.html> (accessed Dec. 20, 2020).
- [52] Gesamtverband der Aluminiumindustrie, "W2_Aluminium-Knetwerkstoffe." [Online]. Available: http://www.aluinfo.de/files/_media/dokumente/Downloads/TechnischeDaten/Merkblaetter/W2_Aluminium-Knetwerkstoffe.pdf.
- [53] Deutsches Institut für Normung, "DIN EN 755-2: Aluminium und Aluminiumlegierung - Stranggepresste Stangen, Rohre und Profile - Mechanische Eigenschaften." 2016.
- [54] Duden, "Definition Membran." <https://www.duden.de/rechtschreibung/Membran> (accessed Oct. 07, 2020).
- [55] Zapp GmbH, "Precision strip rostfreier federband stahl zapp ® 1.4310," 2018. [Online]. Available: https://www.zapp.com/fileadmin/_documents/Downloads/PS/informationsdatenblaetter/Federbandkatalog_PS.pdf.
- [56] "RS Manual GF 265." [Online]. Available: <https://docs.rs-online.com/b2ce/0900766b80fcc260.pdf>.
- [57] E. Hering and G. Schönfelder, *Sensoren in Wissenschaft und Technik*, 1. Aufl. Wiesbaden: Vieweg+Teubner (GWV), 2012.

- [58] Micro-Epsilon, "Betriebsanleitung - eddyNCDT 3300/3301," [Online]. Available: <https://www.micro-epsilon.de/download/manuals/man--eddyNCDT-3300--de.pdf>.
- [59] Kistler Group, "Piezostar, Miniatur Beschleunigungssensor," 2015. [Online]. Available: <https://www.kistler.com/files/document/000-841d.pdf>.
- [60] Fa. Fronius GmbH, *LB-Standmengenaufzeichnung im Zeitraum (30.07.2020 bis 29.09.2020)*.
- [61] S. H. Horst, *Das große Handbuch der Zitate*, 3. Auflage. Bassermannverlag, 2018.

9 Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: links: Basismaschine des Typs SB-20R G von der <i>Fa. Star Micronics GmbH</i> ; rechts: Schema der Kinematik der Basismaschine	10
Abbildung 2: Darstellung der Parameterbereiche	12
Abbildung 3: Einsatzgebiete der Tiefbohrverfahren bezogen auf den Durchmesser (vgl. [10], [11], [12])	13
Abbildung 4: Bohrkopf eines Einlippenbohrers (vgl. [3], [14], [11])	15
Abbildung 5: Einlippentiefbohr-Verfahren [13]	16
Abbildung 6: Werkzeugaufbau eines Wendeltiefbohrers (vgl. [14])	17
Abbildung 7: Spanbildung beim Einlippentiefbohren mit kleinsten Durchmessern (vgl. [20]) ..	18
Abbildung 8: Einfluss der Schwingungsparameter auf die Spanbildung (vgl. [3], [28])	21
Abbildung 9: Grobkonzept der Schwingspindereinheit	24
Abbildung 10: links: Pilotbohrer mit konventioneller KSS-Zufuhr; rechts: Kontur der erzeugten Pilotierung [37]	27
Abbildung 11: Einsatzbereiche gängiger Aktoriken zur Schwingungserregung (vgl. [3], [27])	29
Abbildung 12: Schematische Darstellung des Konzepts	31
Abbildung 13: Kommunikationskonzept zwischen der NC der Basismaschine und der Schwingspindereinheit	32
Abbildung 14: Baugruppen der Schwingspindereinheit	33
Abbildung 15: Kubische Gitterstruktur einer piezoelektrischen Elementarzelle (vgl. [45])	35
Abbildung 16: Prinzip der ferroelektrischen Polarisierung (vgl. [45])	35
Abbildung 17: Piezoelektrischer Quereffekt [44]	36
Abbildung 18: Prinzipskizze zur Kraftberechnung	38
Abbildung 19: Darstellung des Weges, der Geschwindigkeit und der Beschleunigung	39
Abbildung 20: Piezoaktor der Serie PA/T	41
Abbildung 21: Ausgewählter Piezoverstärker der <i>Fa. SI GmbH</i>	42
Abbildung 22: Auszug aus dem Online-Berechnungstool für die Leistungsbandbreite [49] ..	44
Abbildung 23: Baugruppe 1 - Schwingereinheit	45
Abbildung 24: Abbildung der <i>MHT-30</i> der <i>Fa. Meyrat GmbH</i> [50]	47
Abbildung 25: Leistungs- und Momentenkennlinie der <i>MHT-30</i> [14]	48
Abbildung 26: CAD - Modell der Klemmhülse mit eingeschraubten Piezoauflagen	49
Abbildung 27: Simulationsergebnis aus Inspire	50
Abbildung 28: Schematische Darstellung der statisch unbestimmten Lagerung mit der daraus folgenden statischen Verformung (Membrane = rote Linien; Membranringe = schwarze Rechtecke)	52
Abbildung 29: links - Quadratische Platte als Design-Space für die topologische Optimierung; rechts - Ergebnis der Optimierung mit Ziel der maximalen Steifigkeit bei gegebener Verschiebung und radialer Belastung	53
Abbildung 30: Endgültige Form der Membrane; links - Membran_vorne rechts - Membran_hinten	54
Abbildung 31: Simulationsergebnis der Membran_vorne (Stärke 0,8 mm)	55
Abbildung 32: CAD - Modell der Maschinenanbindung	56

