



Tobias Pertoll, BSc.

Sondereinspannungen für Schwingversuche

MASTERARBEIT

zur Erlangung des akademischen Grades

Diplom-Ingenieur

Masterstudium Maschinenbau

eingereicht an der

Technische Universität Graz



Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik
Arbeitsgruppe Betriebsfestigkeit und Schienenfahrzeugtechnik

Betreuer:

Ass.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Christian Moser
Dipl.-Ing. Andreas Dutzler

Graz, September 2019

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe. Das in TUGRAZonline hochgeladene Textdokument ist mit der vorliegenden Masterarbeit identisch.

.....
Datum

.....
Unterschrift

Affidavit

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources/resources, and that I have explicitly indicated all material which has been quoted either literally or by content from the sources used. The text document uploaded to TUGRAZonline is identical to the present master's thesis.

.....
Date

.....
Signature

Vorwort

Die vorliegende Arbeit ist im Rahmen meines „Maschinenbau“ Studiums an der Technischen Universität Graz entstanden. Die Anregung zum Bearbeiten der Thematik ist zum einen von der Firma Siemens Mobility GmbH Graz Eggenberg und zum anderen von der Arbeitsgruppe Betriebsfestigkeit und Schienenfahrzeugtechnik des Instituts für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik gekommen.

An dieser Stelle möchte ich mich zuallererst bei Herrn Ass.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Christian Moser für das Ermöglichen dieser Masterarbeit und für die Betreuung bedanken.

Ein besonderer Dank geht an meinen Masterarbeitsbetreuer Dipl.-Ing. Andreas Dutzler. Er stand mir jederzeit bei Fragen und Problemstellungen mit Ratschlägen und Anregungen zur Seite. Ein weiterer Dank geht an die Arbeitskollegen am Institut, welche mich hilfsbereit unterstützten und für ein sehr angenehmes Arbeitsklima gesorgt haben.

Ein großes Dankeschön geht an meine Familie, vor allem an meine Eltern, welche mir das Maschinenbaustudium ermöglicht haben und auf deren Unterstützung und deren Beistand ich mich jederzeit verlassen konnte.

Kurzfassung

In der Praxis sind eine Vielzahl von Bauteilen, Baugruppen und Maschinen einer zyklischen Belastung ausgesetzt. Das Ende der möglichen Lebensdauer äußert sich durch Ermüdungsrisse, welche in Folge unter Rissfortschritt zum Bauteilversagen führen. Bei der Entwicklung neuer Bauteile liegt ein Hauptaugenmerk darauf das Risiko eines solchen Versagens zu minimieren. Dabei ist immer ein Kompromiss hinsichtlich anfallender Kosten, aber trotzdem ausfallsicherer Bauteile zu treffen.

Für die betriebssichere Auslegung müssen Schwingfestigkeitsversuche durchgeführt werden. Die Probekörper werden einachsiger Belastung ausgesetzt, um möglichst geometrieunabhängige Ergebnisse zu erhalten. Die Ergebnisse werden zur Lebensdauerabschätzung diverser Komponenten herangezogen.

Die Einspannung und die Geometrie der Probekörper ist aufgrund der großen Anzahl an verschiedenen Versuchsdurchführungen und Einflüssen nicht normativ geregelt, müssen jedoch eine Reihe an Anforderungen erfüllen. Die größte Herausforderung liegt in der fehlerfreien Kraftübertragung von der Prüfmaschine auf den Probekörper.

In der vorliegenden Arbeit wird die Entwicklung und Inbetriebnahme von zwei Sonder einspannungen für Schwingfestigkeitsversuche beschrieben. Beide Versuche stellen spezielle Anforderungen an die Einspannung. Dafür ist die Entwicklung neuer und angepasster Spannsysteme notwendig. Im ersten Schwingversuch werden vorab Zugdehnungen in den Werkstoff eingebracht, im zweiten ist nur ein begrenzter Durchmesserunterschied zwischen Einspann- und Prüfbereich möglich. Das Ziel ist funktionstüchtige Einspannungen zu entwickeln und den normativen Anforderungen gerecht zu werden.

Abstract

In practice, a large number of components, assemblies and machines are exposed to cyclic load. The end of the lifetime is manifested by fatigue cracks which subsequently lead to crack growth and component failure. During the development of new components, the main focus is to minimize the risk of this failure. A compromise must always be made between resulting costs and still fail-safe components.

To ensure the reliability fatigue tests must be done. The test specimens are subjected to uniaxial load in order to obtain results which are largely geometry-independent. The results are used to estimate the lifetime of various components in advance.

Due to the large number of different test executions and other influences, the clamping and the geometry of the test specimens are not standardized, but must fulfil a lot of requirements. The biggest challenge is the faultless force transfer from the testing machine to the specimen.

This master thesis describes the development and commissioning of two special clamping devices for fatigue tests. Both tests have special requirements and the development of new and adjusted clamping systems is necessary. In one fatigue test tensile residual strains are introduced in the material in advance. In the other test only a limited diameter difference between the clamping area and test area is possible. The aim is to develop functional clamping systems that fulfil the normative requirements.

Inhaltsverzeichnis

Eidesstattliche Erklärung	i
Vorwort	ii
Kurzfassung	iii
Abstract	iv
Inhaltsverzeichnis	v
1 Einleitung	1
1.1 Motivation	3
1.2 Aufgabenstellung	4
1.3 Ziel der Arbeit	5
2 Schwingfestigkeitsversuch	6
2.1 Einflüsse	8
2.2 Lastgrößen	9
3 Prüfmaschinen	12
3.1 Servohydraulische Prüfmaschine	14
3.2 Maschinenfehler	18
3.3 Extensometer	20
4 Einspannung und Probekörper	23
4.1 Einspannung	24
4.2 Probekörper	26
4.2.1 Probenart	26
4.2.2 Probenentnahme	27
4.2.3 Probenfertigung	27
4.2.4 Probengeometrie	28
5 Schnittstelle zur Prüfmaschine	32
6 Problemstellung 1: Schwingversuch mit Probenvorreckung	36
6.1 Problemstellung	37

6.2	Konzeptentwicklung	38
6.2.1	Konzept I Kegeleinspannung	38
6.2.2	Konzept II Kegeleinspannung, Adaption einer bestehenden Ein- spannung	40
6.2.3	Konzept III Gewindeinspannung	41
6.2.4	Gegenüberstellung und Bewertung der Konzepte	43
6.3	Detaillierung des ausgewählten Konzept	45
6.3.1	Belastung	45
6.3.2	Probengeometrie	47
6.3.3	Optimierter Kraftfluss in den Gewindegängen	48
6.3.4	Zwischenstück	57
6.4	Inbetriebnahme	58
6.4.1	Einspann- und Umspannvorgang	58
6.4.2	Erkenntnisse	60
7	Problemstellung 2: Materialtechnisches Problem, Vergüteter Werkstoff	61
7.1	Problemstellung	62
7.1.1	Begrenzter Durchmessersprung	62
7.1.2	Bruch im Einspanndurchmesser	63
7.2	Konzeptentwicklung	64
7.2.1	Konzept I	65
7.2.2	Konzept II	65
7.2.3	Konzept III	66
7.2.4	Gegenüberstellung und Bewertung der Konzepte	67
7.3	Detaillierung des ausgewählten Konzept	68
7.3.1	Belastung	68
7.3.2	Probengeometrie	69
7.3.3	Spannzange	70
7.3.4	Vorspannkraft	74
7.3.5	Selbst verstärkende Spannkraft	76
7.4	Inbetriebnahme	80
7.4.1	Einspann- und Umspannvorgang	80
7.4.2	Erkenntnisse	82
8	Zusammenfassung	84
	Abbildungsverzeichnis	vii
	Tabellenverzeichnis	x
	Literaturverzeichnis	xi
	Anhang	xiii

1 Einleitung

Der Betriebsfestigkeitsnachweis und die Lebensdauervorhersage von Bauteilen, Baugruppen und Maschinen im Maschinenbau erfahren immer größerer Bedeutung. Von Seiten der Kunden werden immer höhere Anforderungen an jegliche Produkte gestellt, wobei ein unplanmäßiger Ausfall oder ein Versagen nicht geduldet wird. Bei der Auslegung neuer Bauteile steht deshalb die zuverlässige Funktion über eine bestimmte Lebensdauer im Vordergrund, wobei zugleich der wirtschaftliche Aspekte nicht vernachlässigt werden darf. Eine sehr wichtige Rolle zur erfolgreichen Auslegung von zyklisch belasteten Bauteilen stellen Schwingfestigkeitsversuche dar. Diese finden Anwendung in sämtlichen Betriebsfestigkeitsnachweisen und somit nahezu in allen Bereichen des Maschinenbaus, wie Abbildung 1.1 aufzeigt.



Abbildung 1.1: Anwendungsbereiche von Betriebsfestigkeitsnachweisen, in Anlehnung an [Hai11]

Die Durchführung und Auswertung von Schwingfestigkeitsversuchen ist in der DIN 50100 geregelt. Aufgrund der Vielzahl an verschiedenen Prüfkriterien ist es nicht möglich eine allgemein gültige Prüfmaschine, Einspannung und Probengeometrie vorzuschreiben. Es werden jedoch sehr hohe Anforderungen an das Versuchsergebnis gestellt. Die wichtigste

Anforderung ist dabei sicherlich, dass ein Versuch nur dann als gültig gewertet werden darf, wenn der Anriss bzw. Bruch der Probe im Prüfbereich erfolgt. Anrisse im Übergangsbereich zum Einspannbereich und im Einspannbereich sind nicht zulässig.

Die Geometrie des Halbzeugs, der Werkstoff, Wärmebehandlungen, Eigenspannungen aber auch die Beanspruchungsart sind nur einige Beispiele diverser Einflüsse, welche sich auf die Probengeometrie auswirken. Als Prüfmaschinen können Resonanzprüfmaschinen, servohydraulische, servopneumatische, elektromechanische, elektrodynamische und auch piezobasierte Prüfmaschinen verwendet werden.

Das Bindeglied für die Kraftübertragung von der Prüfmaschine auf den Probekörper stellt die Einspannung dar. Die richtige Wahl der Einspannung richtet sich an die jeweiligen Anforderungen und ist verantwortlich für einen definierten Probenbruch im Prüfbereich des Probekörpers. Dabei gibt es wiederum verschiedenste Möglichkeiten der Kraftübertragung. Klemmvorrichtungen mit mechanischer oder hydraulischer Kraftübertragung durch Reib- und/oder Formschluss, aber auch Gewindeeinspannungen sind möglich.



Abbildung 1.2: Standbeine des Schwingfestigkeitsversuchs: Probekörper, Einspannung und Prüfmaschine [Mah11; AG19b]

Aus dieser Vielzahl an Möglichkeiten gilt es für die jeweilige Versuchsdurchführung die geeignete Kombination zu finden oder bei Sonderanwendungen neue Konzepte zu entwickeln um eine problemlose Versuchsdurchführung zu gewährleisten.

1.1 Motivation



Abbildung 1.3: Unzulässig im Einspannbereich gebrochene Proben

Die Motivation für diese Arbeit ist in Form von unzulässig gebrochenen Proben in Abbildung 1.3 dargestellt. Tritt dieser Fall ein, sind die durchgeführten Schwingfestigkeitsversuche ungültig und dürfen nicht gewertet werden. In beiden Fällen ist der Anriss im Einspannbereich aufgetreten. Entstehen solche Brüche bei mehreren Proben einer Probenreihe, muss dem Problem auf den Grund gegangen werden und wie im Verlauf dieser Arbeit beschrieben ein anderes Einspannungssystem gewählt oder entwickelt werden. Aufgrund der Vielzahl an abprüfaren Einflüssen ist in der Norm keine Probengeometrie und Einspannung vorgeschrieben. Sie können frei gewählt werden, wobei der Anriss wie in Abbildung 1.4 auszusehen hat. Er muss klar im Prüfquerschnitt vorliegen (in roter Farbe gekennzeichnet).



Abbildung 1.4: Zulässiger Probenbruch im Prüfquerschnitt

1.2 Aufgabenstellung

Der Arbeitsablauf beginnt mit der Begutachtung der bereits durchgeführten und nicht ordnungsgemäß gebrochenen Probekörper, deren Einspannungen und der verwendeten Prüfmaschinen.

Um die aufgetretenen Probleme analysieren zu können wird eine Literaturrecherche zum Thema Schwingfestigkeitsversuch durchgeführt und die einzuhaltenden Normen studiert. In diesem Fall kommt dabei primär die DIN 50100 „Schwingfestigkeitsversuch - Durchführung und Auswertung von zyklischen Versuchen mit konstanter Lastamplitude für metallische Werkstoffproben und Bauteile“ zur Anwendung.

Mit diesem Wissen wird versucht die Ursache für die aufgetretenen Probleme zu ergründen. Diese können auf den Probekörper, das Einspannungssystem, aber auch auf die Prüfmaschine zurückzuführen sein, wobei vor allem Maschinenfehler eine Rolle spielen. In der Anforderungsliste werden die Anforderungen für die Neuentwicklung festgehalten. Dabei müssen unbedingt die Genauigkeitsanforderungen, der Prüfbereich und die Belastungsgrenzen definiert werden. Die Belastungsgrenzen sind in diesem Fall sowohl die Maximalkraft bis zum Bruch bei einmaliger Belastung des Systems, als auch die dauerfeste Auslegung aufgrund der hohen Schwingspielzahl bei Schwingversuchen.

Nun können, unter Berücksichtigung der aufgetretenen Probleme und deren Ursachen, diverse Konzepte entwickelt werden. Zu diesem Zeitpunkt können verschiedenste Probekörpergeometrien, Einspannungen und auch verwendete Prüfmaschinen angedacht werden. Diese Konzepte werden in das CAD- System übertragen und bereits vereinfachte Berechnungen zur Abschätzung der Machbarkeit durchgeführt.

Die realisierbaren Konzepte werden hinsichtlich ihrer Vor- und Nachteile bewertet, empfehlenswert ist die Entscheidung zugunsten einer Variante zu treffen. Entscheidende Argumente sind dabei zum Beispiel Realisierbarkeit, Zuverlässigkeit aber auch anfallende Kosten.

Dieses Konzept wird iterativ im CAD- System detailliert und parallel dazu werden die nötigen Berechnungen durchgeführt. Die Berechnung erfolgt entsprechend der verwendeten Komponenten analytisch, nach Norm, nach Herstellerempfehlung oder mit Hilfe von FE- Rechnungen. Der Entwicklungsprozess ist mit der Erstellung der Fertigungszeichnungen abgeschlossen. Die benötigten Bauteile werden entsprechend der Zeichnungen gefertigt, der Prüfstand zusammengebaut, in Betrieb genommen und auf zuverlässige Funktion überprüft.

1.3 Ziel der Arbeit

Das Ziel der Arbeit ist die Entwicklung von zwei funktionstüchtigen Einspannungen für Sonderfälle von Schwingfestigkeitsversuchen. Hierfür muss das Versuchsergebnis zum einen die normativen Vorgaben erfüllen und zum anderen müssen die Einspannungen an die Gegebenheiten der vorhandenen Prüfmaschinen angepasst sein.

Das Hauptaugenmerk dieser Masterarbeit liegt dabei auf der Entwicklung der Einspannungen. Der Aufgabenbereich ist mit der Inbetriebnahme abgegrenzt. Die Versuchsdurchführung und deren Auswertung sind nicht Teil der Aufgabenstellung.

2 Schwingfestigkeitsversuch

Der Schwingfestigkeitsversuch ist als ein Versuch definiert, bei welchem eine Werkstoffprobe oder ein Bauteil mit einer zyklischen Last beansprucht wird. Dabei wird die Lastamplitude und die Mittellast konstant gehalten. Die Lastamplitude ist ausschlaggebend für die Anzahl der ertragbaren Lastwechsel. Für den Fall, dass die Probe bei Erreichen einer definierten Grenzschwingspielzahl nicht bricht, wird das Ergebnis als Dauerläufer gewertet und der Versuch abgebrochen [Nor16].

Die erhaltenen Ergebnisse werden in einem nach August Wöhler (*1819, †1914) benanntem Diagramm dargestellt. Wie aus Abbildung 2.1 ersichtlich sind auf der Abszisse des Diagramms logarithmisch die Schwingspielzahl und auf der Ordinate logarithmisch die Spannungsamplitude aufgetragen. Nach Durchführung und Eintragung der Ergebnisse mehrerer Versuche mit unterschiedlichen Lastamplituden erhält man, nach Eliminierung der Streuung mittels eines Verteilungsgesetzes, die sogenannte Wöhler-Linie. Charakteristisch für diese Linie sind zwei ausgeprägte Richtungsänderung und die einhergehende Einteilung des Diagramms in die drei folgende Bereiche [Nor16]:

- Kurzzeitfestigkeit (LCF, Low Cycle Fatigue)
- Zeitfestigkeit (HCF, High Cycle Fatigue)
- Langzeitfestigkeit (LLF, Long Life Fatigue)

Die Bereiche sind nach den ertragbaren Schwingspielen unterteilt. Bei der Kurzzeitfestigkeit werden ungefähr 10^4 Schwingspiele ertragen, bei der Zeitfestigkeit mehr als 10^4 und bei der Langzeitfestigkeit mehr als 10^6 - 10^7 . Diese Punkte sind durch die Richtungsänderung der Wöhler-Linie gekennzeichnet.

Die in der folgenden Abbildung 2.1 mit Nummern markierten Bereiche haben folgende Bedeutung:

- 1. Zeitfestigkeitsgerade
- 2. Streuband der Versuche
- 3. Probenbruch einer Probe
- 4. Dauerläufer
- 5. Statische Festigkeit

Auf der Abszisse ist logarithmisch die Schwingspielzahl N und auf der Ordinate logarithmisch die Lastamplitude L_a aufgetragen. $L_{aL,1E7}$ steht für die Langzeitfestigkeit bei einer Grenzspielzahl von 10 Millionen Lastwechsel.

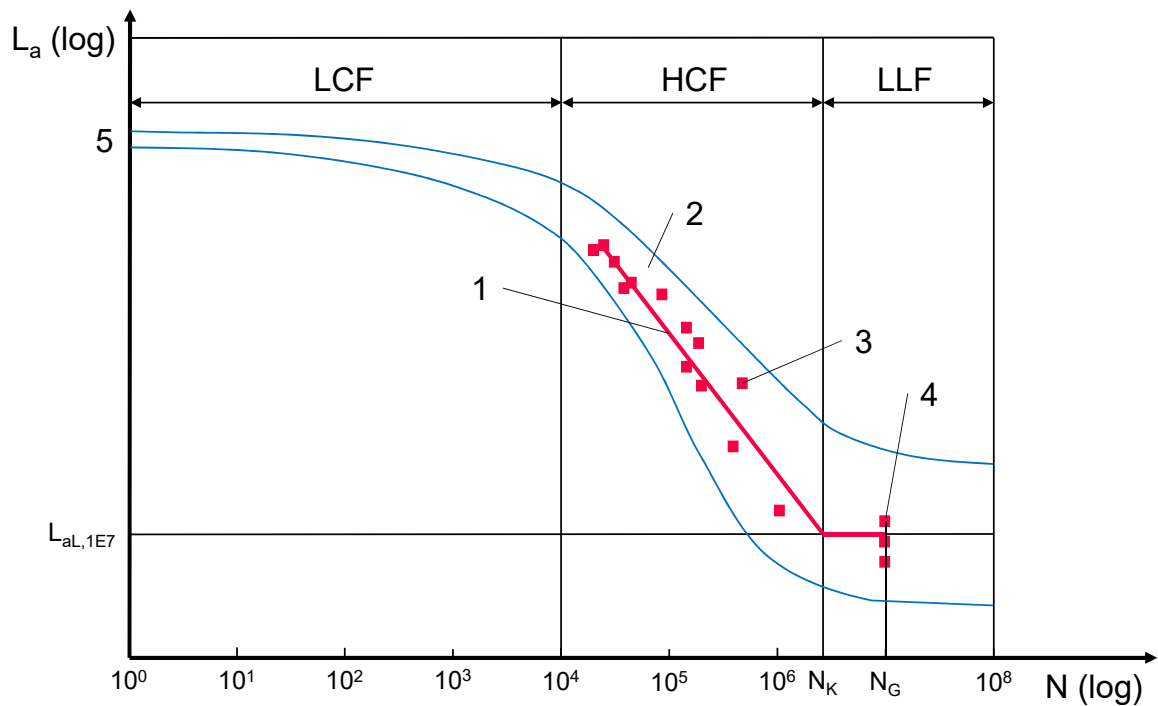


Abbildung 2.1: Wöhlerdiagramm, in Anlehnung an [Nor16]

2.1 Einflüsse

Die Vielzahl an unterschiedlichen Durchführungen von Schwingfestigkeitsversuchen sind beinahe so groß wie die Anwendungsgebiete des Maschinenbaus. Verschiedene Branchen, verschiedene Umgebungsbedingungen, verschiedene Fertigungsverfahren aber auch verschiedene Geometrien und Bauteilgrößen sind nur einige Beispiele hierfür. Die Abbildung 2.2 zeigt die Vielfältigkeit und die Komplexität von Schwingfestigkeitsversuchen und mögliche Einflüsse auf das Versuchsergebnis. Dabei sind mit Sicherheit nicht alle abprüfbareren Szenarien erfasst worden und die Matrix könnte noch erweitert werden. Als Grundlage zur Erstellung der Einflussammlung wird folgende Literatur herangezogen: [Hai11; RV10; Sch18; Bru17].

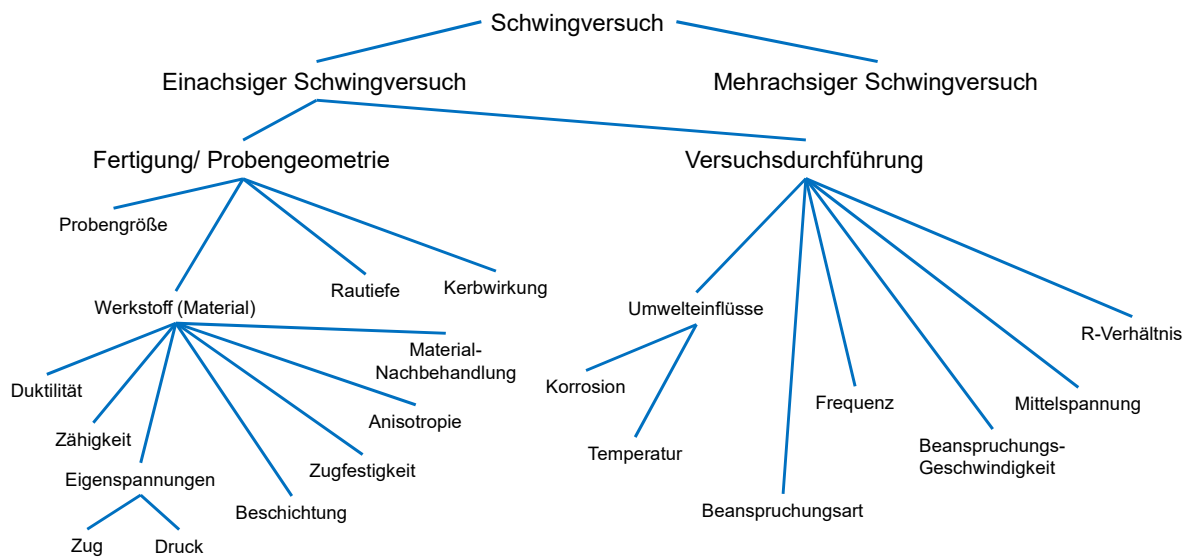


Abbildung 2.2: Einflüsse auf Schwingfestigkeitsversuche

Die erste große Unterscheidung des Schwingfestigkeitsversuchs betrifft den Spannungszustand. Man unterscheidet zwischen einachsigen und mehrachsigen Spannungszustand im Prüfstück. Diese Arbeit beschäftigt sich mit Einspannungskonzepten mit welchen werkstoffspezifische Kennwerte ermittelt werden. Es wird versucht bestmöglichst einachsige Spannungszustände im Prüfquerschnitt zu erreichen. Die Unterteilung des einachsigen Schwingversuchs erfolgt auf der nächsten Ebene, auf der Ebene der Probenfertigung/ Probengeometrie und der Versuchsdurchführung. Die Probengröße, die Rautiefe, der Kerbwirkungseinfluss und natürlich der Werkstoff spielen auf der Probenseite eine wesentliche Rolle, deren Einfluss ermittelt werden kann. Auf der Seite der Versuchsdurchführung können die Maschinenparameter und der Einfluss der Umgebung überprüft und variiert werden. Beispiele für Umwelteinflüsse sind Korrosion und Umgebungstemperatur. Beispiele für die Maschinenparameter sind die Beanspruchungsart, die Prüffrequenz, die Beanspruchungsgeschwindigkeit, die Mittelspannung und das R-Verhältnis. Die Auswirkung einiger dieser Einflüsse auf das Ergebnis, dargestellt in Wöhler Diagrammen,

zeigen die Diagramme der Abbildung 2.3.

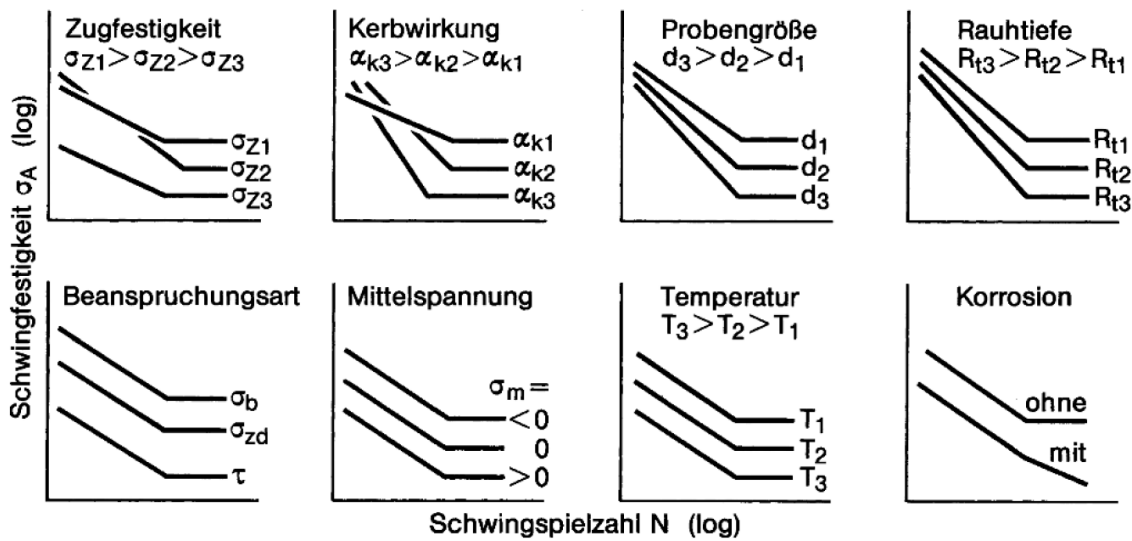


Abbildung 2.3: Diverse Einflüsse auf die Schwingfestigkeit [RV10]

2.2 Lastgrößen

Als Lastgröße L wird die Beanspruchung, welche auf den Probekörper einwirkt, definiert. Dies kann beispielsweise eine Kraft F , ein Biegemoment M_b , ein Torsionsmoment M_t , der Schwingweg s oder auch der Verdrehwinkel α sein. Der Umfang dieser Arbeit beschränkt sich auf Nennspannungen resultierend aus Zug-/Druckbeanspruchung. Da Nennspannungen in Folge Biege- oder Torsionsbelastung nicht berücksichtigt werden, wird an dieser Stelle nicht genauer darauf eingegangen.

Die Nennspannung S kann als Lastgröße verwendet werden, wenn für eine Probe ein Prüfquerschnitt A definiert werden kann. Die Nennspannung S_{zd} im Prüfquerschnitt ist bei Zug-/Druckbelastung definiert als der Quotient aus Zug-/Druckkraft F und der Querschnittsfläche A im Prüfquerschnitt, Gleichung (2.1) [Nor16].

$$S_{zd} = \frac{F}{A} \quad (2.1)$$

Bei erhöhten Spannungskonzentrationen, z.B. bei gekerbten Proben, können auch elastizitätstheoretische oder örtliche Spannungen, wie die Normalspannung σ , als Lastgrößen herangezogen werden. Es muss allerdings der Zusammenhang zwischen äußerer und örtlicher Last bekannt sein.

In Abbildung 2.4 ist schematisch der Last-Zeit-Verlauf eines Schwingspiels N dargestellt. Dabei ist L_a die Lastamplitude und L_m die statische Mittellast, welche in diesem Fall überlagert dargestellt sind. Die doppelte Lastamplitude ist als Schwingbreite der Last ΔL definiert.

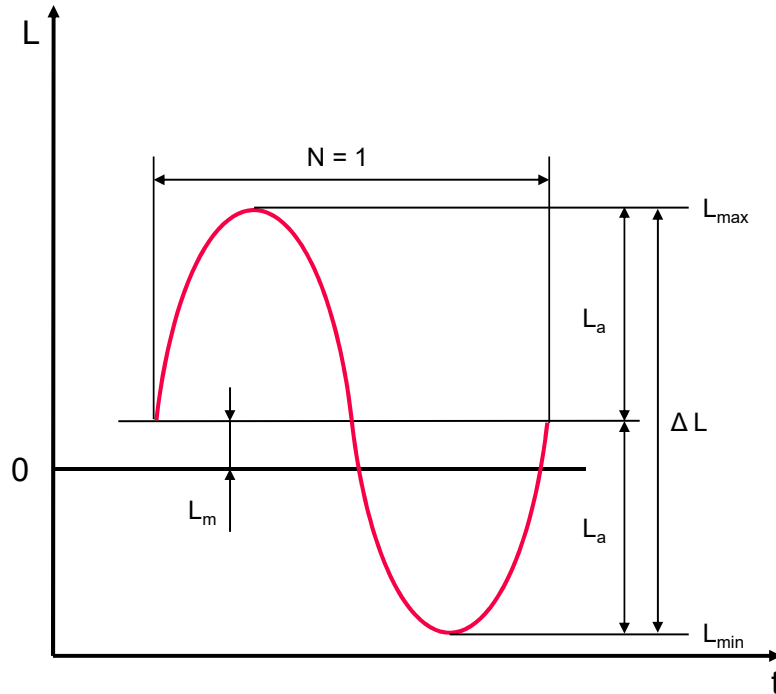


Abbildung 2.4: Schematischer Last-Zeit-Verlauf eines Schwingspiels N , in Anlehnung an [Nor16]

Als Quotient aus dem Minimum der Last L_{min} und dem Maximum der Last L_{max} ist das R-Verhältnis R_L in Gleichung (2.2) definiert. Dieses Verhältnis wird häufig zur Beschreibung der Mittellast verwendet.

$$R_L = \frac{L_{min}}{L_{max}} \quad (2.2)$$

Mit der Einführung des R-Verhältnisses lassen sich die Prüfbereiche des Schwingfestigkeitsversuch in drei Bereiche einteilen, Abbildung 2.5 [Nor16]:

- 1. Druckschwellbereich ($R_L = +1$ bis $+\infty$)
- 2. Wechselbereich ($-\infty < R_L < 0$)

- 3. Zugschwellbereich ($R_L = 0$ bis $+1$)

Zum Bestimmen einer Wöhlerlinie wird das R-Verhältnis oder die Mittellast konstant gehalten und die Lastamplitude verändert.

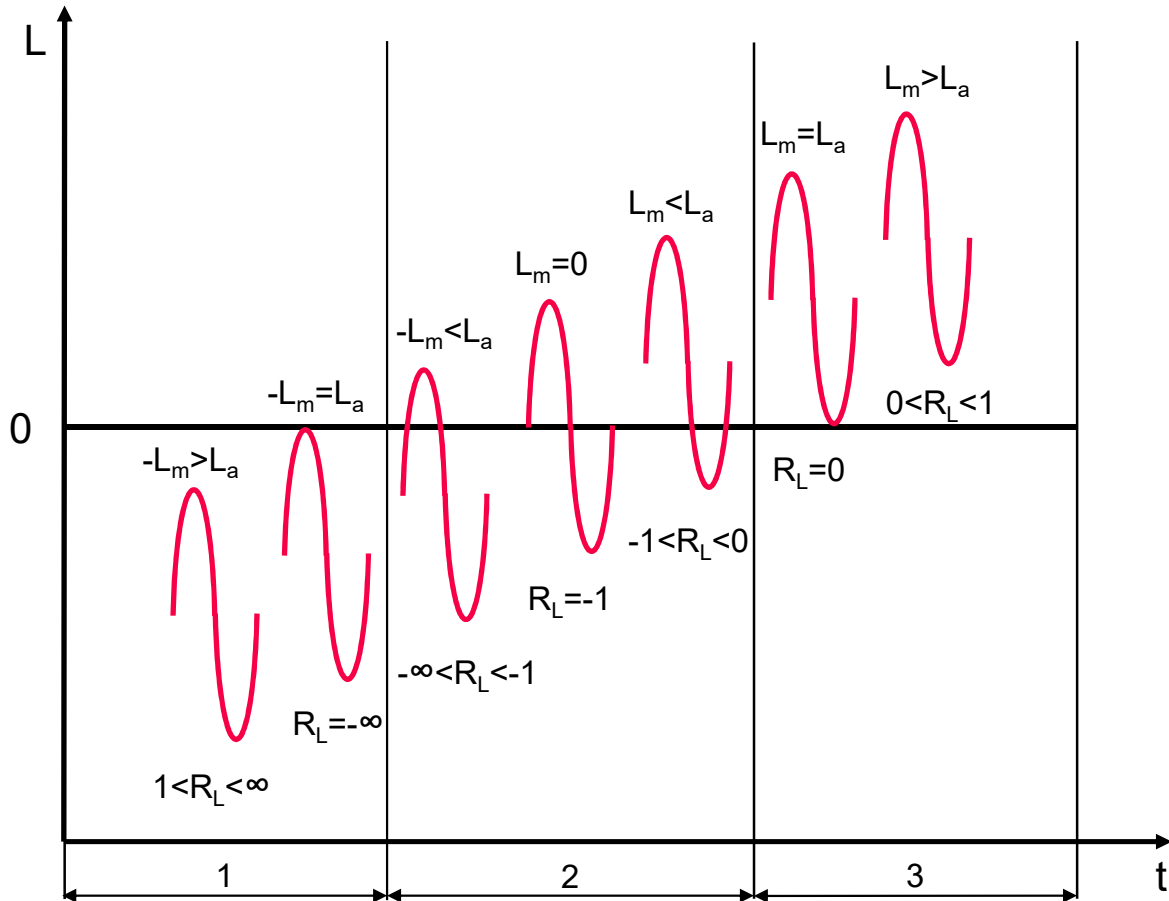


Abbildung 2.5: Prüfbereiche des Schwingfestigkeitsversuchs, in Anlehnung an [Nor16]

3 Prüfmaschinen

Um Schwingfestigkeitsversuche durchführen zu können sind Prüfmaschinen nötig, welche den zu prüfenden Probekörper statisch und dynamisch belasten können. Prüfmaschinen gibt es in den verschiedensten Größen und Ausführungen. Prinzipiell werden die Prüfmaschinen bezüglich ihrer Prüftechnik unterschieden [Nor16]:

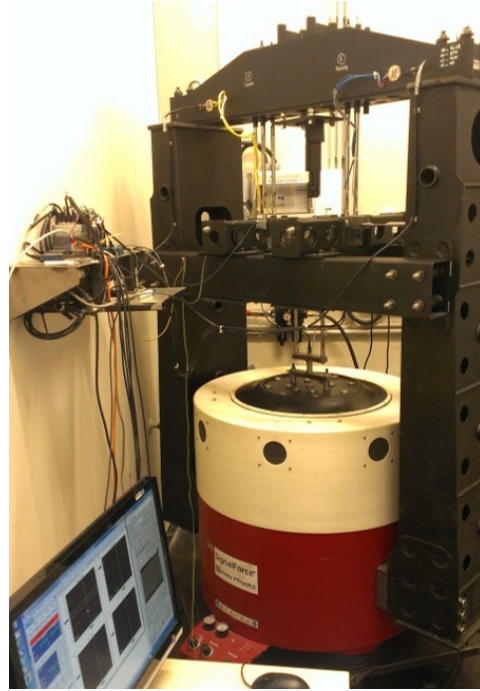
- Resonanzprüfmaschinen
- servohydraulische Prüfmaschinen
- servopneumatische Prüfmaschinen
- elektromechanische Prüfmaschinen
- elektrodynamische Prüfmaschinen
- piezobasierte Prüfmaschinen

In den Abbildungen 3.1(a), 3.1(b) und 3.2 sind beispielhaft eine servohydraulische, eine elektrodynamische und eine Resonanzprüfmaschine dargestellt. Sie kommen in der Prüfhalle des Instituts zum Einsatz.

In dieser Arbeit wird nur auf die am Institut verwendeten servohydraulischen Prüfmaschinen eingegangen.



(a) Servohydraulische



(b) Elektrodynamische

Abbildung 3.1: Prüfmaschine

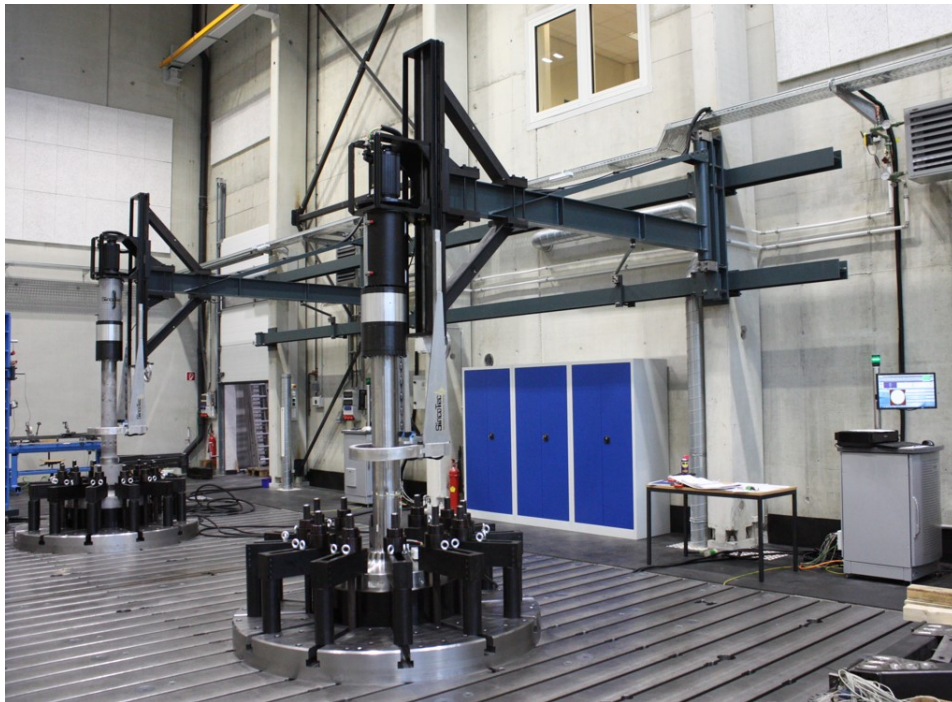


Abbildung 3.2: Resonanzumlaufbiegeprüfstand

3.1 Servohydraulische Prüfmaschine

Die in dieser Arbeit beschriebenen Sondereinspannungen für Schwingversuche sind für servohydraulische Prüfmaschinen konzipiert. Bei dieser Betriebsart erfolgt die Kraftgenerierung hydraulisch. Sie zeichnen sich durch die sehr gute Regelbarkeit aus, es fallen aber hohe Investitions- und Folgekosten an. Prüfmaschinen dieser Art sind meistens ähnlich aufgebaut und bestehen aus folgenden Komponenten [Mes78]:

- Prüfrahmen (mit oder ohne verstellbarer Traverse)
- Hydraulischer Antrieb
- Ventilplatte
- Rückölpumpe
- Leckölpumpe
- Spannvorrichtung
- Drucköleinrichtung
- Schaltschrank
- Elektronische Regeleinheit

Am Institut kommen für die durchgeführten Schwingfestigkeitsversuche zwei HUS60 Prüfmaschinen zum Einsatz. Um die Prüfkapazität weiter zu steigern wird im Rahmen dieser Masterarbeit ein vorhandener Prüfrahmen, Abbildung 3.3, zu einer Prüfmaschine für Schwingfestigkeitsversuche adaptiert.

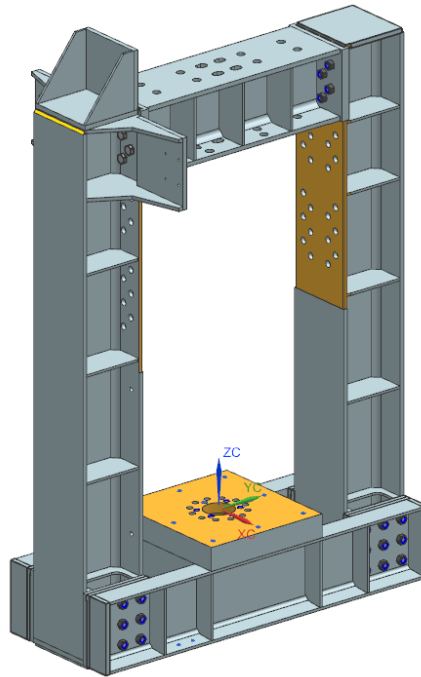


Abbildung 3.3: Vorhandener Prüfrahmen

Die erarbeiteten Einspannungen können universell in den HUS60 Prüfmaschinen und im adaptierten Prüfrahmen aufgebaut werden. In Abbildung 3.1(a) ist eine Prüfmaschine des Typs HUS60 und in Abbildung 3.4 der adaptierte Prüfrahmen mit Komponentenbezeichnung dargestellt.

Um den Prüfrahmen als Prüfmaschine verwenden zu können wird der Prüfrahmen mit zwölf M24 Schrauben mit den Zwischenscheiben verschraubt, welche auf Standrohren stehen. Diese sind notwendig um genügend Platz für die Montage des Prüfzylinders zu schaffen und einen sicheren Stand zu gewährleisten. Die Standrohre haben einen Außendurchmesser von 355,6mm, eine Wandstärke von 30mm und eine Länge von 600mm. Auf dem Prüfzylinder ist ein Aufspannadapter montiert, welcher die Verbindung zur Einspannung herstellt. Gegenüberliegend befindet sich die Traverse mit drei Einstellmöglichkeiten. An ihr werden mit Hilfe einer Anschlussplatte die Kraftmessdose und der zweite Aufspannadapter montiert. Für den sicheren Betrieb wird der Prüfstand mit zwei Spanneisen und acht M24 Gewindestangen auf das Prüffeld gespannt.

Beide Arten von Prüfmaschinen bieten die Möglichkeit den Probekörper sowohl statisch als auch dynamisch zu belasten. Bei statischen Prüfvorgängen kann auf Zug, Druck und mit gesonderten Vorrichtungen auch auf Biegung geprüft werden. Im dynamischen Modus kann im zugschwellenden, im druckschwellenden, und im wechselnden Bereich geprüft werden. In Abbildung 3.5 sind die Beanspruchungsbereiche der HUS60 Prüfmaschine dargestellt [Mes78].

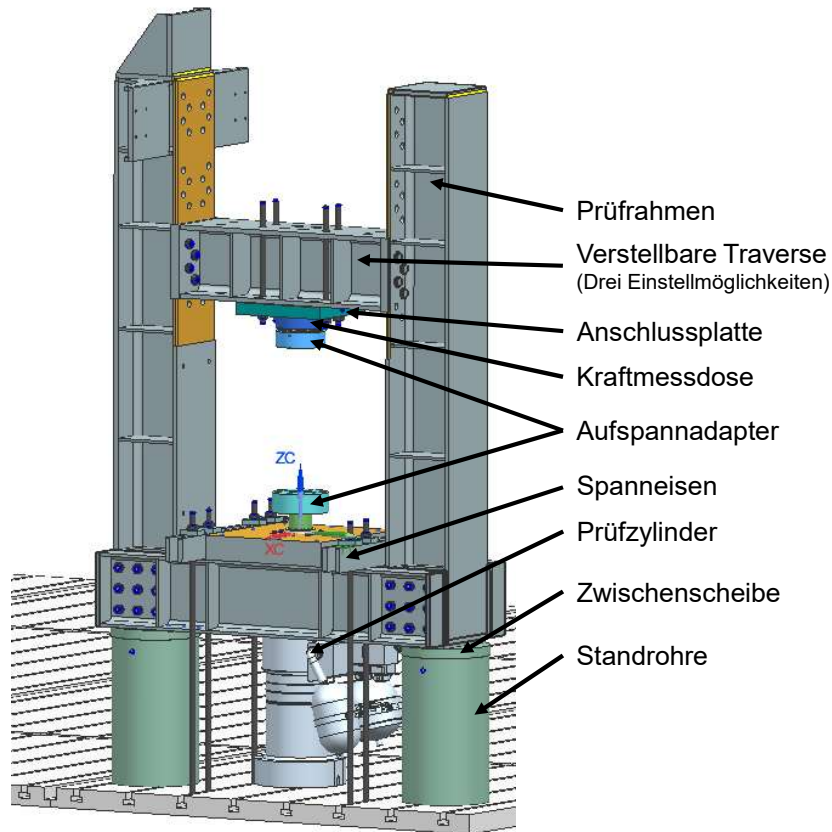


Abbildung 3.4: Für Schwingfestigkeitsversuche adaptierter Prüfrahmen

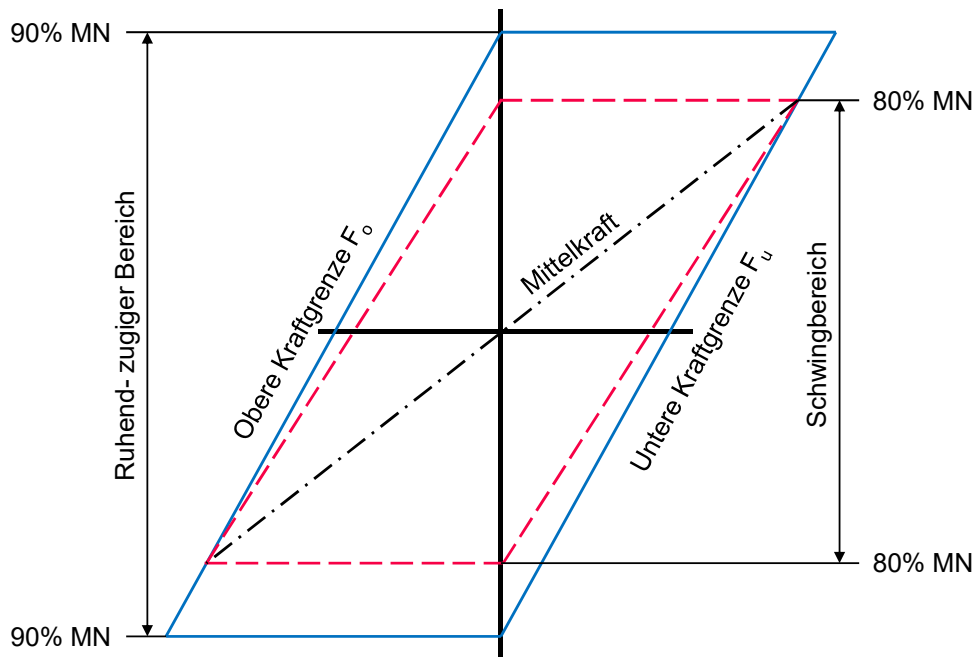


Abbildung 3.5: Beanspruchungsbereiche HUS60, in Anlehnung an [Mes78]

Die Grundabmessungen, mögliche Einspannabmessungen und Prüfkkräfte für beide Prüfmaschinen sind in Abbildung 3.6 und Tabelle 3.1 dargestellt und aufgelistet.

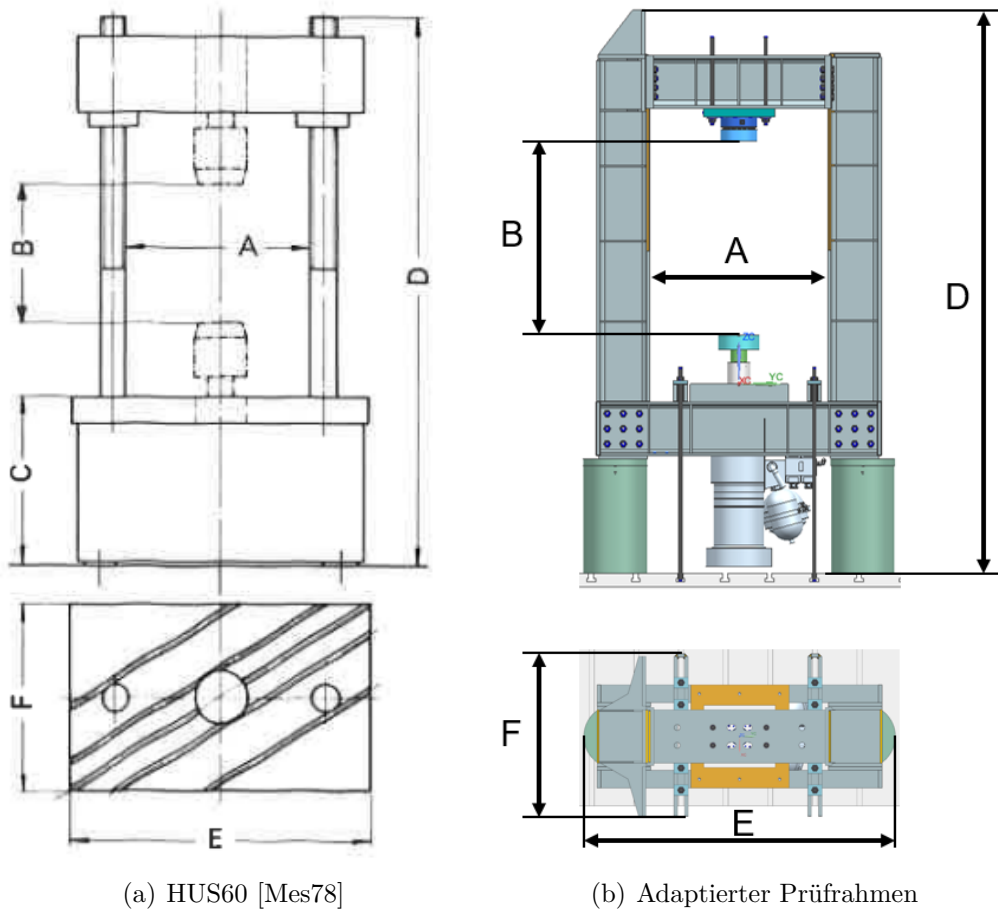


Abbildung 3.6: Schematischer Prüfmascinenaufbau

Tabelle 3.1: Übersicht der Grunddaten der Prüfmascinien [Mes78]

Maschinentyp	Einheit	HUS60	adaptierter Prüfrahmen
max. Prüfkraft	kN	± 600	± 250
Säulenabstand	A (mm)	1000	1000
Spannkopf-abstand	B (mm)	0-750	411-1277
Gesamthöhe	D (mm)	3100	3153
Gesamtbreite	E (mm)	1600	1746
Gesamttiefe	F (mm)	1000	915

3.2 Maschinenfehler

Bei Schwingfestigkeitsversuchen ist zu beachten, dass nur die explizit geforderte Belastung auf den Probekörper wirken soll. Wenn beispielsweise Zug/Druck geprüft werden soll, ist es unerwünscht wenn ein überlagertes Biegemoment auf den Probekörper wirkt. Eine solche Belastungsüberlagerung führt zu verfälschten Ergebnissen. Prüfmaschinenfehlstellungen sind häufig der Grund für unerwünschte Probenkörperfehlbelastungen [Sta03; Mah11].

In der Abbildung 3.7 sind die Maschinenfehler zufolge eines Winkelversatz und eines konzentrischen Versatz dargestellt.

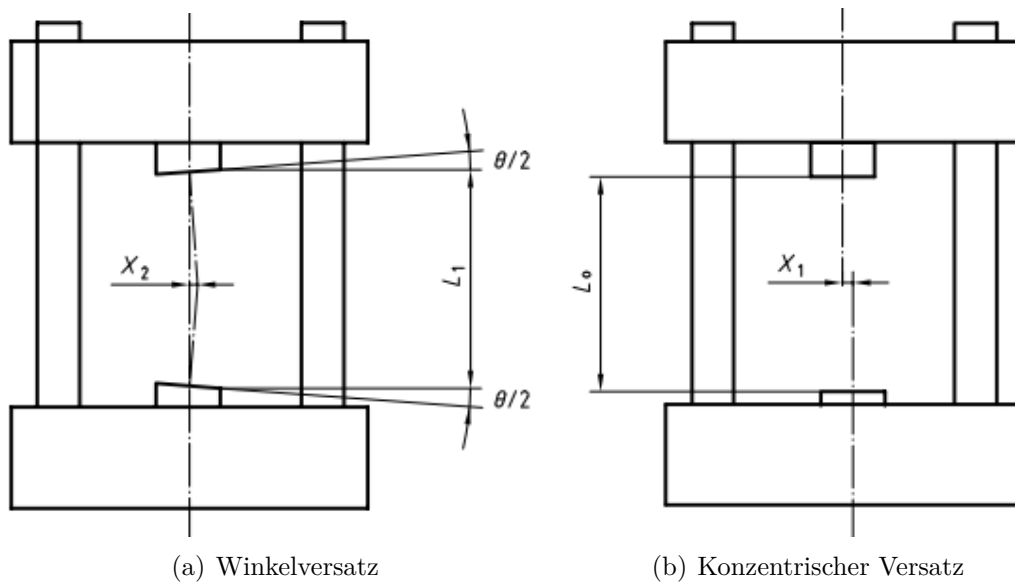


Abbildung 3.7: Maschinenfehler [Sta03]

Mit über dem Umfang befestigten Dehnmessstreifen (DMS) lassen sich die Belastungen und Fehlbelastungen im Prüfquerschnitt bestimmen. Folgende Anordnung der DMS wird empfohlen, Abbildung 3.8.