Abbildung 33: CAD - Modell der Montageplatte	57
Abbildung 34: CAD - Modell des Rahmens.....	58
Abbildung 35: CAD - Modell der Anbauelemente in Explosionsdarstellung.....	59
Abbildung 36: CAD - Modell des Hilfswerkzeuges (ohne Federn).....	60
Abbildung 37: Explosionsdarstellung der Schwingspindereinheit	61
Abbildung 38: Optimalen Einschraubtiefe des Aktors bei einer Ansteuerspannung von 60 V	62
Abbildung 39: Schematische Darstellung der montierten Schwingspindereinheit.....	63
Abbildung 40: Lage der Einstellschrauben.....	64
Abbildung 41: Ansteuerungselektronik der Piezoaktoren.....	65
Abbildung 42: Maximale Ausgabesignal des Funktionsgenerators	66
Abbildung 43: links - Sensor Typ EU 05; mittig: Controller DT 3300; rechts - Standardmontage (nicht bündig) mit der Mindestgröße des Messobjektes (vgl. [58])	68
Abbildung 44: Montierter Beschleunigungssensor	69
Abbildung 45: Schematischer Aufbau des ersten Schwingversuches	70
Abbildung 46: Praktische Durchführung der Schwingversuche auf der Linearführung	70
Abbildung 47: Aufgezeichnete Antwortamplitude.....	72
Abbildung 48: Schwingungsamplituden in Abhängigkeit der Ansteuerspannung (Membranauswahl).....	73
Abbildung 49: Direkter Vergleich der Ansteuerempfindlichkeit.....	74
Abbildung 50: links - Schematischer Versuchsaufbau in der Maschine; rechts - Foto des Versuchsaufbaues in der Maschine	75
Abbildung 51: Aufnahme der Amplitude in der Maschine.....	76
Abbildung 52: Schwingungsamplituden in Abhängigkeit der Ansteuerspannung (BAZ)	77
Abbildung 53: links - Messpositionen in der Maschine; rechts - Foto der Beschleunigungsmessung an Position 2	78
Abbildung 54: Auswertung der Beschleunigungsmessung in der Maschine.....	78
Abbildung 55: Nutzbare Schwingungsparameter	80
Abbildung 56: Verbessertes Ausrichtungskonzept.....	81
Abbildung 57: Überarbeitetes Dichtkonzept mit Sperrluft.....	83

10 Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Herzustellenden Tiefbohrungen	9
Tabelle 2: Mechanische Eigenschaften von CuCr1Zr bei 20 °C ([2], *[3])	9
Tabelle 3: Berechnete Schwingungsparameter	11
Tabelle 4: Morphologischer Kasten zur Auflistung möglicher Konzeptumsetzung....	25
Tabelle 5: Bewertung der Werkzeuge	25
Tabelle 6: Bewertung der Lagertechnologie	28
Tabelle 7: Technologievergleich zur Schwingungserregung.....	30
Tabelle 8: Morphologischer Kasten mit den gewählten Komponenten farblich markiert	30
Tabelle 9: Ausgewählte techn. Daten der Piezoaktoren PA/T14	41
Tabelle 10: Anforderungen an die Piezoaktoren.....	42
Tabelle 11: Ausgewählte technische Daten der Piezoverstärker PX200	43
Tabelle 12: Technische Daten MHT-30	48
Tabelle 13: Anforderungen an die HF-Spindel.....	48
Tabelle 14: Mechanische Eigenschaften von AW-6082 [53].....	49
Tabelle 15: Mechanische Eigenschaften von X10CrNi18-8 bei 20 °C [55]	52
Tabelle 16: Spannungen und Federkonstanten aus der Membransimulation.....	55
Tabelle 17: Technische Daten - GF265 (vgl. [56])	66
Tabelle 18: Technische Daten des Beschleunigungssensors (vgl. [59]).....	68
Tabelle 19: Bewertung der Membrankonfigurationen	75