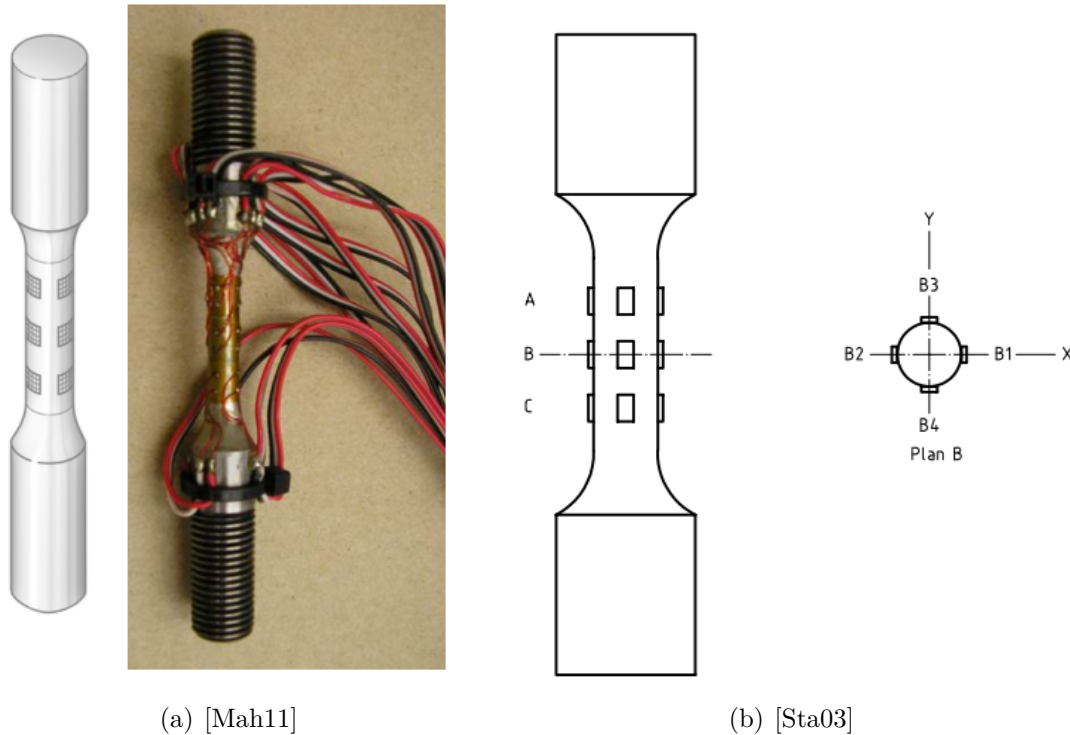


Abbildung 3.8: DMS Anordnung

Aus den Messsignalen der DMS lässt sich die Biegung in einer Ebene berechnen. Diese kann mit Hilfe der folgenden Gleichungen für beide Achsenrichtungen berechnet werden, um dann die gesamte Abweichung in einer Ebene zu bestimmen [Sta03].

Biegung X-X

$$\frac{\epsilon_{A2} - \epsilon_{A1}}{\epsilon_{A2} + \epsilon_{A1}} * 100 = \%A_{X-X} \quad (3.1)$$

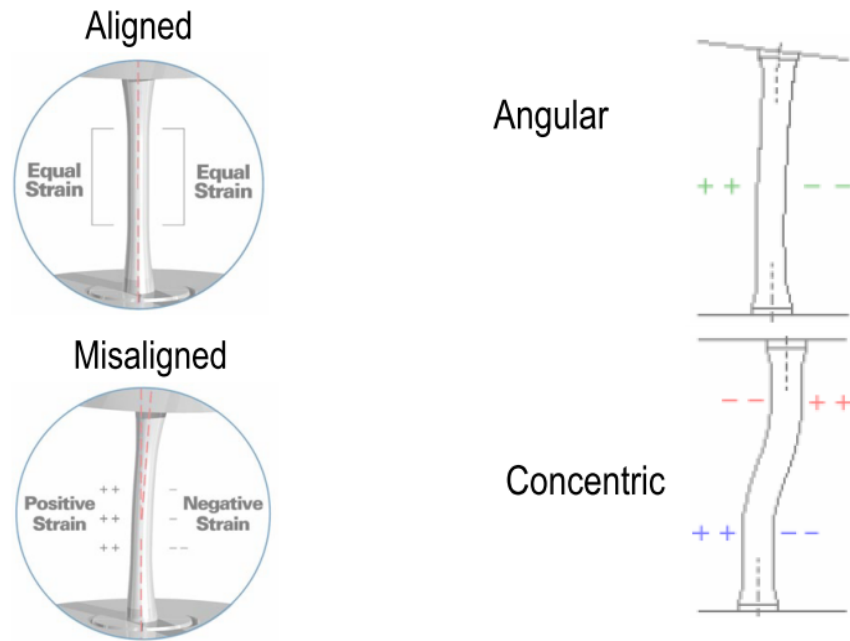
Biegung Y-Y

$$\frac{\epsilon_{A3} - \epsilon_{A4}}{\epsilon_{A3} + \epsilon_{A4}} * 100 = \%A_{Y-Y} \quad (3.2)$$

Biegung in der Ebene A

$$\sqrt{(\%A_{x-x})^2 + (\%A_{y-y})^2} < 5\% \quad (3.3)$$

In gleicher Vorgehensweise kann die Biegung für die beiden weiteren Ebenen berechnet werden. Empfohlen ist eine Abweichung unter 5%. Durch das Vorzeichen der erhaltenen Werte lässt sich auf die Art des Versatz schließen, wie in Abbildung 3.9 ersichtlich ist.



(a) Probenbelastung mit und ohne Maschinenfehler

(b) Probenbelastung nach Fehlerart

Abbildung 3.9: DMS Ergebnis [Mah11]

3.3 Extensometer

Längenänderungsaufnehmer oder Extensometer sind Messgeräte, welche hoch präzise Längenänderungen von Schwingfestigkeitsproben aufzeichnen können. Dabei unterscheidet man zwischen berührend und berührungslos messenden Längenänderungsaufnehmern. In der folgend beschriebenen Problemstellung 1 wird ein berührend messendes Extensometer mit Ansetzaufnehmern verwendet.

In Abbildung 3.10 ist der schematische Aufbau des Messgerätes dargestellt.

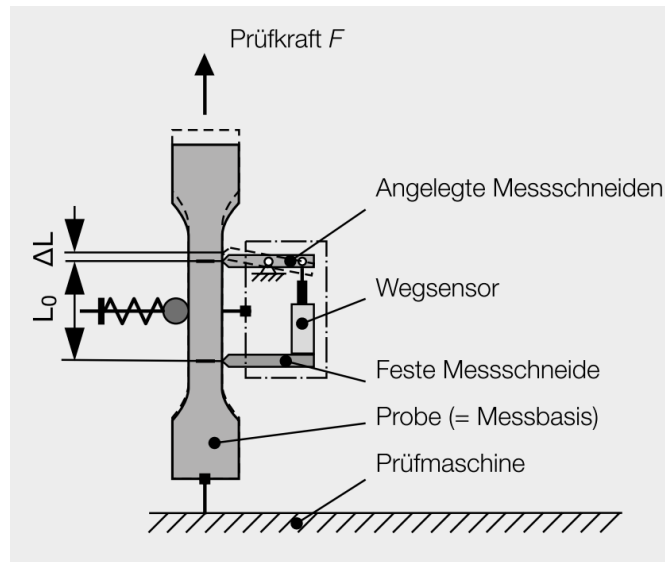


Abbildung 3.10: Funktionsprinzip Extensometer [AG19a]

Der Ansetzaufnehmer wird an den Prüfbereich der Probe aufgesetzt und stellt mit den angebrachten Messschneiden den formschlüssigen Kontakt zum Probekörper her. Über die Messwegübertragung wird das Messsignal von den Messschneiden auf den Wegsensor übertragen. Dieser gibt, entsprechend der gemessenen Dehnung, ein Spannungssignal aus, welches von der Auswertelektronik verarbeitet wird. Mit dieser Messmethode können Genauigkeiten bis zu $0,1\mu\text{m}$ erreicht werden. Bei dieser Versuchsdurchführung kommt ein Extensometer der Firma „Epsilon technology corp.“ mit einem Messschneidenabstand von 25mm und einem Messweg von $\pm 2,5\text{mm}$ zum Einsatz, Abbildung 3.11. Dieses berührend messenden Extensometer erfasst die mittlere Dehnung im Bereich zwischen den Messschneiden. Es können keine lokalen Dehnungsunterschiede erfasst werden [AG19a].



Abbildung 3.11: Verwendetes Extensometer [cor19]

Zum Erfassen von lokalen Dehnungsunterschieden können berührungslose Messsysteme verwendet werden. Diese haben den Vorteil eines sehr breiten Messspektrums. Mit ihnen können Kunststoffe, Elastomere, Drähte, Seile und noch viele weitere Werkstoffe und Geometrien untersucht werden. Die Proben unterliegen keiner Belastung durch Messschneiden und somit können dadurch ausgelöste Verfälschungen der Messergebnisse ausgeschlossen werden. Weitere Vorteile sind eine sehr hohe Lebensdauer, problemlose Verwendung bei unterschiedlichen Temperaturen und die freie Wahl der Messlänge.

Neben der klassischen Messung an zwei Referenzpunkten kann problemlos mit mehreren Messmarken gemessen und somit die Dehnungsverteilung ermittelt werden. Dadurch ist möglich lokale Einschnürungen und Dehnungsänderungen über den Messbereich zu erkennen [AG19a].

In Abbildung 3.12 ist ein berührungslos messendes Extensometer, welches mittels Lasertechnik Dehnungsänderungen aufzeichnet, dargestellt.

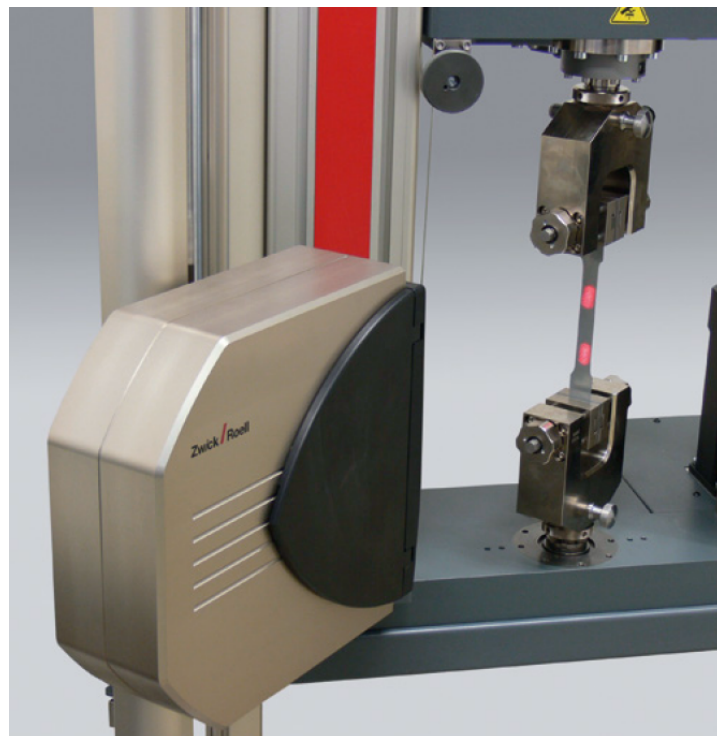


Abbildung 3.12: Berührungslos messendes Laser- Extensometer [AG19a]

4 Einspannung und Probekörper

Die DIN 50100 regelt die Durchführung und Auswertung von Schwingfestigkeitsversuchen. Die Probengeometrie wird im Gegensatz zu Zugproben für den Zugversuch, welche in der DIN 50125 geregelt sind, nicht genau definiert. Wie bereits eingehend erwähnt ist dies auf die zahlreichen spezifischen Fragestellungen zurückzuführen. An Stelle der Definition der Probengeometrie sind in der Norm eine Reihe von Anforderungen und Empfehlungen enthalten, welche für die Gültigkeit des Versuch einzuhalten sind [Nor16; Nor04]:

- In einer Versuchsreihe z.B. bei der Ermittlung einer Wöhlerlinie sind Proben gleicher Beschaffenheit zu verwenden. Dazu zählen der Werkstoff, die Wärmebehandlung, die Fertigungstechnik, die Geometrie aber auch die Oberfläche.
- Die Probengeometrie ist dementsprechend zu wählen, dass die Proben-Anrisse weder im Einspannbereich noch im Übergangsbereich zwischen Prüf- zu Einspannbereich auftreten.
- Proben mit rundem Querschnitt sind Proben mit eckigem Querschnitt vorzuziehen, Anrisse treten häufig an den Ecken auf.
- Proben sollten hochbeanspruchten Bauteilbereichen entnommen werden, wenn sie aus Halbzeugen mit Festigkeitsgradienten über dem Prüfquerschnitt geprüft werden.
- Die Fertigungsparameter, wie z.B. Zustellung, Schnittgeschwindigkeit oder Werkzeugverschleiß, sind genau zu dokumentieren. Sie haben wesentlichen Einfluss auf die Schwingfestigkeit.
- Eigenspannungen können bei der Probenfertigung in die Probe eingebracht werden und können Einfluss auf das Ergebnis haben.
- Die Oberfläche, vor allem die Rauheit, hat großen Einfluss auf die Schwingfestigkeit. Sie sollte bei allen Proben möglichst ident sein und muss dokumentiert werden.
- Überlagerungen von Ermüdungs- und Kriechvorgängen können in Versuchen, bei

denen die Oberspannung in der Nähe der Fließgrenze des Werkstoffs liegt, auftreten.

- Durch Spannungsgradienten infolge Kerben in der Probengeometrie kann der Einfluss des Kriechens minimiert werden.

4.1 Einspannung

Das Forschungskuratorium Maschinenbau (FKM) hat mit einem Fragebogen eine Vielzahl diverser Probekörper und Einspannungen für Schwingversuche von Firmen bzw. Forschungseinrichtungen ausgewertet und veröffentlicht. Das Ziel dieser Untersuchung ist es die Probengeometrie möglichst zu vereinheitlichen und eine bessere Vergleichbarkeit und Aussagekraft der Ergebnisse zu erlangen. Weiters soll das Dokument bei der Wahl der richtigen Probengeometrie und der jeweiligen Versuchstechnik unterstützen. Aus den Auswertungsergebnissen der vielen Fragebögen lassen sich die Einspannungsmechanismen folgendermaßen einteilen [Bus96]:

- Klemmvorrichtung
 - mechanisch durch Reib- und Formschluss
 - mechanisch durch Reibschluss
 - hydraulisch durch Reibschluss
- Gewindeeinspannung

Die für den jeweiligen Anwendungsfall optimale Einspannung wird primär vom Belastungsfall bestimmt. Die gängigen Belastungsfälle sind Zug/Druck, Torsion und Biegung oder Kombinationen daraus. Die Fertigungskosten für Probekörper und deren Einspannung, die vorhandenen Prüfmaschinen und natürlich die Probenanzahl beeinflussen wesentlich die Wahl der Einspannung. Die Wahl fällt meist auf hydraulische Spannvorrichtungen, diese haben den Vorteil des raschen Probenwechsels und der Selbstzentrierung.

In den Normen ISO 12106 und ASTM E606 für dehnungsgeregelte Ermüdungsprüfung werden Ausführungsbeispiele der Einspannungssysteme für runde Probenquerschnitte angeführt.

In Abbildung 4.1 a) und b) sind Einspannsysteme mit formschlüssiger Ausführung dargestellt. Abbildung c) zeigt eine Gewindeeinspannung und Abbildung d) eine reibschlüssige

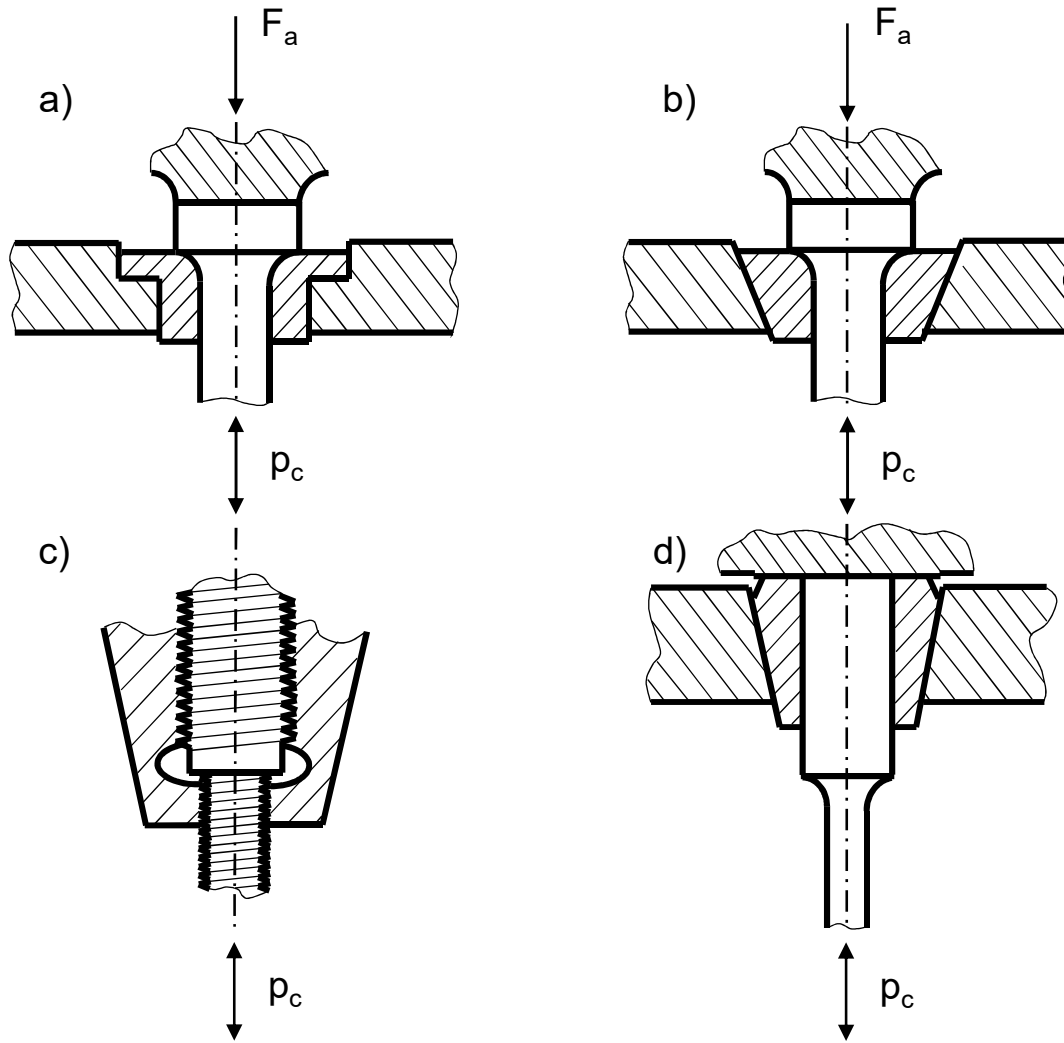
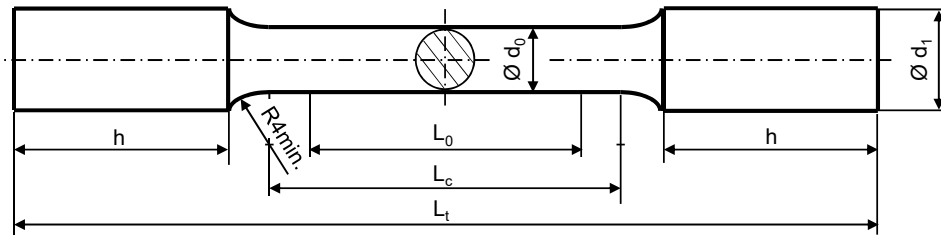


Abbildung 4.1: Einspannungsvarianten, in Anlehnung an [Sta03; TM12]

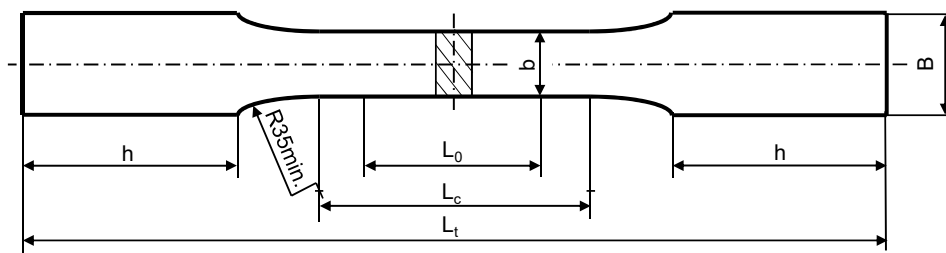
Einspannung. Die Spannkraft kann sowohl mechanisch als auch hydraulisch aufgebracht werden [Sta03; TM12].

4.2 Probekörper

Der Probekörper ist beim Schwingversuch das zu prüfende Werkstück. Generell können die Proben bezüglich ihres Prüfquerschnittes unterteilt werden. Es kommen Proben mit rundem und Proben mit eckigem Prüfquerschnitt zum Einsatz, Abbildung 4.2. Wie bereits erwähnt sind runde Proben den eckigen vorzuziehen.



(a) Runder Prüfquerschnitt



(b) Eckiger Prüfquerschnitt

Abbildung 4.2: Probekörper mit verschiedenem Prüfquerschnitt, in Anlehnung an [Nor04]

In [Bus96] ist eine Vielzahl von diversen Probengeometrien und Einspannungen zusammengefasst und aufgelistet. Dies ermöglicht für spezifische Fragestellungen bereits die richtige Probengeometrie vorschlagen zu können. Weiters soll eine Vereinheitlichung der Probengeometrie zu besserer Vergleichbarkeit und Aussagekraft der Ergebnisse führen.

4.2.1 Probenart

Bezüglich der Probenart wird wie folgt unterschieden:

- Werkstoffproben

- Kerbstäbe
- Modellkörper
- ausgeführte Bauteile

Bei den Werkstoffproben werden Werkstoffeigenschaften geprüft wie, z.B. die Schwingfestigkeitseigenschaften, der Rissfortschritt oder die Bruchzähigkeit von bestimmten Werkstoffen. Mittels Kerbstäben wird unter realitätsnäheren Bedingungen das Bauteilverhalten, aufgrund von Spannungskonzentrationen, geprüft. Versuche an realen Bauteilen können das Bauteilverhalten entsprechend dem späteren Einsatz abbilden. Ist dies aufgrund der Größe bzw. Komplexität nicht möglich, ist es sinnvoll Modellkörper herzustellen und daran den Schwingfestigkeitsversuch durchzuführen [Bus96].

4.2.2 Probenentnahme

Maßgebenden Einfluss auf die Probengröße und Probenform hat das Halbzeug bzw. das Bauteil aus welchem die Probe herausgearbeitet wird. Bei Werkstoffproben sind meist homogene Werkstoffeigenschaften interessant, die verwendeten Halbzeuge weisen jedoch oft anisotrope Eigenschaften auf. Sie können aufgrund mechanischer Bearbeitung, Druckumformung (Walzen) oder einer thermischen Behandlung hervorgerufen werden. Alle Probekörper einer Versuchsreihe sollten deshalb gleich orientiert dem Halbzeug entnommen werden. Eine Orientierungsangabe, z.B. in Bezug auf die Walzrichtung, ist empfehlenswert [Bus96].

4.2.3 Probenfertigung

Aktuell werden Probekörper meist mit CNC- Maschinen gefertigt. Sie haben eine sehr hohe Wiederholgenauigkeit und Maßhaltigkeit. Es gibt kaum Beschränkungen hinsichtlich herstellbarer Geometrien und auch größere Stückzahlen lassen sich effizient und kostengünstig fertigen. Bei der Probenfertigung ist stets darauf zu achten, dass „arbeitsscharfe“ Werkzeuge verwendet werden. Änderungen der Proben Randschichteigenschaften durch Werkzeugverschleiß können ausgeschlossen werden und somit kann die Ergebnisstreuung auf ein Minimum reduziert werden. Dies kann soweit gehen, dass die Werkzeuge nach der Fertigung jeder Probe getauscht werden müssen. Bei der Fertigung der Proben müssen Hinterschnitte und Unterschnitte, wie sie in Abbildung 4.3 an einer Flachprobe dargestellt sind, unbedingt vermieden werden. Solche Abweichungen von der gewünschten Geometrie führen zu Spannungsanstiegen, was zu einer großen Bruchwahrscheinlichkeit an dieser Stelle führt. Solche Versuche sind unzulässig [Bus96].

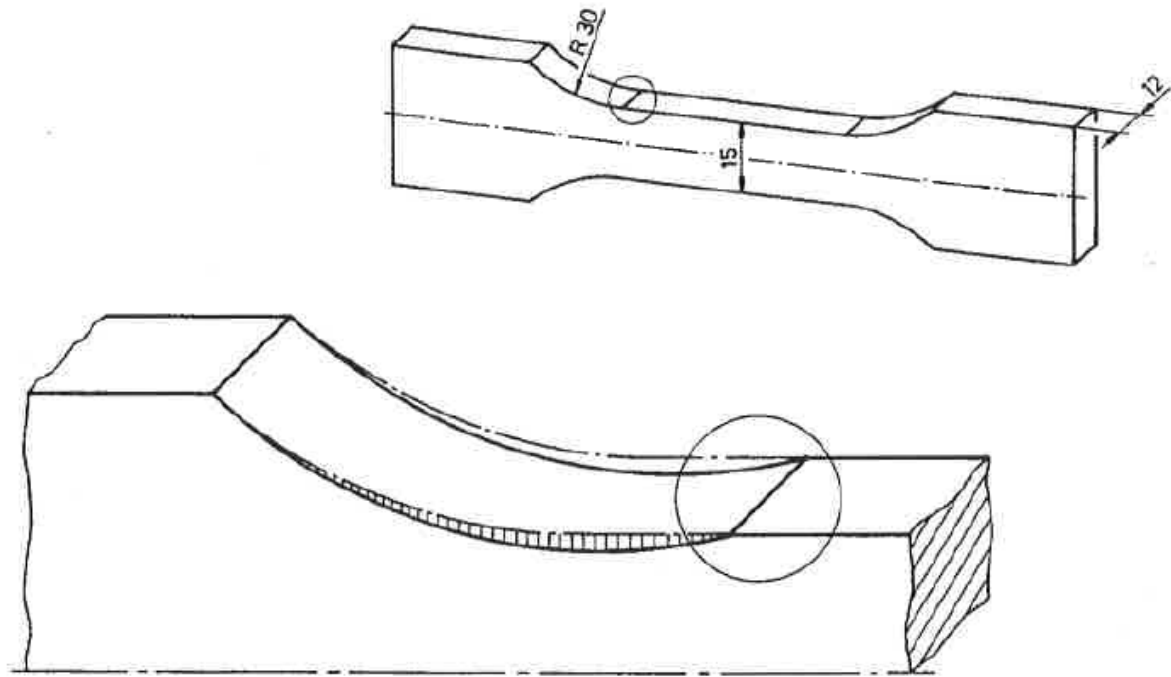


Abbildung 4.3: Unterschnitt bzw. Hinterschnitt am Beispiel einer Flachprobe [Bus96]

Um die Ergebnisstreuung gering zu halten wird empfohlen sämtliche Proben von einem Hersteller zu beziehen, alle Proben einer Charge zu entnehmen, die Proben immer auf der selben Maschine zu bearbeiten und diese immer von der selben Person bedienen zu lassen. Die Proben sind an beiden Probenenden zu kennzeichnen, damit auch bei einem Probenbruch die Enden noch richtig zugeordnet werden können. Zur Kennzeichnung haben sich Erodier beschriftet und Schlagzahlen bewährt [Bus96].

4.2.4 Probengeometrie

Die Wahl des geeigneten Einspannungskonzepts richtet sich primär nach der in der Norm geforderten Vermeidung von Einspannbrüchen. Wesentlichen Einfluss haben auch die vorhandenen Prüfmaschinen, die zu übertragende Belastung und die Fertigungskosten. Es wird empfohlen, dass grundsätzlich der Einspannquerschnitt dem dreifachen Prüfquerschnitt entsprechen soll. Diese Empfehlung ist jedoch nicht bindend und kann je nach Probenform variieren. Bei zu großen Klemmkraften in der Einspannung besteht die Gefahr von Einspannbrüchen. Abbildungen 4.4 zeigt mögliche Ausführungen von Einspannenden. Die Wahl des geeigneten Einspannende richtet sich nach der verwendeten Einspannung. Jeder der Einspannbereiche hat Vor- und Nachteile und muss entsprechend den Versuchsbedingungen ausgewählt werden [Bus96].

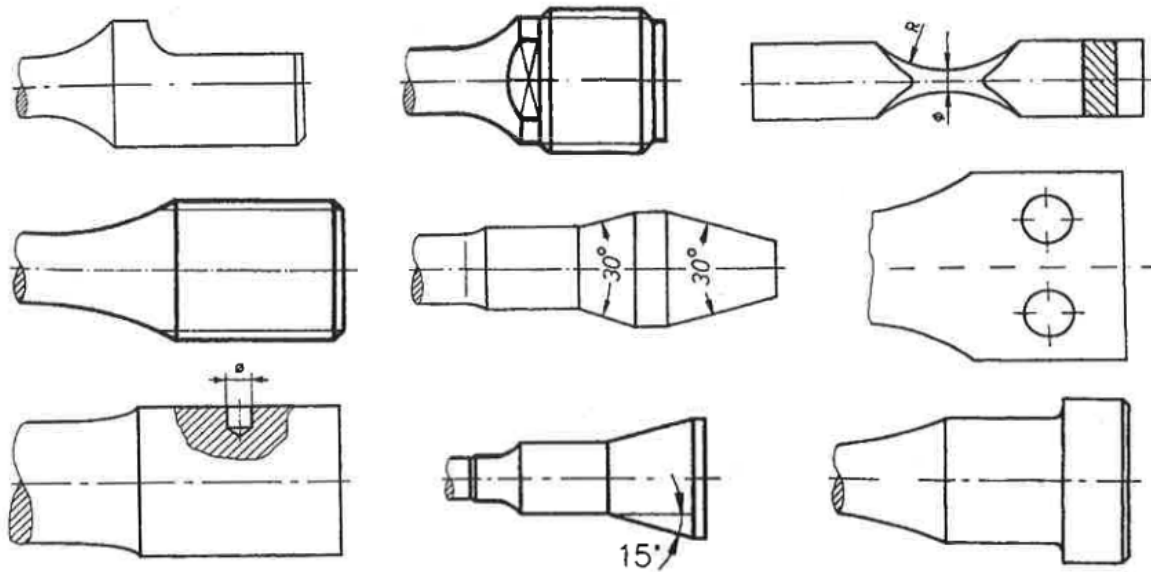


Abbildung 4.4: Beispiele diverser Einspannungen [Bus96]

Für den Übergangsbereich vom Einspannbereich zum Prüfbereich ist die Formzahl α_k entscheidend.

Die Formzahl ist definiert als der Quotient aus Spannungsspitze σ_{max} zu Nennspannung σ_n :

$$\alpha_k = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_n} \quad (4.1)$$

Um einen Probenbruch im Prüfbereich zu gewährleisten muss die maximal auftretende Spannung in diesem Bereich liegen. Im Optimalfall soll die Formzahl außerhalb des Prüfbereichs kleiner als 1 sein. Im Übergangsbereich muss der Durchmesserunterschied zwischen dem Prüf- und dem Einspanndurchmesser überbrückt werden. Dies kann über einen Radius oder besser über eine Radienfolge, einen sogenannten Korbbogen, erfolgen. Jede Durchmesseränderung löst, aufgrund der Änderung des Spannungsflusses, eine Spannungserhöhung in diesem Bereich aus. Der Übergangsbereich des Probekörpers kann mit einer FE- Simulation verbessert werden. Durch die geeignete Wahl der Radien und der Probenlänge lässt sich die Formzahl in Richtung 1 optimieren. Eine sinnvolle Probenlänge und die Fertigungsmaschinengenauigkeit limitieren diesen Optimierungsvorgang.

In Abbildung 4.5 sind die unterschiedlichen Möglichkeiten zur Ausführung des Prüfbereichs dargestellt [Bus96]:

- Hourglass Probe (oben links)
- Glatte, zylindrische Probe (oben rechts)
- Glatte, zylindrische Schulterprobe (mitte)
- Probe mit Radienfolge (unten)

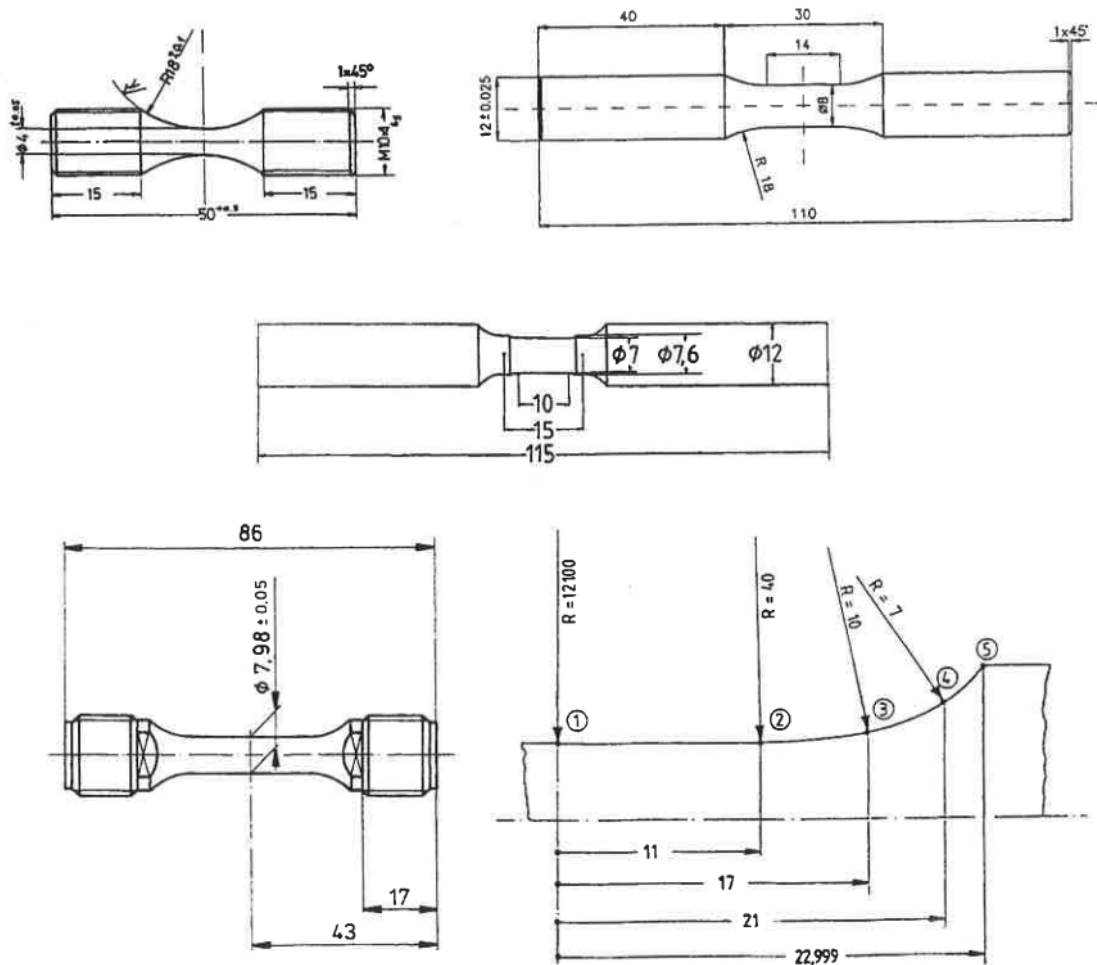


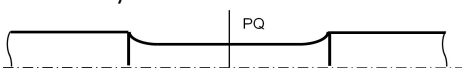
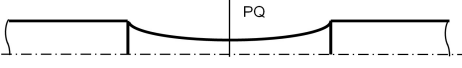
Abbildung 4.5: Ausführungsmöglichkeiten des Prüfbereichs [Bus96]

Der Prüfbereich der „Hourglass Probe“ besteht aus einem durchgehenden Radius. Diese Probengeometrie ist vorwiegend für kraftgesteuerte Schwingfestigkeitsversuche geeignet, die dehnungsgeregelte Versuchsdurchführung ist kaum möglich. Aufgrund des sich ständig ändernden Probendurchmessers gibt es lediglich die Möglichkeit von der gemessenen Querdehnung über die Querkontraktion auf die Längsdehnung zu schließen.

Die „glatte zylindrische Probe“ und die „glatte zylindrische Schulterprobe“ weisen den oben genannten Nachteil nicht auf. Sie haben einen zylindrischen Prüfbereich, durch welchen aber die Gefahr besteht, dass fertigungsbedingte Unterschnitte am Ende des Prüfbereichs auftreten können. Somit besteht die Gefahr von Anrissen außerhalb der Messlänge. Die Nachteile der anderen Geometrien können durch die Wahl der „Probe mit Radienfolge“ vermieden werden. Der Prüfbereich ist mit einem sehr großen Radius ausgeführt, dessen Einfluss meist in der Messgenauigkeit unter geht. Direkt anschließende Radien lösen diesen Radius ab und bilden den Übergangsbereich zum Einspannbereich. Der große Radius begünstigt den Probenbruch in diesem Prüfbereich [Bus96].

In Tabelle 4.1 wird der Einfluss der Probengeometrie auf die Messgröße aufgezeigt. Dabei werden die verschiedenen Probengeometrien auf zwei Prüfbereich zusammengefasst: Zum einen mit zylindrischer Prüfbereich, zum anderen mit durchgehender Radius im Prüfbereich. Die oben beschriebenen „Probe mit Radienfolge“ wird, aufgrund des sehr großen Radius, zu den Proben mit zylindrischen Prüfbereich gezählt.

Tabelle 4.1: Einfluss der Probengeometrie auf die Messgröße im Versuch

Geometrie	Messgröße im Versuch		
	Kraft	Dehnung im Prüfquerschnitt*	
		Längs	Quer
PQ... Prüfquerschnitt * berührendes Messverfahren Zylindrischer Prüfbereich 	✓	✓	✓
Durchgehender Radius im Prüfbereich 	✓	X	✓

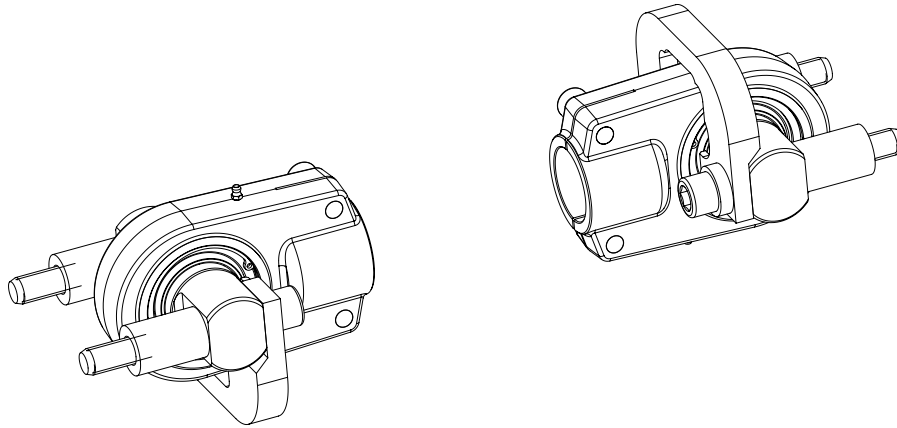
5 Schnittstelle zur Prüfmaschine

Im Rahmen dieser Arbeit werden zwei Sondereinspannungen für Schwingfestigkeitsversuche bearbeitet. Beide Versuche können aufgrund ihrer speziellen Versuchsanforderungen nicht mit vorhandenen Einspannungen durchgeführt werden. Es ist deshalb notwendig spezifische Einspannungen zu entwickeln. Trotz der unterschiedlichen Versuche konnten Gemeinsamkeiten, welche beide Systeme betreffen, erkannt werden:

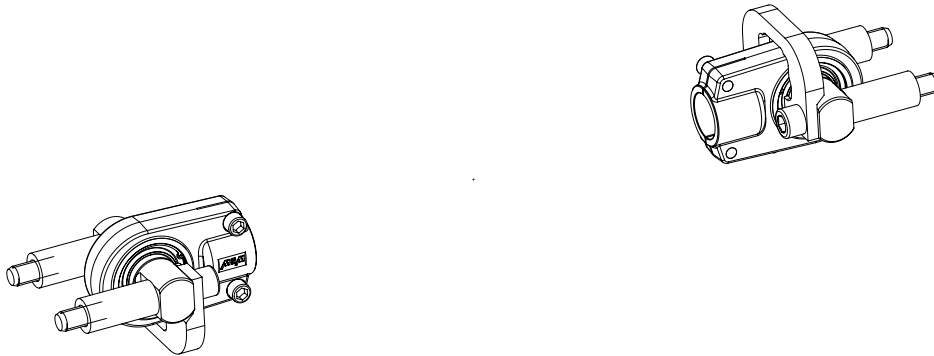
- Biegemomentfreier Lastfall in Prüfquerschnitt
- Universelle Versuchsdurchführung auf der HUS60 Prüfmaschine und dem modifizierten Prüfrahmen
- Schwingfestigkeitsversuch
- Rein schwellende Belastung, ($R_L = 0.1$)
- Geringer Umspannaufwand
- Geringe Prüfstandskosten

In Abbildung 5.1 sind jeweils die Verbindungen zwischen Prüfmaschine und der tatsächlich unterschiedlichen Einspannung dargestellt. Es ist sofort ersichtlich, dass die beiden Verbindungsbaugruppen in beiden Problemstellungen sehr ähnlich aufgebaut sind. Sie bestehen jeweils aus folgenden Komponenten:

- Gelenkkopf (2x)
- Querbolzen (2x)
- Distanzrohr (2x)
- Stützblech (2x)
- Schraube (4x)



(a) Problemstellung 1



(b) Problemstellung 2

Abbildung 5.1: Modularer Aufbau der Sondereinspannungen

Aus den Anforderungen eines biegemomentfreien Lastfalls im Prüfquerschnitt und dem universellen Einsatz auf verschiedenen Prüfmaschinen ist die Idee zur Verwendung von Gelenkköpfen entstanden. Die dynamische Tragzahl C_{dyn} des Gelenkkopfs beträgt 245kN, der Gelenkkopfaugendurchmesser 60mm und das Anschlussgewinde hat die Dimension M58x1,5. Dieser Gelenkkopf eignet sich sehr gut für beide Problemstellungen und kann für ähnliche Einspannungen in seiner Dimension problemlos verändert werden. Durch seinen beweglichen Kopf kann er kleine Maschinenfehler ausgleichen und gewährleistet somit, dass kein Biegemoment der eigentlichen Prüfbelastung überlagert wird. In Abbildung 5.2 ist das Funktionsprinzip des lateralen und angularen Versatzausgleichs mittels Gelenkköpfen dargestellt. Die Maschinenfehler sind in der Prinzipskizze, zum besseren Verständnis, überdimensional dargestellt.

Wie bereits vorher angeführt haben Universalprüfmaschinen die Möglichkeit Maschinenfehler zu korrigieren und können somit überlagerte Belastung im Probenquerschnitt

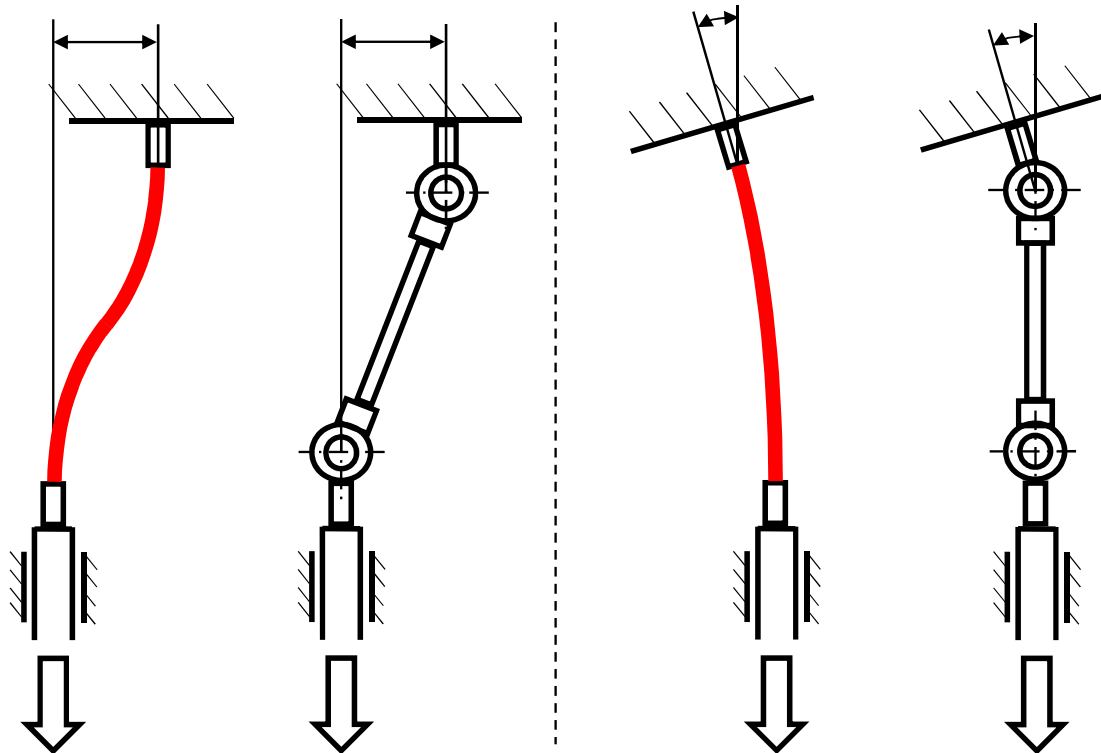


Abbildung 5.2: Lateraler und angularer Versatz, jeweils mit und ohne Versatzausgleich

minimieren. Beim modifizierten Prüfrahmen ist dies jedoch nur beschränkt möglich und daher ist der Einsatz von Ausgleichsbauteilen unerlässlich. Auch bei den HUS60 Prüfmaschinen kann auf das aufwändige Ausrichten verzichtet werden, solange sich die Fehler in Grenzen halten. Einschränkungen gibt es jedoch bei der möglichen Belastbarkeit der Gelenkköpfe. Sie sind nicht spielfrei ausgeführt und können somit nur im Zugschwellbereich verwendet werden. Für Versuche im Wechsel- und Druckschwellbereich sind sie nicht geeignet.

Der Querbolzen ist ein Drehteil welches mit vier Abfräsungen und zwei Bohrungen versehen ist. Er wird in das Gelenklagerauge eingepresst und durch Schrauben mit den Prüfmaschinen verbunden. Bei beiden Problemstellungen kommen leicht modifizierte Bolzen zum Einsatz, da die Belastungen der beiden Einspannungen unterschiedlich sind und verschiedene Schraubendimensionen verbaut werden. Dadurch haben die Bohrungen des Bolzens, des Stützblechs und auch der Distanzrohre, welche sonst baugleiche Bauteile sind, unterschiedliche Durchmesser.

Besonderer Wert wird auf die vielseitige Einsetzbarkeit, auch über diese Problemstellungen hinaus, gelegt. Für eventuelle zukünftige Einspannungen werden mehrere Bohrbilder im Adapter zum Zylinder bzw. zur Kraftmessdose vorgesehen, welche an beiden Prüfmaschinentypen verwendet werden können. In Abbildung 5.3 sind die verschiedenen Bohrbilder dargestellt.

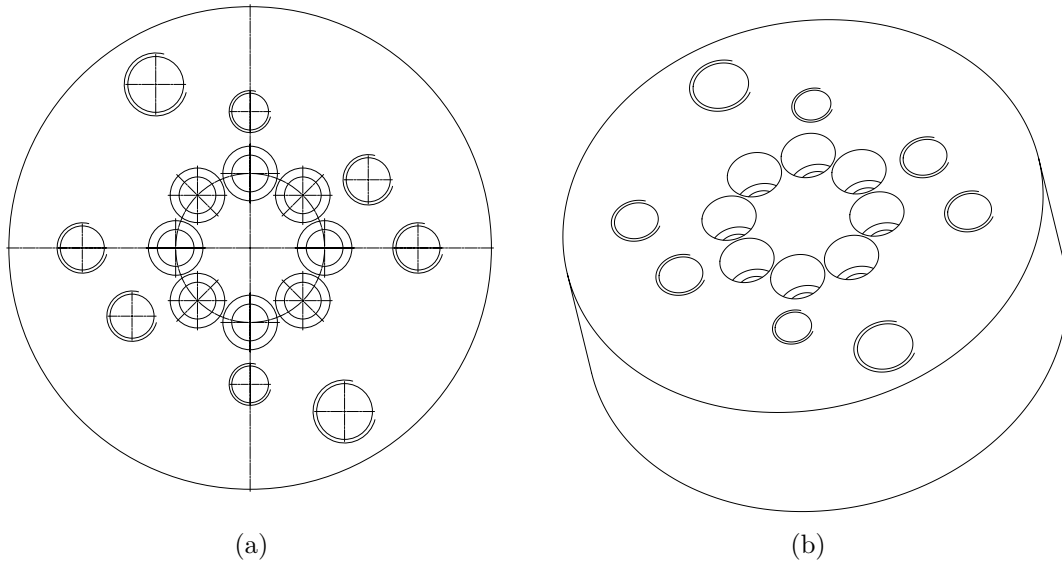


Abbildung 5.3: Bohrbild des Adapters

Der modulare Aufbau und die Einsetzbarkeit für mehrere Einspannungen senkt zudem die Herstellungskosten des Prüfstandes erheblich. Gleichteile und universell einsetzbare Komponenten reduzieren die Kosten.

In den folgenden Kapiteln wird, aufbauend auf dieses Kapitel, die Entwicklung und die Realisierung des sich unterscheidenden Teil der Probeneinspannungen aufgezeigt und erklärt.

6 Problemstellung 1: Schwingversuch mit Probenverreckung

Dieser Versuch ist eine Sonderform des Schwingfestigkeitsversuchs. Die Probekörper werden vor dem eigentlichen Schwingfestigkeitsversuch bis in den plastischen Bereich vorverreckt. Damit werden bleibende Zugdehnungen in den Werkstoff eingebracht. Das Ziel dieses Versuchs ist es den Einfluss dieses Plastifizierens auf die Schwingfestigkeit zu untersuchen. In der Schwingversuch-Matrix, welche in Abbildung 6.1 dargestellt ist, ist die Einteilung dieser Problemstellung ersichtlich. Sie kann dem Bereich Werkstoff mit Eigenspannungen im Zugbereich zugeordnet werden.

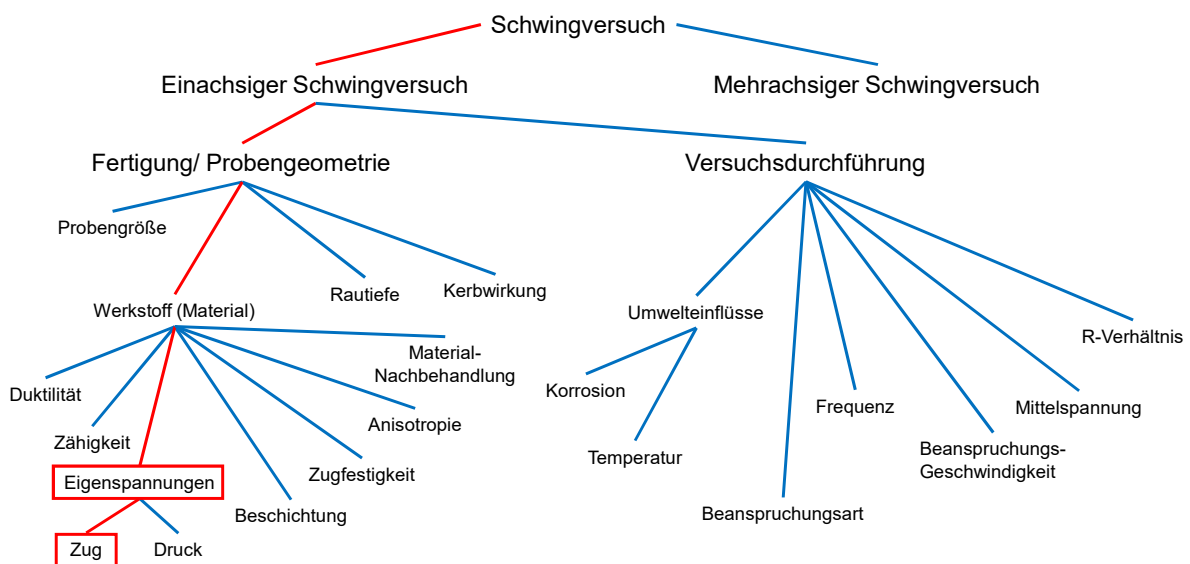


Abbildung 6.1: Einordnung der Problemstellung 1 in die Schwingversuch-Matrix

6.1 Problemstellung

In der folgenden Aufzählung wird die Anforderungsliste aufgezeigt, welche zu Beginn der Entwicklung definiert wurde:

- Biegemomentfreier Lastfall im Prüfquerschnitt ✓
- Universelle Versuchsdurchführung auf der HUS60 Prüfmaschine und dem modifizierten Prüfrahmen ✓
- Schwingversuch mit dehnungskontrollierter Vorreckung auf verschiedenen Niveaus
- Rein schwellende Belastung, ($R_L = 0.1$)
- Geringer Umspannaufwand
- Geringe Prüfstandskosten

Zu Beginn dieser Entwicklung waren die ersten beiden abgehackten Punkte noch nicht erarbeitet. Erst die Verwendung der in Kapitel 5 beschriebenen Verbindung von der Prüfmaschine zur tatsächlichen Einspannung, bei beiden Problemstellungen, haben es ermöglicht die Gemeinsamkeiten zusammenzufassen. Somit wird im weiteren Fortlauf dieses Dokuments der biegemomentfreie Lastfall und der universelle Einsatz auf beiden Prüfmaschinen als definiert angenommen.

Die Zugeigenspannungen werden im Werkstoff mit einer Streckung der Probe in den plastischen Bereich eingebracht. Hierfür ist es nötig die Größe der eingebrachten Spannung möglichst genau zu kennen. Die Wegmessung des Zylinders könnte dafür zwar verwendet werden, sie ist jedoch aufgrund der Dehnung der Bauteile und dem Spiel zwischen den Bauteilen sehr ungenau. Aus diesem Grund kommt zur Ermittlung der Dehnung ein Extensometer zu Einsatz. Die Wahl ist auf das zum Equipment des Institut gehörende, berührend messende und in Abbildung 3.11 dargestellte Messinstrument gefallen.

Aus der Notwendigkeit der Montage eines Extensometers, ist eine Einschränkung auf die ansonsten frei definierbare Probengeometrie entstanden. Die Forderung ist dabei eine zylindrische Probengeometrie im Bereich des zu prüfenden Querschnitts, gemäß Tabelle 4.1.

Um den Einfluss der Eigenspannungen auf die Schwingfestigkeit erfassen zu können sind eine Vielzahl von Proben notwendig. Der Versuch soll mit vier verschiedenen Vorreckniveaus durchgeführt werden. Die benötigte Anzahl der Proben zum Erstellen eines Wöhlerdiagramms ist abhängig vom Versuchsdurchführungsverfahren und von der geforderten Treffsicherheit für die Abschätzung vom Mittelwert, von der Standardabweichung

oder der Neigung der Zeitfestigkeitsgeraden. Für diesen Versuch wird die Probenanzahl für jedes Vorreckniveau auf 15 festgelegt. Dadurch ergibt sich eine Probenanzahl von 60 Stück. Ein geringer Umspannaufwand erleichtert die Versuchsdurchführung und verkürzt den Zeitaufwand [Nor16].

6.2 Konzeptentwicklung

Nach der Definition der Anforderungen an die Einspannung dieses Schwingfestigkeitsversuches sind mehrere Konzepte erarbeitet worden. Die Konzepte sind noch nicht im Detail konstruiert, zeigen jedoch das jeweilige Funktionsprinzip. In Folge werden die verschiedenen Konzepte aufgezeigt und jeweils Vor- und Nachteile der Konstruktionen genannt. Es ist Anzumerken, dass bei einigen Konzepten die Biegemomentminimierung nur bedingt oder mit anderen Varianten ausgeführt ist. Für die Versuchsdurchführung ist die Verwendung des adaptierten Prüfrahmens geplant. Deshalb werden hydraulische Spannsysteme für diesen Anwendungsfall nicht berücksichtigt. Im Vorfeld wurden an dem vorliegenden Probenwerkstoff erfolgreich LCF Versuche durchgeführt. Konzept II stellt eine geringe Adaption der hierfür verwendeten Einspannung dar.

6.2.1 Konzept I Kegeleinspannung

Als erstes Konzept wird eine Kraftübertragung mittels einer Kegelverbindung angedacht. Die beiden angeführten Konzepte sind für die Einspannung in den Universalprüfmaschinen vorgesehen, deshalb ist der universelle Einsatz nur begrenzt möglich. Ein großer Vorteil dieser Einspannungen ist die Einbausicherheit. Der Probeneinbau kann außerhalb der Maschine erfolgen und die Einspannung kann dann mit hydraulischen Spannpacken gefahrlos eingespannt werden. Um einen sehr schnellen Probenwechsel mit geringem Umspannaufwand zu gewährleisten, werden das Gehäuse und das Gegenkegelstück zweiteilig ausgeführt. Zum Ausgleich von Maschinenfehlern wird eine Drehpfanne vorgeschlagen, welche einen biegemomentfreien Lastfall im Prüfquerschnitt gewährleistet.

Kegeleinspannung ohne Gewinde

In Abbildung 6.2 ist die erste Variante von Konzept I dargestellt. Dabei wird die Radialkraft der Kegelverbindung, welche über den zweiteiligen Gegenkegel und das Gehäuse frei übertragen wird, durch einen dickwandigen Ring abgestützt. Der große Vorteil dieses Konzepts ist ein sehr schneller Probenwechsel welcher ohne Lösen von Schraubverbindungen realisierbar ist.

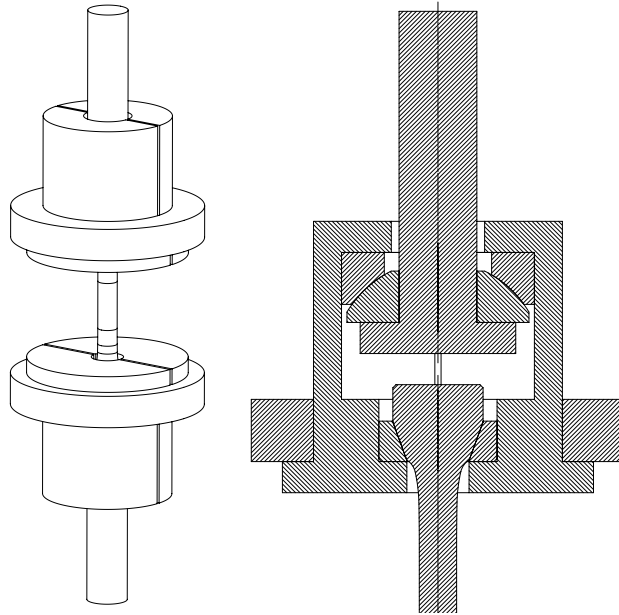


Abbildung 6.2: Konzept I ohne Gewinde

Kegeleinspannung mit Gewinde

Die zweite Variante des Konzepts I ist der ersten Variante sehr ähnlich. Diese ist in Abbildung 6.3 dargestellt. Der Unterschied zwischen den beiden Varianten liegt in der Radialkraftabstützung. Während die Abstützung in der ersten Variante mittels eines Rings erfolgt und somit nicht veränderbar ist, wird sie in der zweiten Variante mit einer mittels Wellenmutter verspannten Kegelpaarung realisiert. Dadurch kann eine verbesserte Justierbarkeit der Klemmung gewährleistet werden, welche jedoch mit einem erhöhten Fertigungsaufwand der Prüfstandkomponenten und mit größerem Umspannaufwand einher geht. Das durch einen Sägeschnitt geteilte Gewinde, auf der Außenseite des Gehäuses, erfordert sehr enge Fertigungstoleranzen und eine längerfristige Funktion dieser Schraubverbindung kann nur sehr schwer garantiert werden.

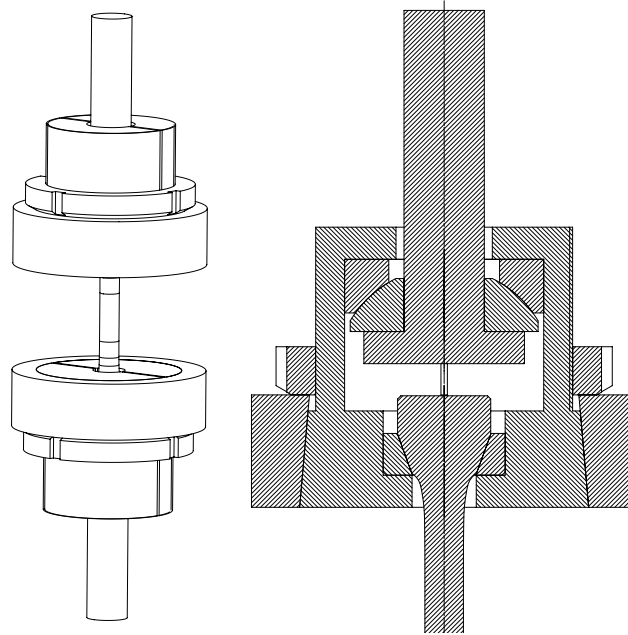


Abbildung 6.3: Konzept I mit Gewinde

6.2.2 Konzept II Kegeleinspannung, Adaption einer bestehenden Einspannung

Wie bereits oben erwähnt stellt das Konzept II, Abbildung 6.4, die Adaption des bestehenden Prüfstands dar, welcher für die LCF- Versuche verwendet wurde. Dieser Prüfaufbau ist für spielfrei wechselnde Belastung konzipiert. Dabei ist die Probenumspannung sehr aufwendig. Es ist nötig 20 Schrauben zu lösen, welche den Probekörper über eine Kegelverbindung und einen Spannring fixieren. Nach Probenpositionierung müssen die Probe wieder mittels der Kegelverbindung und dem Spannring fixiert werden. Die Hauptherausforderung besteht darin, die Schrauben über den Umfang möglichst gleichmäßig anzuziehen, was sich als schwer möglich herausstellt. Die Probe ist somit ungleichmäßig verspannt eingebaut. Da dieser Versuch schwelend im Zugbereich durchgeführt wird, kann die hintere Spannbuchse adaptiert werden. Dadurch können die Versuche nicht mehr im Druckbereich gefahren werden, das Umspannen erleichtert sich jedoch wesentlich und an das gleichmäßige anziehen der Schrauben muss nicht mehr gedacht werden. Der Umspannvorgang ist aber immer noch aufwendig. Dem Vorteil der geringen anfallenden Kosten, aufgrund der Wiederverwendung bestehender Prüfstandkomponenten, stehen folgende Nachteile gegenüber. Es können keine Maschinenfehler ausgeglichen werden und die Einspannung kann nicht universell an beiden Maschinentypen eingesetzt werden.

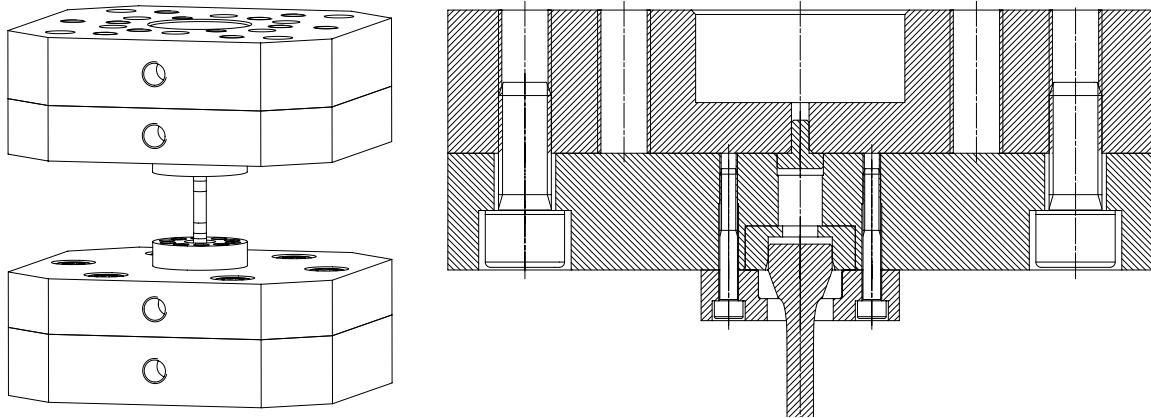


Abbildung 6.4: Konzept II

6.2.3 Konzept III Gewindeinspannung

Das Konzept III beruht auf dem Prinzip der Gewindeinspannung. Dabei kommen die in Kapitel 5 beschriebenen Gelenkköpfe zum Ausgleich von Maschinenfehlern zum Einsatz. Die Einspannungen können durch den verbauten Querbolzen und der Schraubverbindung universell an den HUS60 Prüfmaschinen und dem adaptierten Prüfrahmen eingesetzt werden. Aufgrund der verwendeten Standardbauteile und der bereits vorhandenen Komponenten halten sich die Kosten für die Einspannkonstruktion in Grenzen. Der Nachteil welcher bei diesem Einspannkonzept eine Rolle spielt, ist die Einbausicherheit. Die Schraubverbindung zum Zylinder muss bei laufender Maschine angezogen werden und erfordert die Maschinenfunktion „Probenschutz“. Befindet sich der Zylinder in dieser Funktion, vermeidet er unerwünschte Probenbelastungen, indem er Kolbenstangenbelastungen nachregelt. Die Verschraubung zur Kolbenstange kann angezogen werden, die Probe wird nicht belastet.

Gewindeinspannung geklemmt

Abbildung 6.5 stellt die erste Variante des Konzeptes III dar. Dabei erfolgt die Kraftübertragung von der Einspannung zum Probekörper mittels eines geklemmten Gewindes. Dadurch wird die Verdrehung des Probekörpers vermieden und das Gewindespiel überbrückt. Das Öffnen und Schließen der Klemmverbindung stellt einen zusätzlichen Aufwand beim Probenwechsel dar.

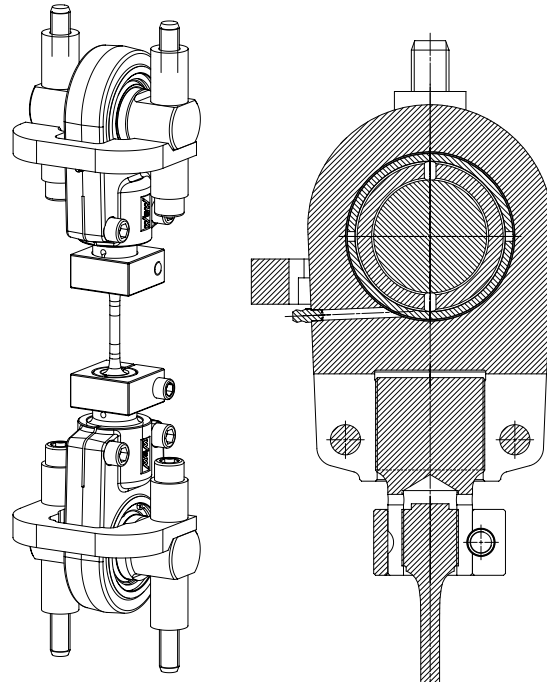


Abbildung 6.5: Konzept III geklemmtes Gewinde

Gewindeinspannung ungeklemmt

Bei einer Versuchsdurchführung im schwellenden Zugbereich ist die Überbrückung des Gewindespiels nicht unbedingt erforderlich. Die zweite Variante wird in der Abbildung 6.6 dargestellt, dabei wird auf die Klemmvorrichtung verzichtet. Durch diesen Verzicht kann der Fertigungs- und Kostenaufwand für die Einspannung deutlich reduziert werden.

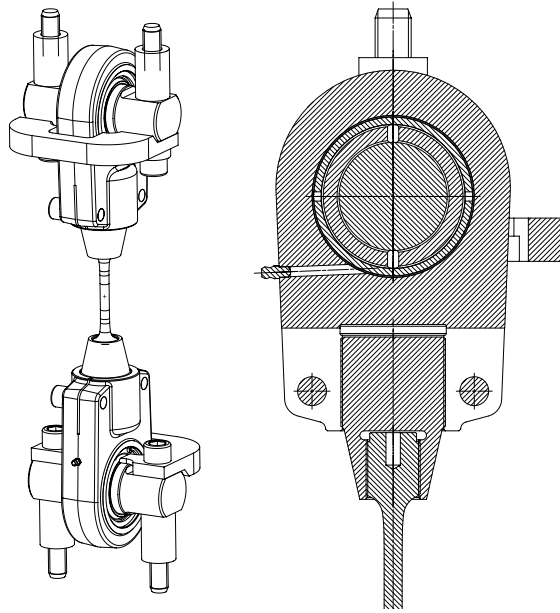


Abbildung 6.6: Konzept III ungeklemmtes Gewinde

6.2.4 Gegenüberstellung und Bewertung der Konzepte

Um die genannten Vor- und Nachteile der oben angeführten Konzepte besser einschätzen und bewerten zu können, werden sie in der Matrix 6.1 nochmals zusammenfassend angeführt.

Dabei werden die Kriterien Prüfstandskosten, Umspannaufwand, universeller Einsatz, biegemomentfreier Lastfall, Einbausicherheit und Realisierbarkeit bewertet. Die Bewertungsskala reicht von „-“, sehr schlecht zutreffend, bis „++“, sehr gut zutreffend. Dazwischen werden noch die Bewertungsstufen „-“, „~“ und „+“, also „schlecht zutreffend“, „mittel“ und „gut zutreffend“ verwendet.

Nun kann die Summe der Einträge gebildet werden. Daraus kann geschlossen werden, welches Konzept sich am besten eignet. An dieser Stelle ist sofort ersichtlich, dass Konzept III empfehlenswert ist. Die beiden Varianten des Konzept III sind prinzipiell sehr ähnlich. Die Entscheidung ist auf die zweite Variante des Konzepts III gefallen, welche im folgenden Kapitel genau beschrieben wird. Die Klemmung des Gewindes ist bei der Versuchsdurchführung mit einem R-Verhältnis von 0,1 nicht nötig. Theoretisch heben sich die Kräfte, welche aufgrund der Gewindebelastung entstehen und ein Ein- bzw. Ausschrauben auslösen, gegenseitig auf, somit wird das Verdrehen der Probe verhindert. Sollten diese Kräfte aufgrund von Fertigungstoleranzen und Ungenauigkeiten trotzdem nicht gleich groß sein, kommt es zwar zu einer Verdrehung, welche aber aufgrund der selben Gewindeorientierung nur eine Parallelverschiebung in der Einspannung hervorruft.

Tabelle 6.1: Entscheidungsmatrix zur Konzeptauswahl

	Konzept I Ohne Gewinde	Konzept I Mit Gewinde	Konzept II	Konzept III Geklemmtes Gewinde	Konzept III Ungeklemmtes Gewinde
Prüfstandskosten	-	-	++	+	+
Umspannaufwand	++	+	--	+	++
Universeller Einsatz	~	~	--	++	++
Biegemomentfreier Lastfall	++	++	--	++	++
Einbausicherheit	+	+	+	~	~
Realisierung	+	-	+	++	++
Summe	5+	2+	2-	8+	9+

Diese wird mit Kontakt am Außenkörper gestoppt. Dadurch ist gewährleistet, dass sich die Probe nicht aus der Einspannung drehen kann und eine Gewindeklemmung ist nicht nötig.

6.3 Detaillierung des ausgewählten Konzept

Variante zwei des Konzepts III erfüllt die Punkte der Anforderungsliste am besten. In den folgenden Unterkapiteln wird die auftretende Belastung, die Auslegung und die Simulation der verwendeten Bauteile und Komponenten bis hin zur fertigen Konstruktion erläutert. Die finale Einspannung ist in Abbildung 6.7 dargestellt.

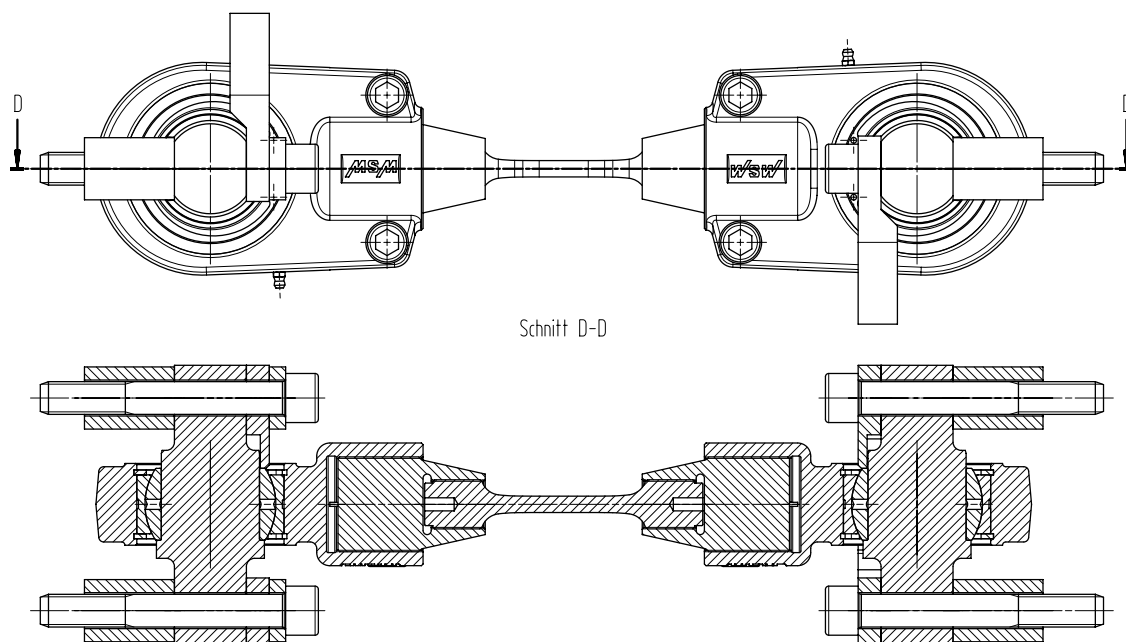


Abbildung 6.7: Zusammenbauzeichnung der Einspannung

6.3.1 Belastung

Die größte Belastung der Einspannung ist das plastische Vorrecken der Probe vor dem Schwingversuch. Um Fehler oder sogar Ausfälle der Einspannung auszuschließen wird die Einspannung dauerfest auf diese Belastung ausgelegt. Die Zugfestigkeit des zu prüfenden Werkstoffs beträgt $R_m = 1200\text{MPa}$. Sie stellt das maximale Vorreckniveau und

die kritischste Belastung für die Einspannung dar. Unter Anwendung der Formel (6.1) kann die maximal auftretenden Zugkraft ermittelt werden.

$$R_m = \frac{F_z}{A_0} \Rightarrow F_z = R_m \cdot A_0 \quad (6.1)$$

Für einen Probendurchmesser im Prüfquerschnitt von 10mm ergibt sich eine Querschnittsfläche von $A_0 = 78,54\text{mm}^2$ und somit eine maximale Zugkraft von $F_z = 94,25\text{kN}$. Da in der Versuchsdurchführung keine maximale Vorreckung bis auf das Niveau der Zugfestigkeit vorgesehen ist, wird für die Auslegung die konservative Zugbelastung von $F_z = 100\text{kN}$ festgelegt.

Der Hersteller gibt für den verwendeten Gelenkkopf eine ertragbare dynamische Tragzahl $C_{dyn} = 245\text{kN}$ an (Abbildung 8.2), somit kann die Sicherheit gegen Dauerbruch wie folgt bestimmt werden:

$$S_{dyn} = \frac{F_z}{C_{dyn}} = 2,45 \quad (6.2)$$

Die Schraubverbindung zwischen den Querbolzen zu der Prüfmaschine wird nach VDI 2230 durchgeführt und die Schraubendimension M20 ausgewählt.

6.3.2 Probengeometrie

Die Probengeometrie hat sich unter der Berücksichtigung mehrerer notwendiger Anforderungen ergeben. Generell gibt es für diesen Versuch keine Einschränkungen hinsichtlich der Probengeometrie, nur das Rohmaterial soll bestmöglich ausgenutzt werden. Es handelt sich um ein rundes Stangenmaterial mit dem Durchmesser von $D=90\text{mm}$. Es ist vorgesehen aus diesem Material 4 Proben im Querschnitt herauszuarbeiten. Für diese Versuchsdurchführung ist ein zylindrischer Prüfquerschnitt gefordert, da für das Plastifizieren vor dem eigentlichen Schwingversuch ein Extensometer angebracht werden muss. Der Prüfbereich weist einen Durchmesser von 10mm und eine zylindrische Prüflänge von 30mm auf. Um einen Probenbruch im Übergang zwischen Prüf- und Einspannbereich zu vermeiden, wird mit einer Finite Elemente Simulation der Übergangsbereich durch einen Korbbogen mit kleiner werdenden Radien optimiert. Dadurch kann die theoretische Spannungserhöhung in den Übergängen reduziert werden. In diesem Fall wird die Radienfolge mit $R=1000\text{mm}$, $R=500\text{mm}$, $R=100\text{mm}$ und $R=12\text{mm}$ festgelegt. Die Auswahl der Radienfolge wird durch die Probenlänge, die Fertigungsmaschinengenauigkeit und dem Durchmessersprung begrenzt. Erklärungen zu den stirnseitig ausgeführten Bohrungen folgen im nächsten Kapitel. Die Bohrungen haben einen Durchmesser von 8mm und eine Tiefe von 18mm . Für die Verbindung der Probe mit dem Zwischenstück sind Feingewinde mit der Dimension $M30\times 1,5$ vorgesehen. Die Abbildung 6.8 zeigt die Fertigungszeichnung der Probe.

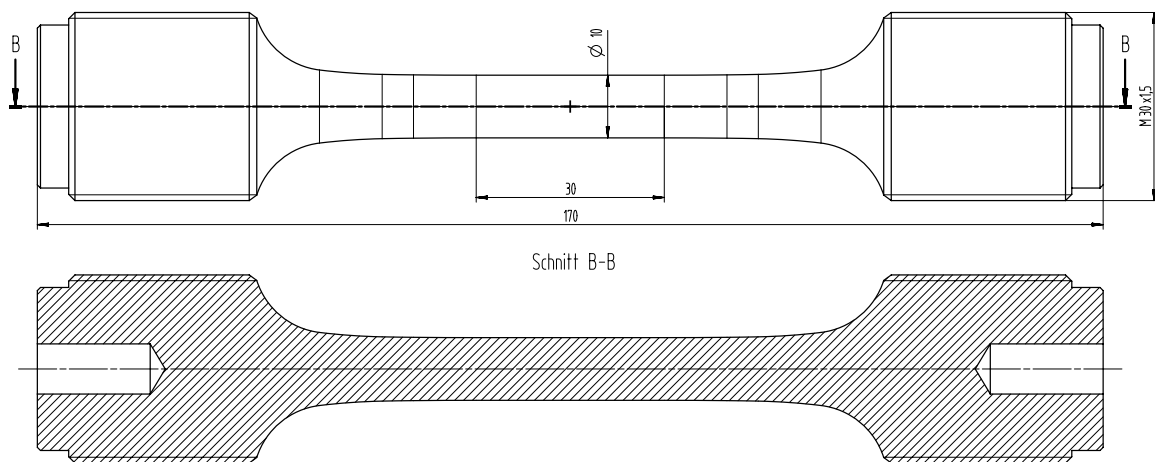


Abbildung 6.8: Fertigungszeichnung der Probengeometrie

6.3.3 Optimierter Kraftfluss in den Gewindegängen

Gewinde haben grundsätzlich aufgrund ihrer Geometrie das Problem einer hohen Kerbwirkung. Zusätzlich werden nicht alle Gewindegänge gleich belastet, meist wird nur von den ersten drei Gewindegängen gesprochen, welche nahezu die ganze Kraft übertragen. Um einen Probenbruch in den meist belasteten Gewindegängen zu verhindern, wird diese Thematik genauer untersucht. Mit einer FE- Rechnung, welche mit der Software Siemens NX durchgeführt wird, wird versucht die Einspannsituation zu simulieren. Es wird versucht das ansonsten sehr komplexe Gewinde in einem zweidimensionalen achsensymmetrischen Modell abzubilden. Dabei wird jedoch die Gewindesteigung vernachlässigt. Es kann keine quantitative Aussage bezüglich der Gewindebelastung getroffen werden, jedoch kann aber der qualitativ der Einfluss diverser Parameter auf die Kraftübertragung untersucht werden. Zu Beginn wird die Aussage, dass nur wenige Gewindegänge die ganze Kraft übertragen, überprüft. In Abbildung 6.9 ist das vernetzte Modell für diese FE-Analyse dargestellt. Das Netz wird durch die Software automatisch mit CQUADX8 Elementen mit der Größe von 0,2mm aufgebaut. Die Elementgröße hat sich durch sukzessive Verkleinerung der Elemente und dem Vergleich der Rechenergebnisse ergeben. Unter der Elementgröße von 0,2mm verändert sich das Rechenergebnisse unwesentlich und die Netzgröße hat keinen Einfluss auf das Ergebnis.

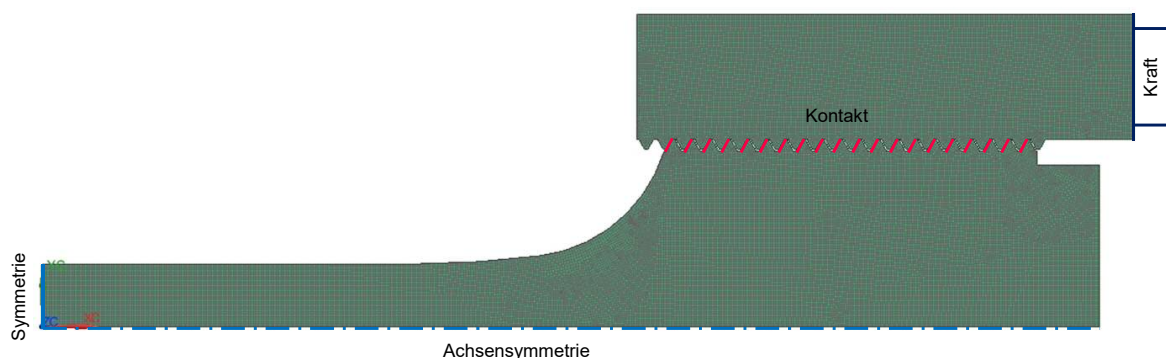


Abbildung 6.9: Variante I Simulationsmodell

Das Modell ist achssymmetrisch um die eingezeichnete Strich-Punkt-Linie aufgebaut. In Probenmitte wird eine Symmetriebedingung definiert und am Außenstück eine Kraft in Achsrichtung von 100kN aufgebracht. Die Gewindeverzahnung wird detailgetreu abgebildet und zwischen den „Zähnen“ eine Kontaktbedingung mit einem statischen Reibkoeffizienten von $\mu = 0,14$ definiert. Das Ergebnis dieser FE- Rechnung ist in den Abbildungen 6.10 und 6.11 zu sehen.

In der ersten Abbildung ist der Tensorplot der größten Hauptnormalspannungen und in der zweiten Abbildungen der Kontaktdruck, welcher sich zwischen den Gewindeflanke ausbildet, dargestellt. Der maximale Kontaktdruck beträgt $p_{Kontakt} = 152\text{MPa}$ und tritt

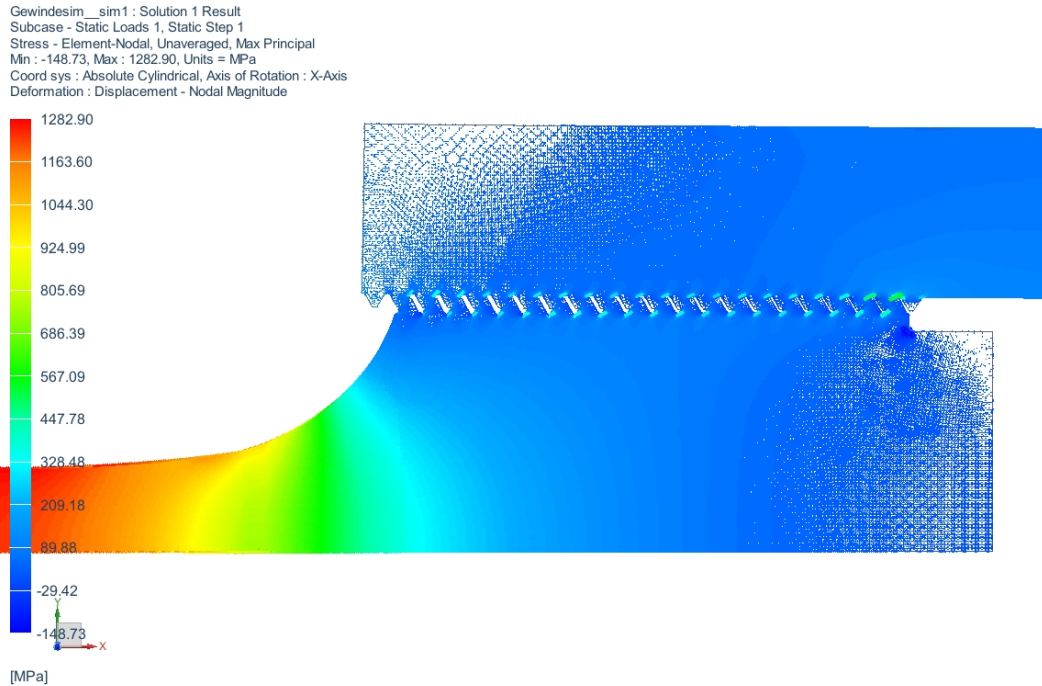
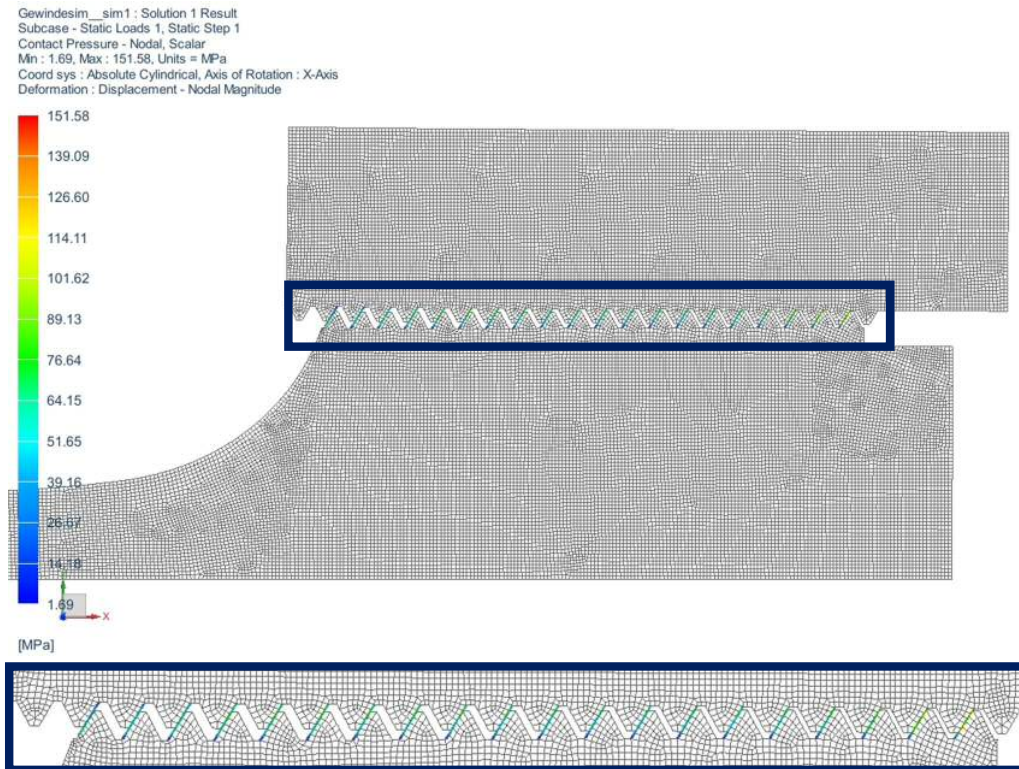


Abbildung 6.10: Variante I Ergebnis: Tensorplot

am letzten Gewindegang auf. In den Diagrammen der Ergebnis- Abbildungen ist der Mittelwert des Kontaktdrucks zwischen Innen- und Außenflanke des jeweiligen Gewindegangs über die Gewindegänge der Gewindeverbindung dargestellt. An dieser Auswertung ist zu erkennen, dass in diesem Fall tatsächlich der Großteil der Kraft von nur wenigen Gewindeflanken übertragen wird. Der Unterschied zwischen dem absolut maximalen Kontaktdruck und dem im Diagramm ersichtlichen maximalen Kontaktdruck ist auf die Mittelung der Maximalwerte der beiden Zahnflanken zurückzuführen.



Variante 1: Mittelwert der Maximalwerte des Kontakt-Druck

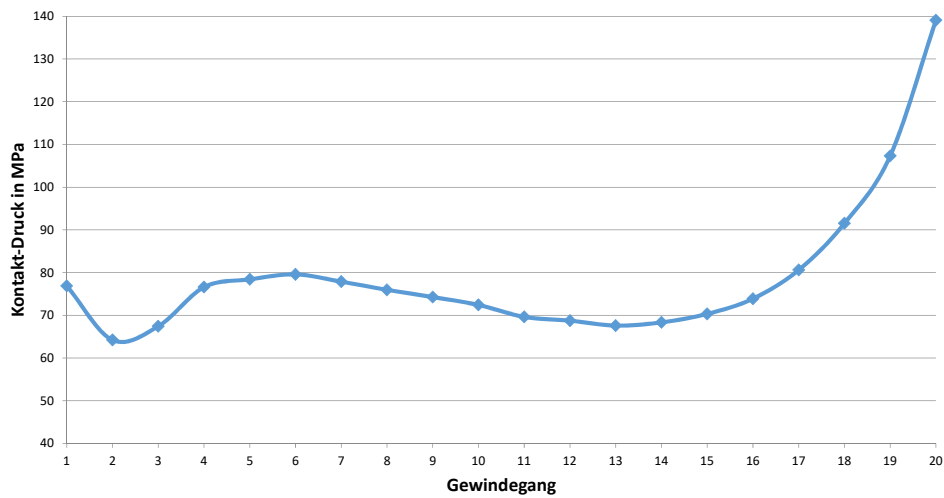


Abbildung 6.11: Variante I Ergebnis: Kontakt-Druck

Zum besseren Verständnis und zur Validierung der Simulation wird an dieser Stelle ein zweites sehr ähnliches Modell untersucht. Lediglich die Krafteinleitung wird an einer anderen Stelle des Außenstücks realisiert, wobei der Betrag und die Achsrichtung die selbe bleiben. Diese Modell repräsentiert eine klassische Verschraubung zwischen Schraube und Mutter. In den Abbildungen 6.12, 6.13 und 6.14 sind wiederum das Modell und die Ergebnisse dargestellt.

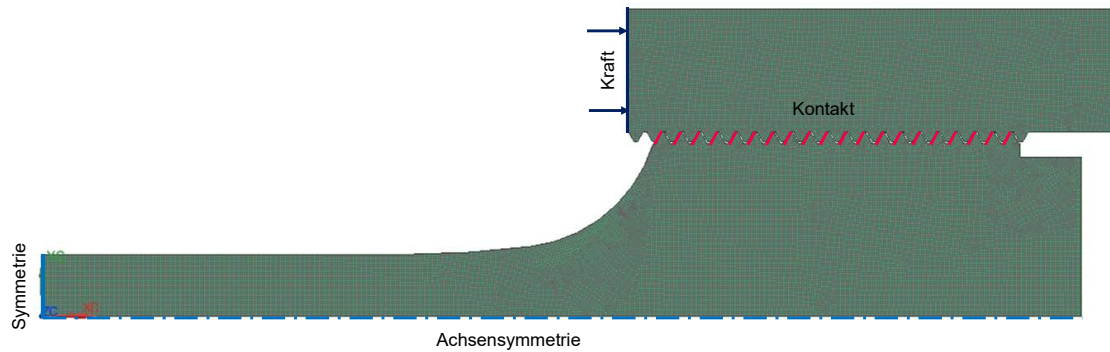


Abbildung 6.12: Variante II Simulationsmodell

Die Auswertung des Kontaktdrucks zeigt bei dieser Variante, dass sich die meist belasteten Gewindegänge, im Vergleich zum ersten Modell auf die Gegenseite verlagert haben. Der Maximale Kontaktdruck beträgt $p_{Kontakt} = 149\text{MPa}$.

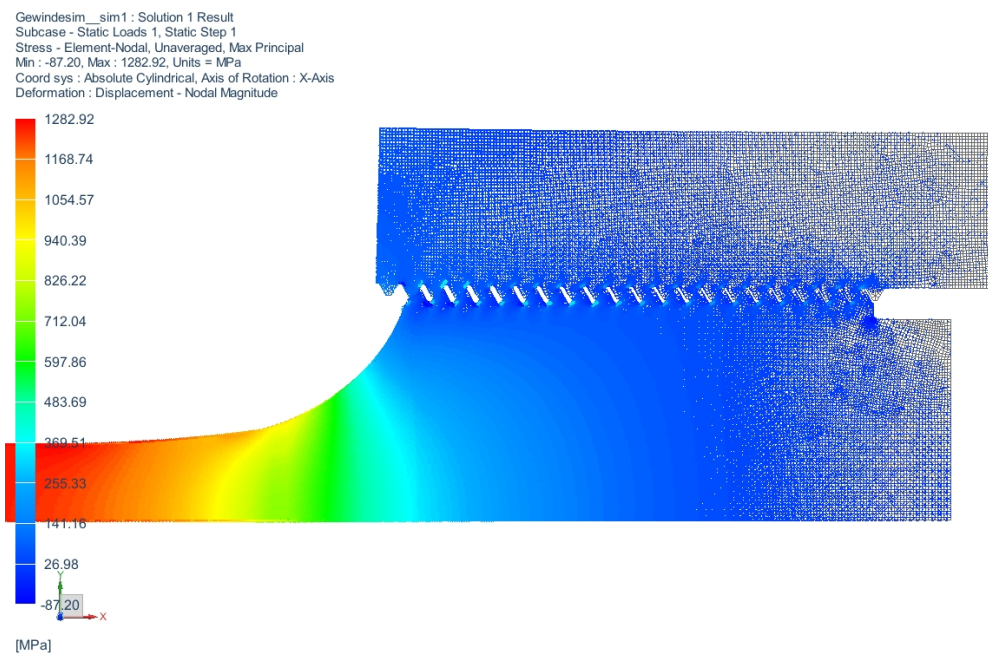
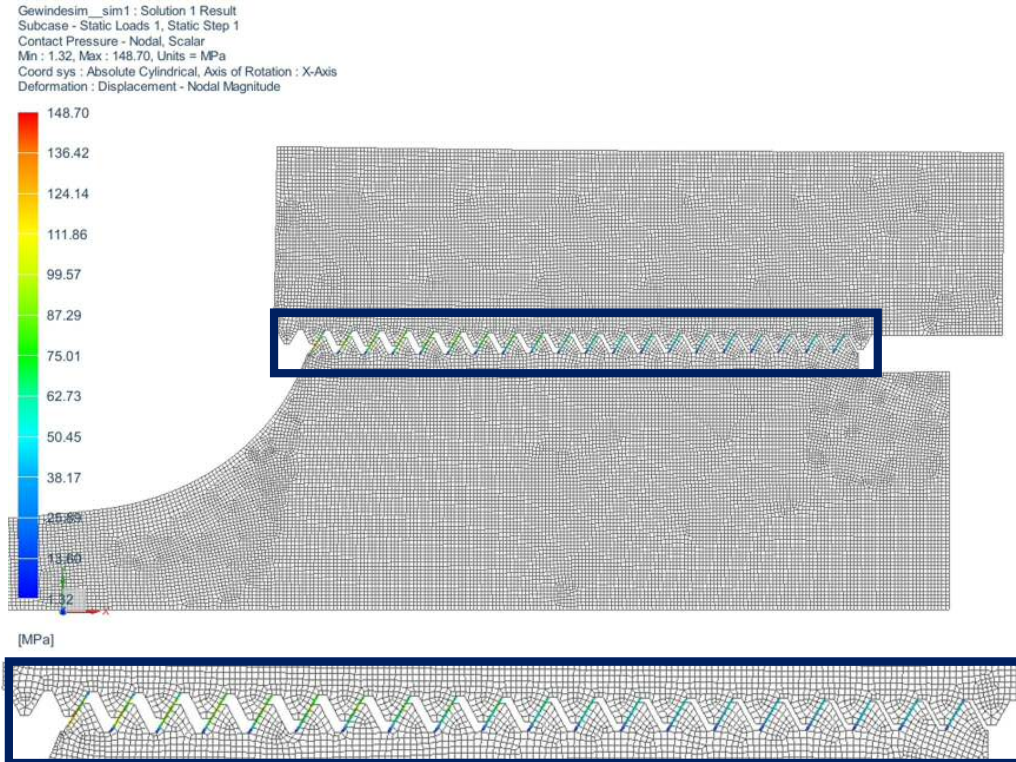


Abbildung 6.13: Variante II Ergebnis: Tensorplot



Variante 2: Mittelwert der Maximalwerte des Kontakt-Druck

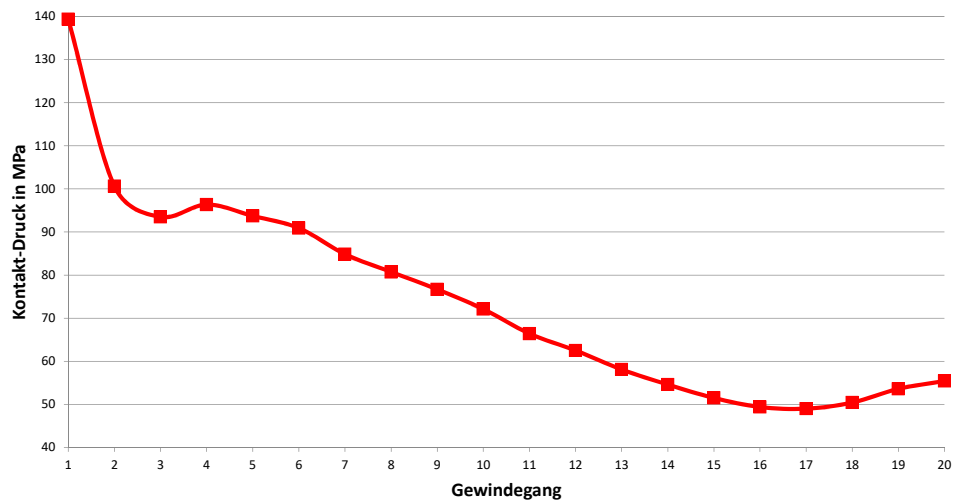


Abbildung 6.14: Variante II Ergebnisse: Kontaktdruck

Aus den beiden Rechenergebnissen ist erkennbar, dass der Kraftfluss, welcher den Tensorverlauf abbildet, mit dem ersichtlichen Kontaktdruck korreliert. Auf Grund dieser Erkenntnis und einer Vielzahl von Iterationsschritten dieser Modelle wird versucht den Kraftfluss möglichst gleichmäßig über die Gewindeverschraubung zu verteilen, um die Gewindegänge gleichmäßig zu belasten und die Spannungsspitzen bestmöglich zu minimieren. Das beste Ergebnis kann mit der in den Abbildungen 6.15, 6.16 und 6.17 dargestellten geometrischen Optimierung erreicht werden.

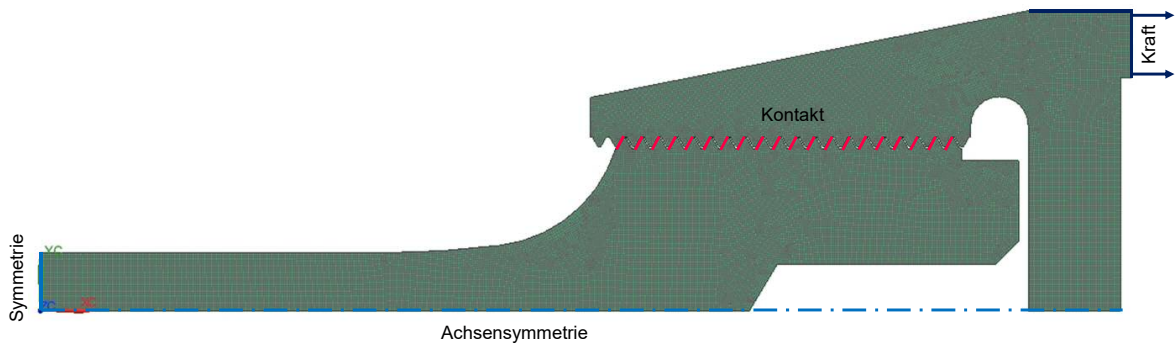


Abbildung 6.15: Variante III Simulationsmodell

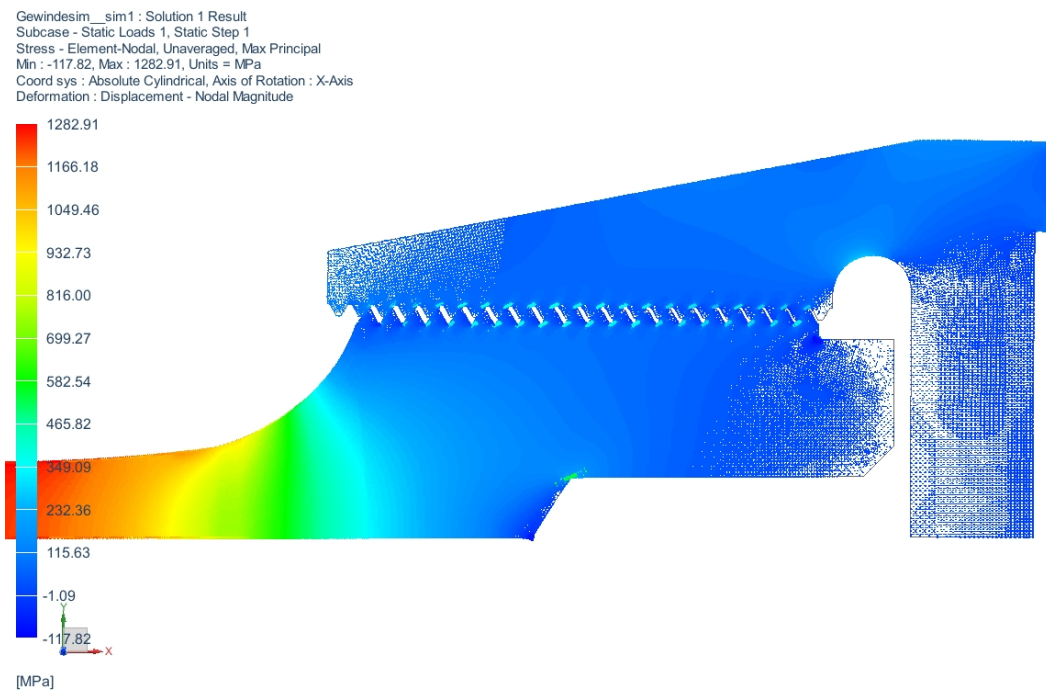
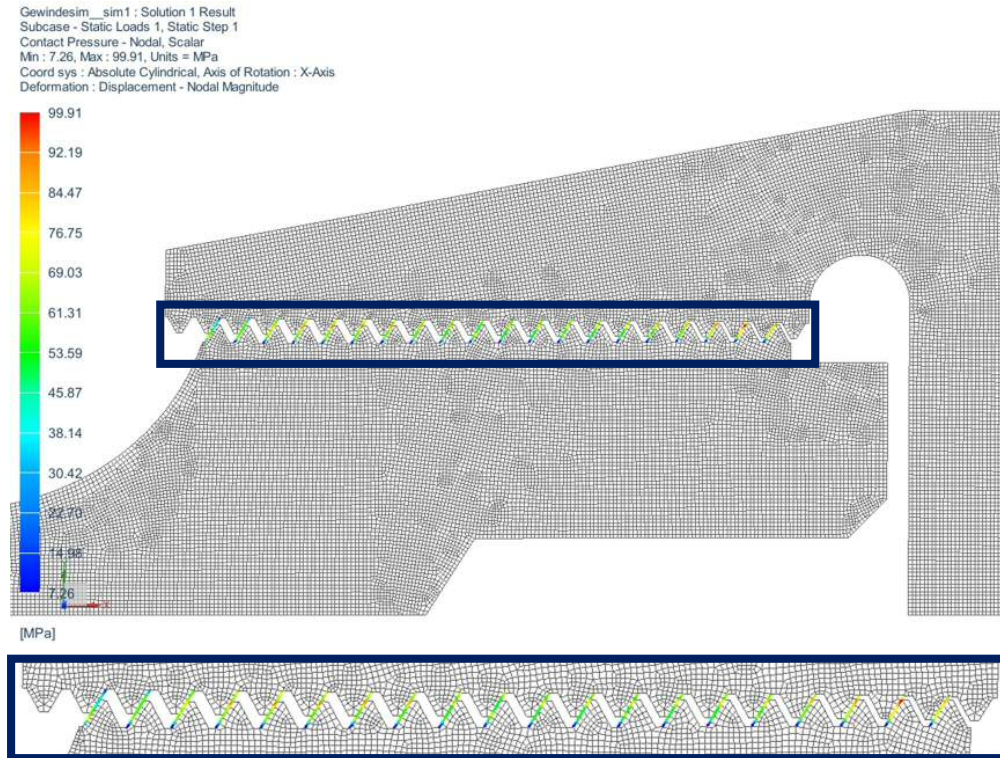


Abbildung 6.16: Variante III Ergebnis: Tensorplot

Die gleichmäßige Verteilung des Kraftflusses über die Gewindegänge wird folglich mit der Kombination mehrerer Parametern erreicht. Dies sind die kegelige Ausführung des

Außenkörpers, ein großer runder Gewindefreistich am Ende des Gewindes und eine Bohrung an den Probenenden. Durch die optimale Kombination dieser Parameter ist es möglich den maximalen Kontaktdruck von $p_{Kontakt} = 152\text{MPa}$ auf $p_{Kontakt} = 99,9\text{MPa}$ zu senken. Aus der Abbildung des Kontaktdrucks ist ersichtlich, dass die Kraftübertragung nahezu über alle Gewindegänge konstant bleibt und somit sehr gut verteilt wird.



Variante 3: Mittelwert der Maximalwerte des Kontakt-Druck

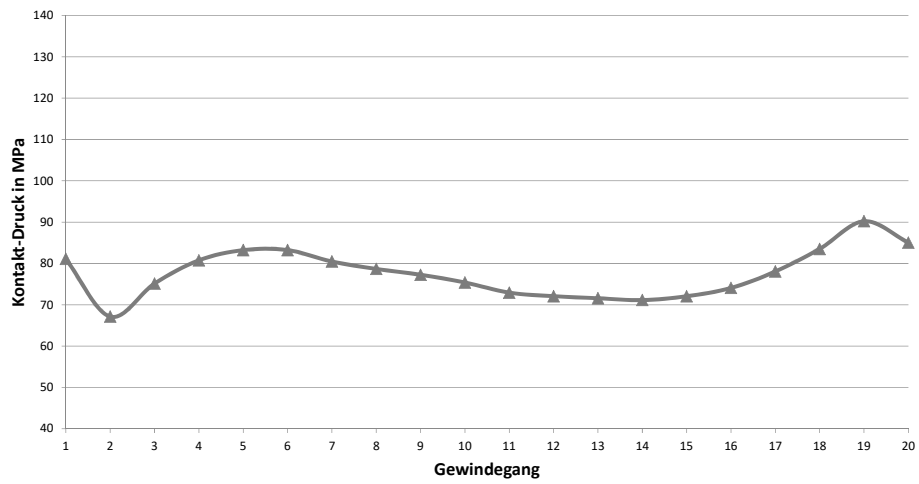


Abbildung 6.17: Variante III Ergebnisse: Kontaktdruck

Um die Rechenergebnisse besser interpretieren zu können, sind in Abbildung 6.18 die oben dargestellten Diagramme gesammelt abgebildet. Für jede Variante ist der Mittelwert der Maximalwerte des Kontaktdrucks des jeweiligen Flankenpaars über die Gewindegänge dargestellt.

In Abbildung 8.1 ist zum Vergleich eine ähnliche Auswertung dargestellt. Dabei werden die Mittelwerte des knotenweise ausgewerteten Kontaktdrucks zwischen Innen- und Außenflanke errechnet und über die Gewindegänge dargestellt.

Beide Diagramme ergeben sehr ähnliche Ergebnisse. Nur der Betrag der Werte des Kontaktdrucks verschiebt sich bei den Maximalwerten zu höhere Werten. In der ersten und zweiten Variante wird der Großteil der Kraft von den ersten bzw. letzten Gewindeflanken, vom Innengewinde ans Außengewinde, übertragen. Durch die Optimierung der Bauteile in Variante III ist es gelungen die Belastungen gleichmäßig über die Gewindelänge zu verteilen. Bei der Auswertung der Maximalwerte können diese von 140 auf 90MPa reduziert werden. Das entspricht einer Reduktion um 35%.

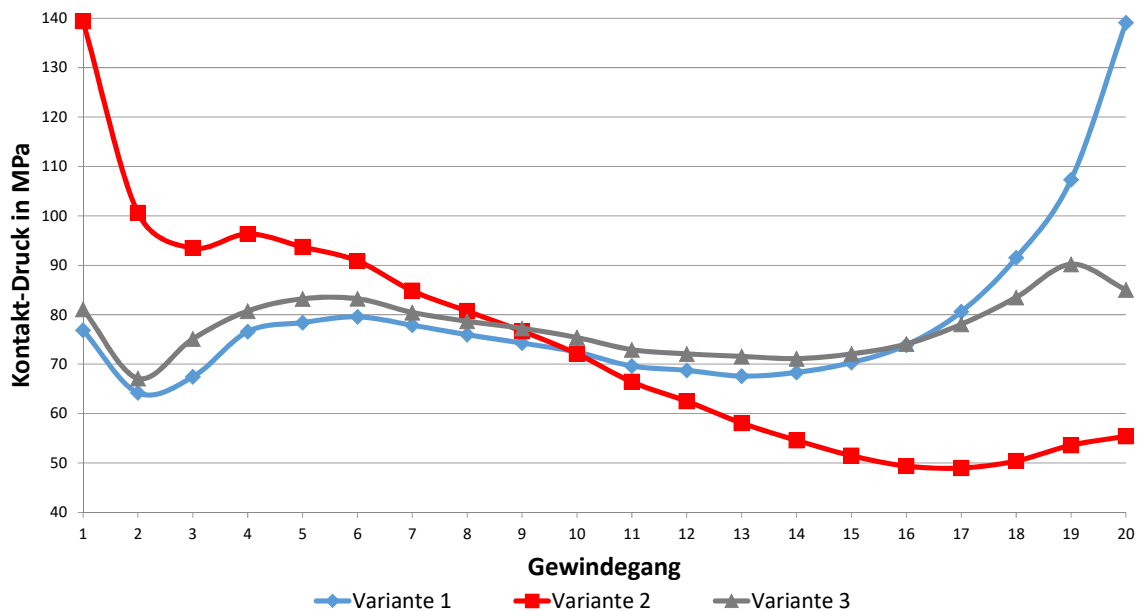


Abbildung 6.18: Maximalwerte des Kontaktdrucks über die Gewindegänge

An dieser Stelle ist anzumerken, dass dieses vereinfachte Rechenmodell ohne Gewindesteigung, die allgemein getätigten Aussagen bezüglich der kraftübertragenden Gewindegänge bestätigt. Folglich eignet es sich sehr gut für eine qualitative Auswertung der Kraftübertragung. Aufgrund dieser Erkenntnisse wird an dieser Stelle auf eine genauere Untersuchung verzichtet, es sind ausreichende Sicherheiten vorhanden. Somit ist eine quantitative Aussage über auftretenden Spannungen im Gewinde im Verhältnis zum Arbeitsaufwand nicht zielführend.

6.3.4 Zwischenstück

Entsprechend dem Simulationsergebnis wird das Zwischenstück, welches die Verbindung zwischen dem Probekörper und dem Gelenkkopf darstellt, konstruiert. Das Außengewinde in welches der Probekörper eingeschraubt wird, wird als Feingewinde angefertigt. Es handelt sich um ein M30 Gewinde mit einer Steigung von 1,5. Das Außengewinde als Verbindung zum Gelenkkopf ist ebenfalls ein Feingewinde, M58x1,5. Der Kegel an der Außenseite ist definiert über die Durchmesseränderung von 37 auf 54mm über eine Länge von 38mm. Die Tiefe des Gewindefreistichs am Ende des Innengewindes beträgt 3,5mm mit einem Radius von 2,5mm und somit einer Breite von 5mm. In Abbildung 6.19 ist die Fertigungszeichnung des Zwischenstücks dargestellt.

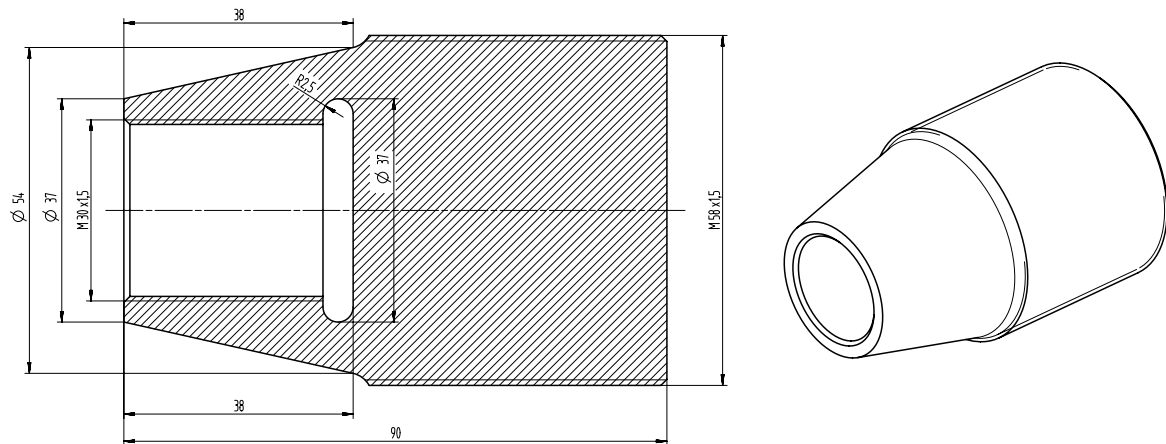


Abbildung 6.19: Fertigungszeichnung des Zwischenstücks

6.4 Inbetriebnahme

Die benötigten Bauteile werden entsprechend den erstellten Fertigungszeichnungen gefertigt. Wenn alle Komponenten vorhanden sind kann der Prüfstand entsprechend den Zusammenbauzeichnungen zusammengebaut und in Betrieb genommen werden. Die Zusammenbauzeichnungen sind in den Abbildungen 8.3 und 8.4 abgebildet.

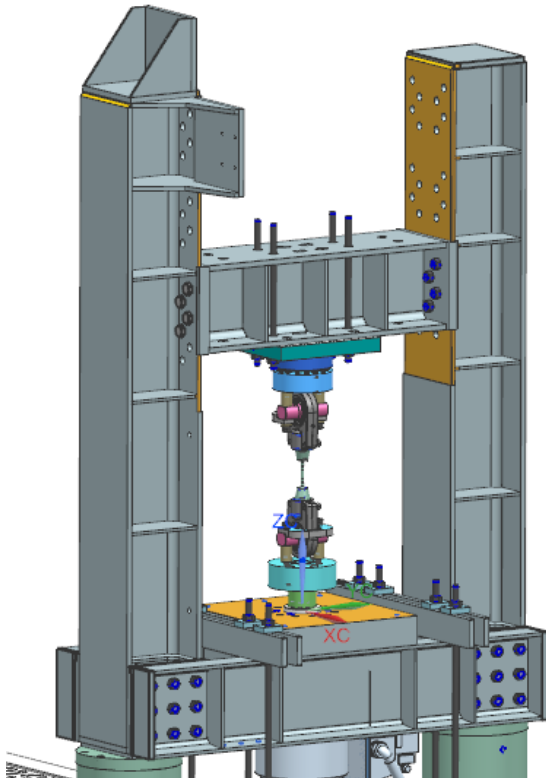
6.4.1 Einspann- und Umspannvorgang

Für den Einbau der Einspannung in die Prüfmaschine wird zuerst das Zwischenstück und der Bolzen im Gelenkkopf vormontiert. Eine dieser Baugruppen wird folgend mit den Buchsen und dem Stützblech an das Haupt der Prüfmaschine geschraubt. Danach wird die Probe in das montierte Zwischenstück, fast bis auf Anschlag, eingeschraubt. Die zweite vormontierte Baugruppe wird in das freie Gewinde des Probekörpers geschraubt. Der untere Gelenkkopf, mit montiertem Bolzen, muss mit den Buchsen und dem Stützblech mit der Prüfmaschine verbunden werden. Bevor die Schrauben mit dem Adapter verbunden werden, sollte die Kraftmessdose auf Null gestellt werden. Dadurch kann der Masseneinfluss der Einspannung aus der Kraftaufzeichnung genommen werden. Beim Verschrauben der unteren Verbindung zur Prüfmaschine muss der Zylinder der Arbeitsmodus „Probenschutz“ geschaltet werden. Dabei regelt der Zylinder automatisch auf Kraft Null, überbrückt ohne Probenbelastung den Verschraubweg, welcher beim Verschrauben entsteht.

In den Abbildungen 6.20, sind zum besseren Verständnis des Einspann- und Umspannvorgangs, die Einspannung im adaptierten Prüfrahmen (CAD) und in der HUS60 Prüfmaschine (real) dargestellt.

Zum Zeitpunkt des Verfassens dieser Arbeit ist die beschriebene Einspannung noch nicht in Verwendung. Die Inbetriebnahme kann mit einem leicht modifizierten Prüfaufbau durchgeführt werden. Die Probe weist einen längeren Prüfbereich auf und das Einspanngewinde hat die Dimension M24x1,5 anstatt M30x1,5. Dieser Prüfaufbau wird nach Vorlage der oben erläuterten Einspannung konstruiert, die Versuchsdurchführung aber aus terminlichen Gründen vorgezogen.

In Abbildung 6.20(b) ist der modifizierte Aufbau dargestellt.



(a) 3D Modell im CAD



(b) Realer Prüfstand

Abbildung 6.20: Prüfaufbau der Problemstellung 1

Sobald die Versuchsdurchführung eines Probekörpers abgeschlossen ist, wird die nächste Probe eingespannt. Bei der Entwicklung der Einspannung wird versucht, den Arbeitsaufwand für das Umspannen so gering wie möglich zu halten. Bevor die alte Probe entfernt wird, müssen die unteren beiden Verschraubungen zum Adapter der Kolbenstange gelöst werden. Der obere Teil der Einspannung kann fix verschraubt bleiben. Die neue Probe kann eingeschraubt werden und nach dem Nullen der Kraftmessdose, die Verschraubung zum Adapter wieder montiert werden.

6.4.2 Erkenntnisse

Da die Inbetriebnahme mit dem leicht modifizierten Prüfaufbau durchgeführt wird, ist es nur begrenzt möglich Aussagen über die Funktion der Einspannung zu treffen. Die Belastung welche die Einspannung während des Versuchs erfährt ist geringer als bei der oben genau beschriebenen Einspannung. Dadurch konnte auch die geringere Gewindedimension verwendet werden.

Die Inbetriebnahme hat gezeigt, dass der Ein- und Umspannvorgang unproblematisch ist und sehr schnell durchgeführt werden kann. Die auftretenden Belastungen bereiten keine Probleme, die Dimensionierung ist somit korrekt.

In den Abbildungen 6.21 und 6.22 zeigen Fotos des gefertigten Probekörpers und des gefertigten Zwischenstückes.

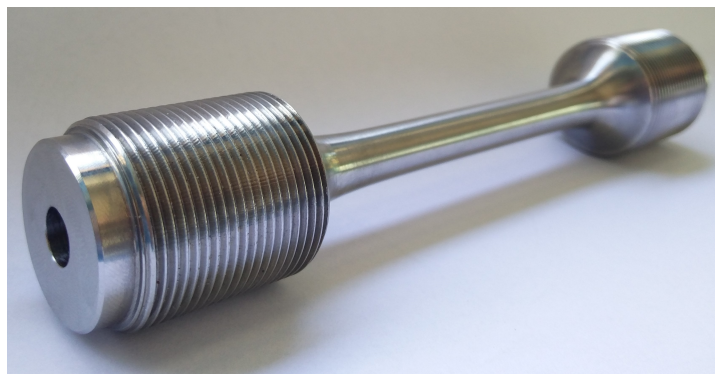


Abbildung 6.21: Gefertigter Probekörper

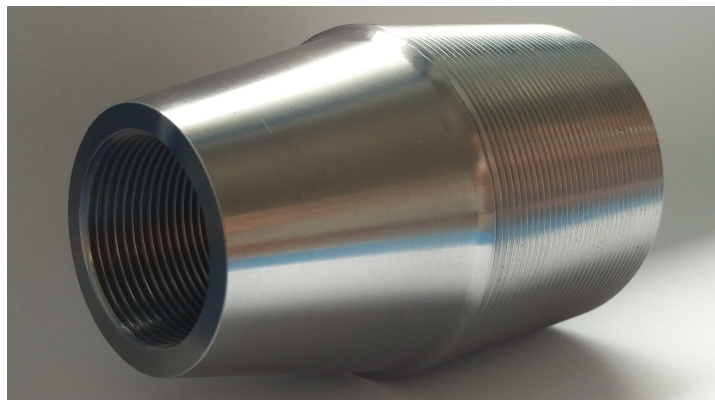


Abbildung 6.22: Gefertigtes Zwischenstück

7 Problemstellung 2: Materialtechnisches Problem, Vergüteter Werkstoff

Entsprechend der in der Norm geforderten Bedingung, dass der Anriss bei Schwingfestigkeitsversuchen nicht außerhalb des Prüfbereichs auftreten darf, ist die Notwendigkeit der Neuentwicklung einer Einspannung für die vorliegende Problemstellung entstanden. Die vorhergehenden Versuche wurden an einer der HUS60 Prüfmaschine durchgeführt, wobei eine hydraulische Spannvorrichtung verwendet wurde. Viele der geprüften Proben sind bei den Probeneinspannung gebrochen, die Versuche folglich ungültig.

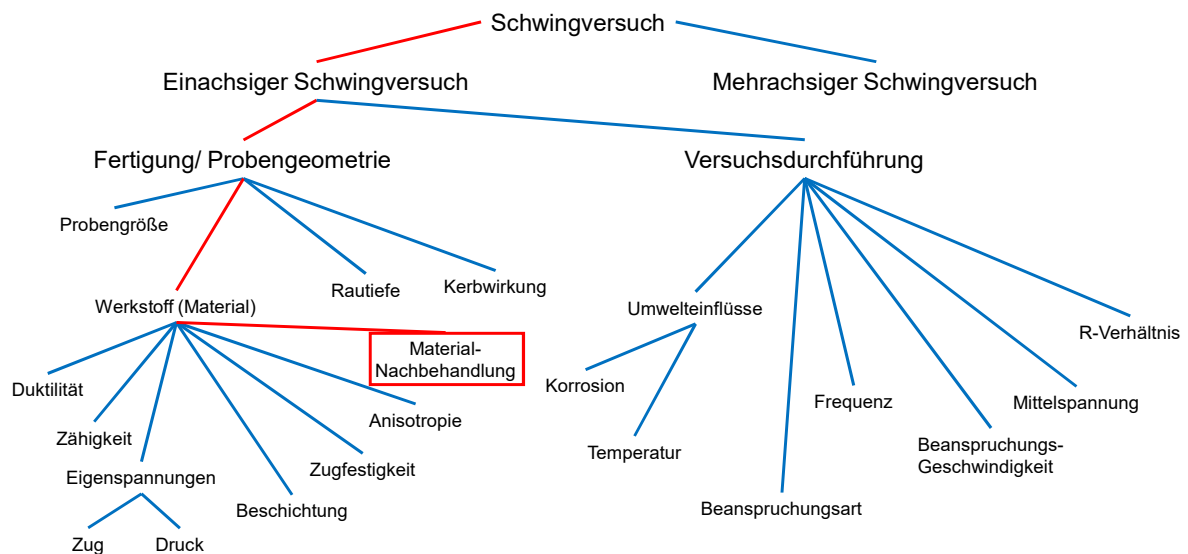


Abbildung 7.1: Einordnung der Problemstellung 2 in die Schwingversuch-Matrix

Die Besonderheit dieses Versuchsaufbaus ist der zu prüfende Werkstoff. Durch den Vergütungsprozess, welchem er unterzogen wird, ändern sich die Werkstoffeigenschaften in radialer Richtung. Um die Werkstoffeigenschaften nicht zu stark zu verfälschen ist nur eine begrenzte Durchmesserdifferenz zwischen dem Einspannbereich und dem Prüfbereich möglich. Dieser Versuch kann in der Schwingversuch-Matrix, Abbildung 7.1, der Unterteilung Werkstoff zugeordnet werden, genauer der Materialnachbehandlung.

7.1 Problemstellung

Die Anforderungen, welche die Prüfstandkonstruktion erfüllen muss, sind in der folgenden Anforderungsliste zusammengefasst. Die ersten beiden Punkte sind wiederum bereits erfüllt.

- Biegemomentfreier Lastfall im Prüfquerschnitt ✓
- Universelle Versuchsdurchführung auf der HUS60 Prüfmaschine und dem modifizierten Prüfrahmen ✓
- Begrenzter Durchmessersprung zwischen Einspann- und Prüfdurchmesser möglich
- Bruch im Einspanndurchmesser bei Versuchsdurchführung mit hydraulischen Spannpacken
- Rein schwellende Belastung, ($R_L = 0.1$)
- Geringer Umspannaufwand
- Geringe Prüfstandskosten

7.1.1 Begrenzter Durchmessersprung

Die Besonderheit dieses Versuchsaufbaues liegt beim Probenmaterial und der daraus resultierenden Probengeometrie. Beim Rohmaterial handelt es sich um Stangenmaterial mit rundem Querschnitt. Der Durchmesser beträgt ein Zoll, also 25,4mm. Über den Werkstoff ist wenig bekannt bzw. wurde vom Auftraggeber aus Geheimhaltungsgründen nur wenig bekannt gegeben. Es handelt sich um einen vergüteten Werkstoff mit einer ungefähren Zugfestigkeit R_m von 900MPa. Obwohl das Grundmaterial nicht nur oberflächlich, sondern über den ganzen Querschnitt wärmebehandelt wird, ändern sich die Werkstoffeigenschaften im Querschnitt. Dies ist auf die unterschiedlichen Abkühlraten über den Radius zurückzuführen. Der Werkstoff erfährt von außen nach innen eine geringere Abkühlgeschwindigkeit. Dadurch kann der Prüfdurchmesser nicht beliebig klein gewählt werden, dies würde das Ergebnis stark verfälschen. Der Prüfdurchmesser wird deshalb mit 16mm festgelegt und erreicht somit nicht das in Kapitel 4.2 empfohlene dreifache Flächenverhältnis zwischen Einspann- und Prüfquerschnitt.

7.1.2 Bruch im Einspanndurchmesser

Der relativ kleine Durchmessersprung und eine vermutete Biegemomentüberlagerung sind Gründe für den Probenbruch, welcher bei vorhergehenden Versuchen aufgetreten ist. Beispiele für unzulässig gebrochene Proben sind in Abbildung 7.2 dargestellt. Dabei fällt auf, dass der unzulässige Anriss am Einspannpackenanzug aufgetreten ist.

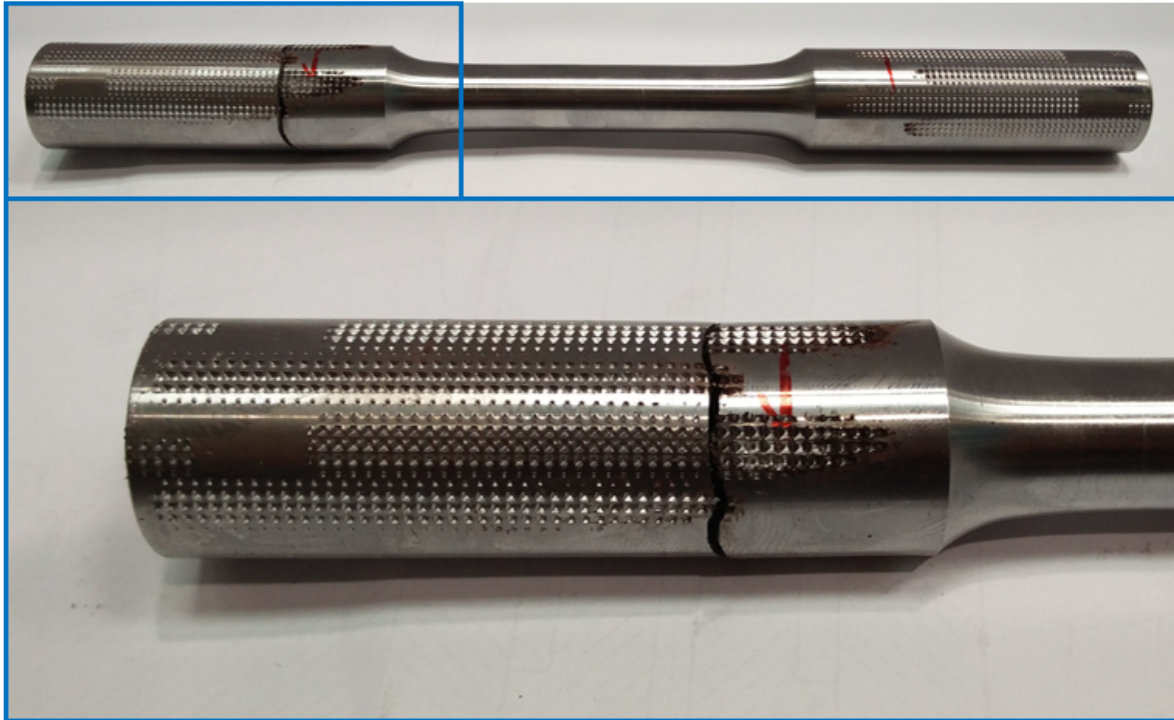


Abbildung 7.2: Im Prüfquerschnitt gebrochene Probe

Die verwendeten hydraulischen Spannpacken erzeugen eine große Spannkraft. Sie haben zur besseren Kraftübertragung ein geriffeltes Profil, welches sich in den Probekörper drückt. Bei Probekörpern mit einem großen Durchmesser Verhältnis spielt die entstehende Kerbwirkung keine Rolle, in diesem Fall ist sie aber ausschlaggebend für den ungültigen Probenbruch.

In den Abbildungen 7.3 sind die verwendeten Spannpacken dargestellt, in der linken Abbildung nur eine Spannpacke, des für die Einspannung benötigten Spannpackenpaares. Die Riffelung, welche sich in den Probekörper drückt, ist sehr gut zu erkennen. In der rechten Abbildung ist ein Spannpackenpaar ohne Gehäuse abgebildet. Die Kraftübertragung zwischen Einspannung und Probe erfolgt theoretisch über vier Linienbelastungen. Die plastische Verformung der Probekörpers vergrößert die Fläche über welche die Kraft übertragen wird und verringert die auftretende Flächenpressung.

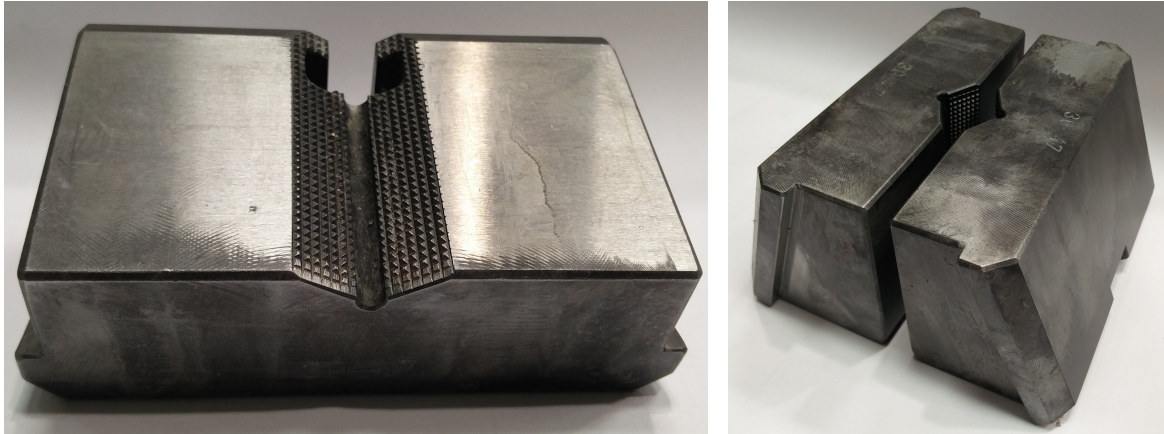


Abbildung 7.3: Hydraulische Spannpacken

7.2 Konzeptentwicklung

Nach Durchsicht der in Kapitel 4.1 beschriebenen Möglichkeiten von Probeneinspannungen fiel die Wahl auf eine Einspannung mit mechanischem Reibschluss. Eine Gewindeeinspannung ist aufgrund der entstehenden Kerbwirkung und dem hierbei begrenztem Flächenverhältnis nicht realisierbar. Eine Einspannung mit mechanischem Reib- und Formschluss, wie z.B. eine Kegelverbindung oder eine Spannschulter, aber auch eine hydraulische Spannvorrichtung sind aufgrund der entstehenden Kerben nicht zielführend.

Um die Flächenpressung zwischen Einspannung und Probekörper möglichst gering zu halten und keine unnötigen Kerben zu generieren, wird versucht möglichst viel Klemmfläche zu realisieren. Die Idee eine Spannzange zu verwenden ist zu Beginn der Entwicklungsphase entstanden. Zuerst allerdings als selbst entwickeltes und gefertigtes Bauteil. Aufgrund des hohen Fertigungsaufwandes wurde diese Idee nicht weiter berücksichtigt. Eine Spannzange, welche zur Einspannung von Schaftfräswerkzeugen verwendet wird, bietet nahezu die selben Eigenschaften und kann kostengünstig als Katalogbauteil erworben werden. In den nachfolgend Konzepten wird zur Kraftübertragung zwischen Einspannung und Probekörper eine solche Spannzange verwendet. Der grundlegende Unterschied zwischen den in Folge beschriebenen Konzepten liegt in der Erzeugung der Vorspannkraft.

7.2.1 Konzept I

Das Konzept I ist in Abbildung 7.4 dargestellt.

Die Probeneinspannung erfolgt ähnlich wie die Einspannung von Fräswerkzeugen mit Spannzangen. Die Spannkraft wird durch eine Überwurfmutter aufgebracht. Durch das Festschrauben dieser Mutter wird die Spannkraft über die Außenwinkel der Spannzange erzeugt und durch die tangential weiche Spannzange auf den Probekörper übertragen.

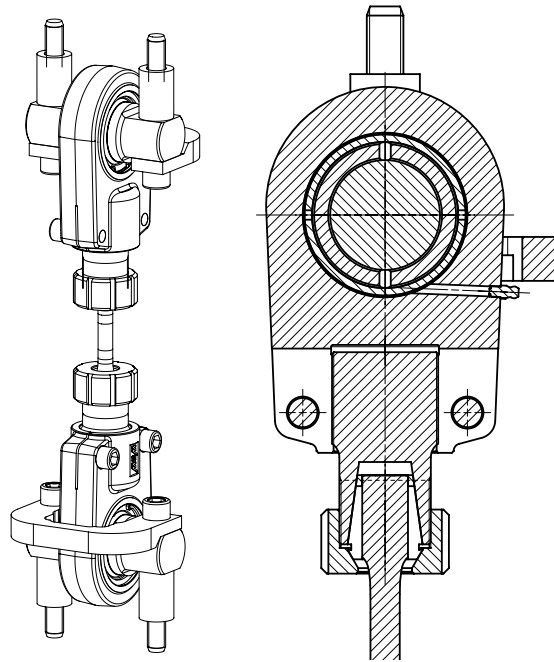


Abbildung 7.4: Konzept I

7.2.2 Konzept II

Bei Konzept II erfolgt die Kraftübertragung ebenso über eine Spannzange, jedoch mit umgekehrt orientierter Einbaurichtung. Die Spannkraft wird wiederum über den Außenkegel generiert und durch die Spannzange auf den Probekörper übertragen. Durch diese Einbaurichtung verstärkt sich die Spannkraft bei Versuchsdurchführung von selbst. Die Vorspannkraft wird durch das Verschrauben des Gewindes zwischen Außenkörper und Gelenkkopf erzeugt. Um ein Lösen dieser Gewindeverbindung während der Versuchsdurchführung zu vermeiden, kann diese Verbindung, mit über den Umfang verteilten Schrauben, verspannt werden.

Abbildung 7.5 zeigt das Konzept II.

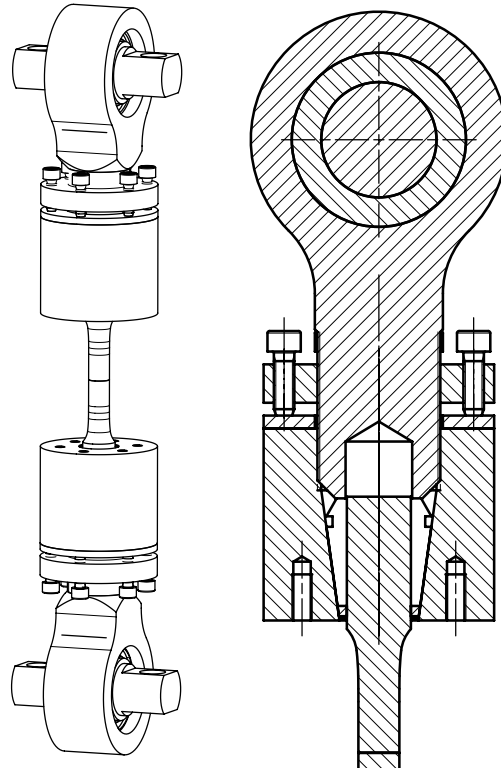


Abbildung 7.5: Konzept II

7.2.3 Konzept III

In Abbildung 7.6 ist Konzept III abgebildet.

Die Spannkraft zwischen Spannzange und Außenkörper wird gleich wie bei Konzept II übertragen und verstärkt. Der Unterschied liegt im Mechanismus mit welchem die Vorspannkraft aufgebracht wird. Die Axialkraft auf die Spannzange, welche für die Vorspannkraft benötigt wird, wird durch das Anziehen der am Umfang angebrachten Schrauben erzeugt. Dadurch wird die Spannkraft vom Spannring auf den Spannbolzen und über die Schnorr- Scheiben auf die Spannzange übertragen.

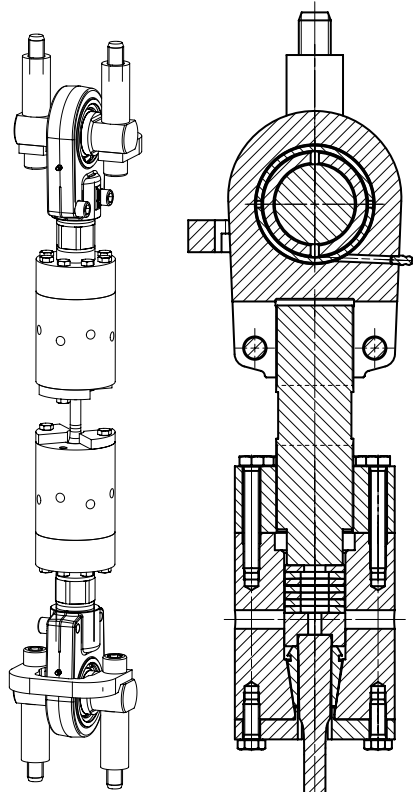


Abbildung 7.6: Konzept III

7.2.4 Gegenüberstellung und Bewertung der Konzepte

Bei der Bewertung von Konzept I sind zwei grundlegende Probleme erkannt worden. Die Vorspannkraft ist über eine zentrale Mutter sehr schwierig aufzubringen. Die Zugkraft schwächt bei der Versuchsdurchführung die Vorspannkraft, es ist nicht möglich genügend Spannkraft zwischen Spannzange und Probekörper zu gewährleisten.

Auch Konzept II zeigt Schwächen beim der Aufbringung der Vorspannkraft. Die nötige Vorspannkraft muss über das Verschrauben des zentralen Gewindes zwischen Gelenkkopf und Außenkörper erfolgen. Es ist wiederum kaum möglich genügend Vorspannkraft für eine problemlose Versuchsdurchführung aufzubringen. Ein weiterer Nachteil sind die hohen Kosten für die Spezialanfertigung des Gelenkkopfes.

Aufgrund der sehr früh erkannten grundlegenden Probleme bei den Konzepten I und II ist die Entscheidung bei dieser Problemstellung sehr schnell zugunsten Konzept III gefallen.

In den folgenden Unterkapiteln wird die genaue Funktion, die Entwicklung und die Auslegung dieses Konzeptes erläutert.

7.3 Detaillierung des ausgewählten Konzept

Um den unzulässig aufgetretenen Probenbruch zu vermeiden wird versucht die Nachteile des hydraulischen Einspannsystems auszumerzen. Die Reduzierung der Kerbwirkung, die Vergrößerung der Reibfläche und die Optimierung der Krafteinleitung sind umzusetzen. In Abbildung 7.7 ist die Zusammenbauzeichnung der endgültigen Variante dargestellt.

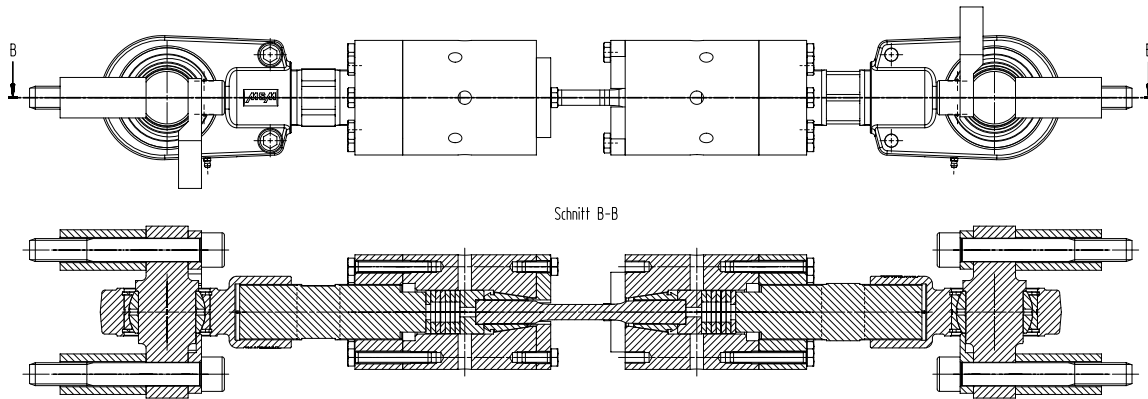


Abbildung 7.7: Zusammenbauzeichnung der Einspannung

7.3.1 Belastung

Um die auftretenden Belastungen für die Auslegung der Einspannung des Schwingfestigkeitsversuchs zu bestimmen, muss die Streckgrenze und die Zugfestigkeit des zu prüfenden Werkstoff bekannt sein. Im Normalfall (Ausnahme Kapitel 6) ist die Streckgrenze die höchste zyklische Belastung, welche in den Probekörper eingebracht wird. Die Zugfestigkeit ist die obere Belastungsgrenze des Wöhlerdiagramms im Kurzzeitfestigkeitsbereich. Die Streckgrenze des Werkstoffs beträgt $R_e = 900\text{MPa}$, die Zugfestigkeit $R_m = 1100\text{MPa}$ und der Prüfdurchmesser ist mit 16mm festgelegt. Bei Anwendung der Gleichung 6.2 können die geforderten Zugkräfte des Zylinders und die Belastungsgrenzen der Einspannung errechnet werden. Sie betragen dynamisch $F_{zdyn} = 180,9\text{kN}$ und statisch $F_{zsta} = 221\text{kN}$. Um ein Versagen der Einspannung zu vermeiden wird der Prüfstand auf eine dynamische Zugbelastung von $F_{zdyn} = 190\text{kN}$ und auf eine statische Zugbelastung von $F_{zsta} = 225\text{kN}$ ausgelegt.

Da für diese Einspannung die selben Gelenkköpfe wie im vorhergehenden Kapitel zum Einsatz kommen, reduzieren sich in diesem Fall die Sicherheiten. Die dynamische Tragzahl beträgt wiederum $C_{dyn} = 245\text{kN}$ und die statische Tragzahl beträgt $C_{sta} = 400\text{kN}$, gemäß Abbildung 8.2. Daraus ergeben sich folgende Sicherheiten für die Gelenkköpfe:

$$S_{dyn} = \frac{F_{zdyn}}{C_{dyn}} = 1,29 \quad (7.1)$$

$$S_{sta} = \frac{F_{zsta}}{C_{sta}} = 1,78 \quad (7.2)$$

Die Schraubverbindung, welche die Verbindung zwischen dem Querbolzen im Gelenkkopf und der Prüfmaschine darstellen, werden wiederum nach VDI 2230 ausgelegt. Für diese Einspannung werden Schrauben mit der Dimension M24 ausgewählt.

7.3.2 Probengeometrie

Die Probengeometrie wird vom zu prüfenden Werkstoff geprägt. Der Rohmaterialdurchmesser von einem Zoll (25,4mm) und der begrenzt mögliche Durchmesserunterschied zwischen Einspann- und Prüfbereich lassen wenig Spielraum bei der Geometriegestaltung.

In Abbildung 7.8 ist die Fertigungszeichnung der Probengeometrie dargestellt.

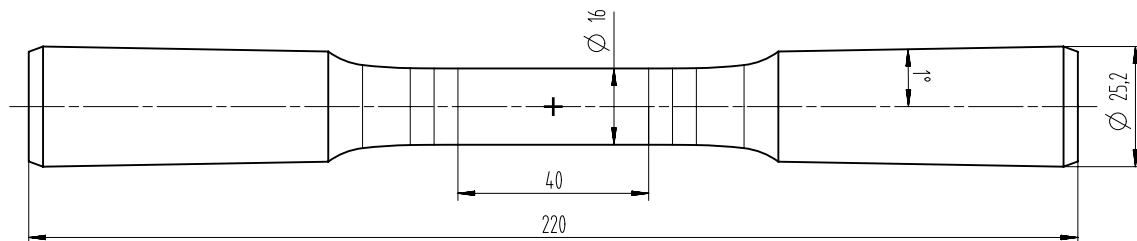


Abbildung 7.8: Fertigungszeichnung der Probengeometrie

Der Prüfkörper besitzt eine Prüflänge von 40mm mit einem Prüfdurchmesser von 16mm. Dieser Prüfbereich wird von einem Korbbogen abgelöst, welcher den Übergang zum Einspannbereich darstellt. Die Radienfolge wird von den Faktoren, Fertigbarkeit, möglichst geringen Spannungsüberhöhungen und begrenzte Probenlänge, maßgebend beeinflusst. Für diese Probekörper ist die Radienfolge „R= 1000mm“, „R= 500mm“, „R= 100mm“ und „R= 15mm“ festgelegt. Diese Radienfolge überbrückt die Durchmesserendifferenz von 16mm auf 23,11mm, über eine Länge von 27,19mm. Nach dem Korbbogen beginnt der Einspannbereich. Dieser wird mit einen Winkel von 1° aufgeführt.

7.3.3 Spannzange

Als Spannwerkzeug wird eine handelsübliche Spannzange verwendet, wie sie normalerweise zur Einspannung von Fräswerkzeugen verwendet wird. In Abbildung 7.9 ist exemplarisch eine solche Spannzange dargestellt. Sie ist in tangentialer Richtung, aufgrund der mäanderförmig ausgeführten Schlitze, weich. Dadurch werden die Kräfte, welche in diesem Fall durch den Außenkegel generiert werden, nach innen weiter geleitet und als Spannkraft verwendet.



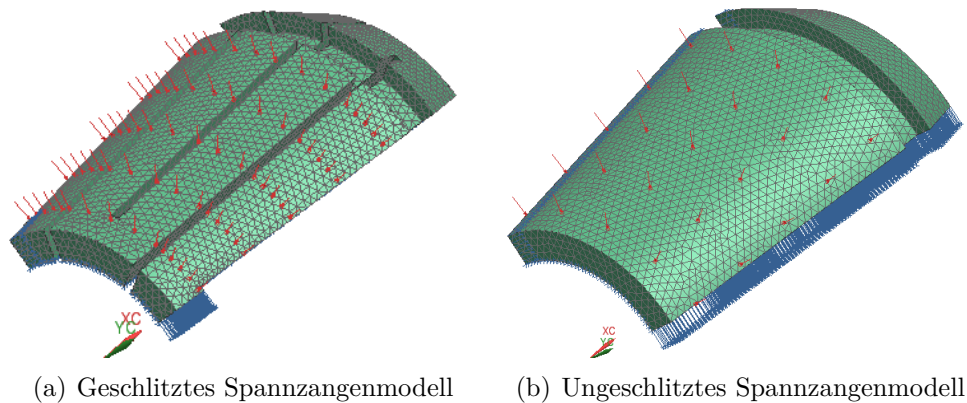
Abbildung 7.9: Spannzange [Gum19]

Um die Kraftübertragung in Achsenrichtung des Probekörpers noch weiter zu verbessern ist am Probekörper der Einspannbereich mit 1° Steigung vorgesehen. Im Gegensatz zum klassischen Spannen von Schaftfräsern, verformt sich die Spannzange um diesen Winkel und die Klemmwirkung wird noch weiter verstärkt. Dadurch beruht sie nicht nur auf Reibung, sondern auch auf Formschluss. Mit Hilfe des FE-Tools von Siemens NX wird das Verhalten der Spannzange genauer untersucht und die Anwendbarkeit dieser Spezialanwendung überprüft.

Die folgende Untersuchung wird zum besseren Verständnis der Kraftübertragung durchgeführt. Dazu werden zwei Viertelmodelle der Spannzange erstellt. Ein Modell mit den mäanderförmig ausgeführten Schlitzen und das andere Modell ohne Schlitze. An den Schnittflächen des Viertelmodells werden Symmetriebedingungen definiert. Die Innenfläche wird fest eingespannt, die Außenfläche mit einem normal zur Oberfläche wirkenden Druck beaufschlagt.

In Abbildung 7.10(a) ist das geschlitzte Modell und in Abbildung 7.10(b) das ungeschlitzte Modell dargestellt.

Der Vergleich der beiden Ergebnisse dieser Simulation zeigt, dass bei identischer Geometrie (außer Schlitze), gleicher Einspannung und gleicher Belastung die Kräfte welche



(a) Geschlitztes Spannzangenmodell (b) Ungeschlitztes Spannzangenmodell

Abbildung 7.10: Simulationsmodell Spannzange

von außen nach innen übertragen werden, stark voneinander abweichen. Das geschlitzte Modell überträgt nahezu die gesamte Belastung nach innen, 99%; das ungeschlitzte Modell nur 82%. Die restliche Kraft wird in die tangentielle Richtung umgelagert.

In einer weiteren Untersuchung wird die maximal mögliche Winkelverformung der Spannzangen untersucht. Die Schlitzte, welche die tangentielle und radiale Verformung der Spannzange ermöglichen, haben die Breite von 1mm und sind mäanderförmig ausgeführt. An der Spannzange sind somit 16 Schlitzte, welche abwechselnd von beiden Richtungen angeordnet sind. 8 Schlitzte von einer Richtung und 8 Schlitzte von der anderen Richtung. Die maximale Winkelverformung der Spannzange ergibt sich, wenn die Schlitzte an einer Seite zusammenstehen. Der Umfang der Innenkontur kann sich um $8 \times 1 \text{ mm}$ verringern, das ergibt einen maximaler Winkel von $1,5^\circ$. Um das Zusammenstehen der Schlitzte auszuschließen wird auf der Probe ein Winkel von nur 1° vorgesehen. Dieser theoretische Wert wird mit Hilfe einer FE- Simulation validiert. Dazu wird ein Achtelmodell der Einspannsituation aufgebaut, welches in Abbildung 7.11 dargestellt ist. Es wird zwischen den Bauteilen eine Kontaktbedingung definiert, an den Schnittflächen und mittig am Probekörper eine Symmetriebedingungen festgelegt. Der Außenkörper wird in Achsrichtung verschoben.

Am Außenkörper ist ein Winkel von 9° vorgesehen, somit ist sowohl innen, zwischen Innenkörper und Spannzange, als auch außen, zwischen Spannzange und Außenkörper, die selbe Winkeldifferenz von 1° . Am Beginn der Verschiebung verformt sich die Spannzange und legt sich innen und außen an den Konturen an. Ab diesem Zeitpunkt baut sich die Reibkraft, und somit die Spannkraft auf, und verstärkt sich über die beiden Kegel. Die Verformung der Spannzange ist in Abbildung 7.12 dargestellt. Links der unverformte Zustand und rechts der verformte Zustand. Dabei ist ersichtlich, dass im verformten Zustand die Schlitzflanken voneinander entfernt sind und somit die Kraftübertragung über die gesamte Spannzangenlänge ungehindert erfolgen kann.

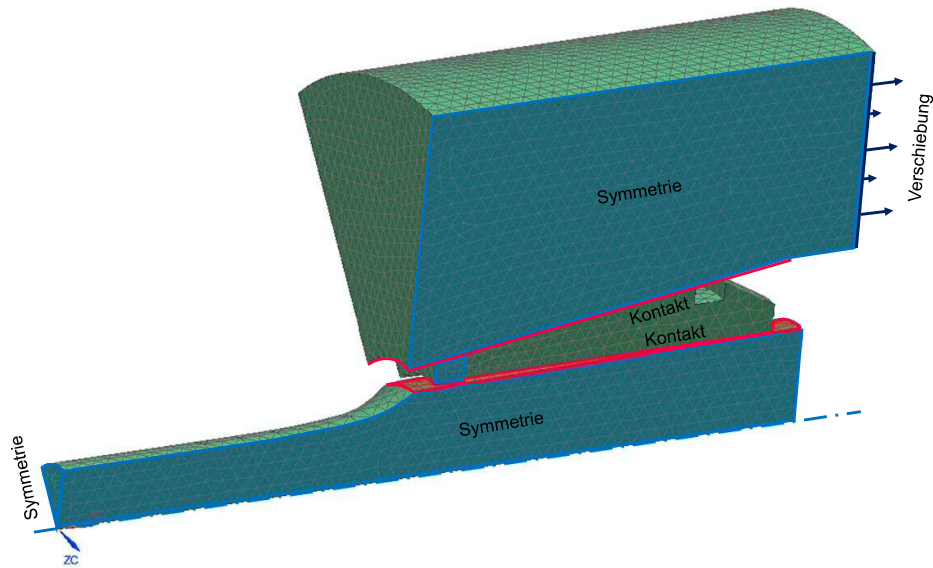
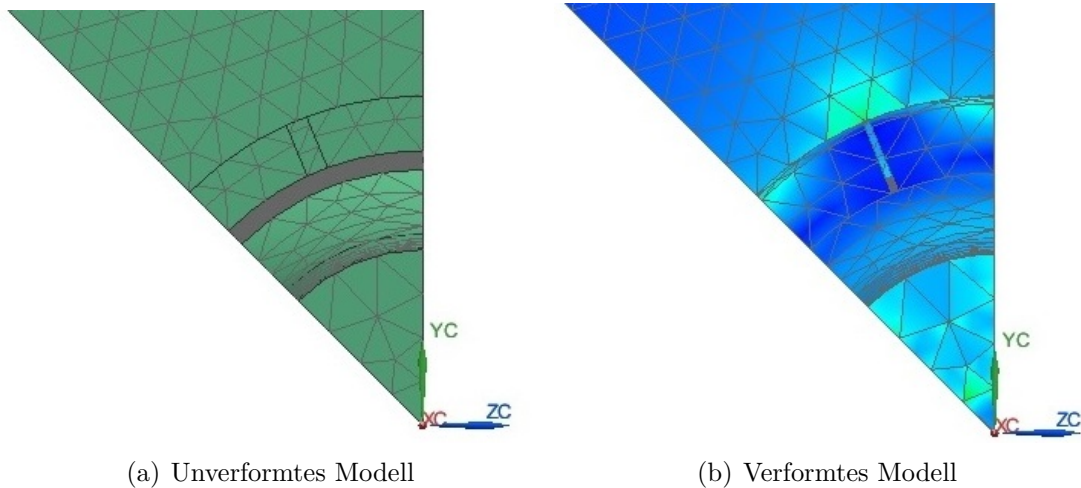


Abbildung 7.11: Simulationmodell der Einspannsituation



(a) Unverformtes Modell

(b) Verformtes Modell

Abbildung 7.12: Simulation der Spannzangenverformung

Mit definierter Winkeldifferenz zwischen Probenkörper und Spannzange von 1° wird der Einfluss der Winkeldifferenz zwischen Spannzange und Außenkörper untersucht. Dazu wird das selbe Simulationsmodell verwendet, wie es für die Simulation der Spannzangenverformung verwendet wird, nur der Winkel des Außenkörpers wird variiert. In Abbildung 7.13(a) beträgt die Winkeldifferenz 1° und in Abbildung 7.13(b) $0,5^\circ$. In den oberen Abbildungen sind jeweils die auftretenden Vergleichsspannungen von Mises eingezeichnet und in den unteren Abbildungen sind die Bauteilverformungen stark übertrieben dargestellt.

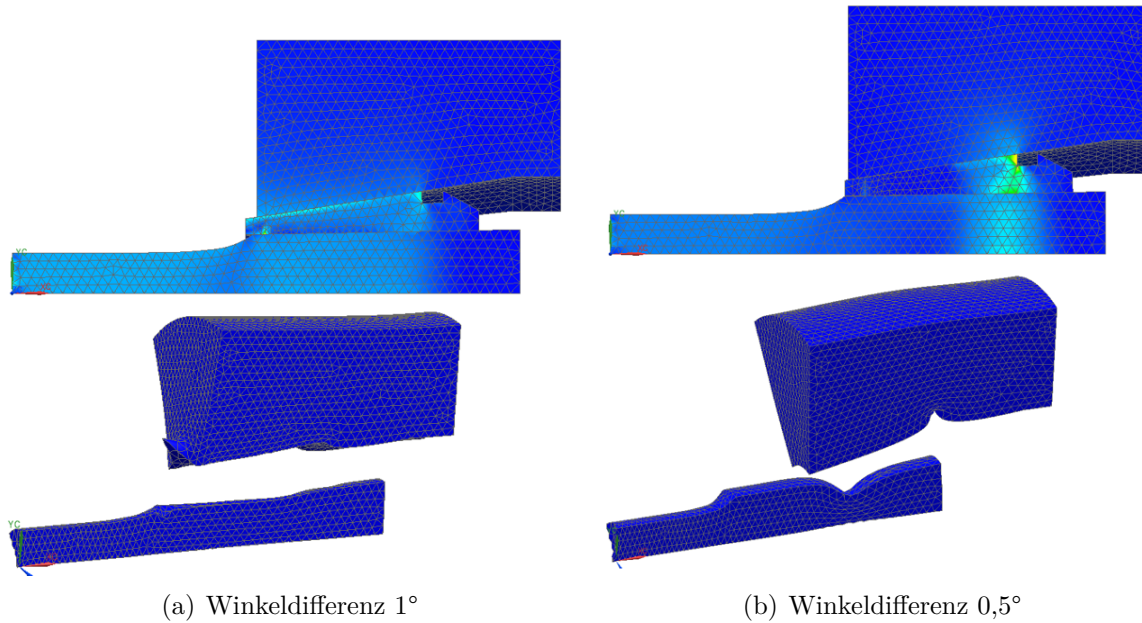


Abbildung 7.13: Einfluss der Winkeldifferenz zwischen Spannzange und Außenkörper auf die Kraftübertragung

Die Ergebnisse zeigen eine deutlich besser verteilte Kraftübertragung, wenn die innere und die äußere Winkeldifferenz gleich groß sind. Bei unterschiedlichen Winkeldifferenzen treten wesentlich höhere Spannungsspitzen an den Bereichen des ersten Kontakts auf. Dadurch wird die Versuchskraft im schlimmstenfalls linienförmig über den Umfang übertragen. Dieser Umstand wird in der Realität durch plastische Verformung der betroffenen Stellen abgeschwächt. Diese Untersuchung zeigt, dass die Realisierung der selben Winkeldifferenz empfehlenswert ist. Mit Hilfe der Toleranzen, welche für die Fertigung der Winkel definiert werden, können die sich daraus ergebenden Spannungsspitzen an den unproblematischen hinteren Bereich der Einspannung gelenkt werden und das Risiko des Probenbruchs am Ende des Korbbogens reduziert werden.

Das R-Verhältnis dieses Versuchs beträgt 0,1. Bei Erreichen der Unterspannung wird die sich selbst verstärkende Spannkraft nahezu ganz entlastet. Um der Gefahr des Versagens der Einspannung entgegen zu wirken, wird eine Reihe von Maßnahmen realisiert. Der größte Probendurchmesser ist 0,2mm größer als der Innendurchmesser der Spannzange. Um die Probe einzuführen muss die Spannzange geweitet werden, dies hat den Vorteil, dass ein Formschluss bereits ohne Belastung gegeben ist. Die bedeutendste Maßnahme um eine sichere Versuchsdurchführung zu erreichen, ist die Vorspannkraft. Sie wird im folgenden Unterkapitel genauer beschrieben.

7.3.4 Vorspannkraft

Um bereits im unbelasteten Zustand eine Probenspannkraft zu gewährleisten, wird eine Vorspannkraft realisiert.

In Abbildung 7.14 ist der Kraftfluss, welcher sich durch das Aufbringen der Vorspannkraft einstellt, dargestellt.

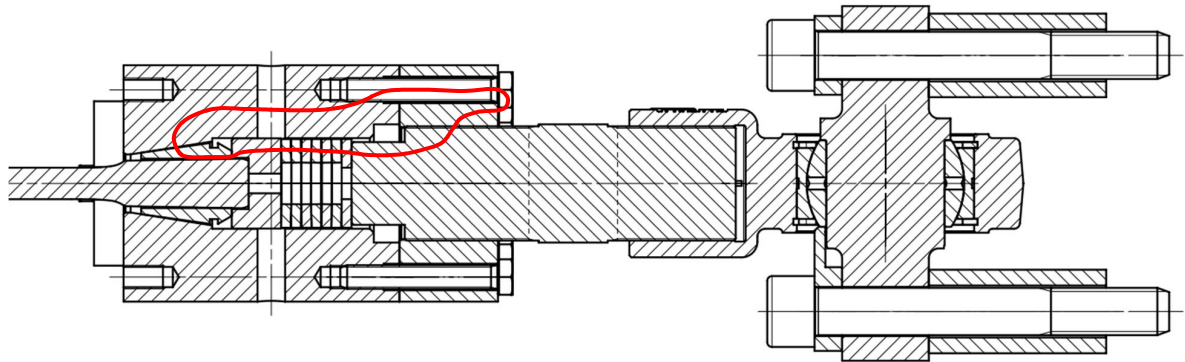


Abbildung 7.14: Kraftfluss durch die Vorspannkraft

Die Vorspannkraft wird direkt auf die Spannzange geleitet. Dazu wird in den Außenkörper ein in Achsrichtung frei bewegliches Zwischenstück eingelegt. Dieses hat die Aufgabe die Vorspannkraft auf die Spannzange zu übertragen und es hält den Probekörper in Position. Auf das Zwischenstück folgen Schnorr- Spannscheiben. Sie halten die Vorspannkraft auch nach etwaigen Setzungen, wie zum Beispiel durch die Glättung von Oberflächenrauheiten, aufrecht. Sie geben eine zusätzliche Sicherheit für die Aufrechterhaltung der Einspannung über die gesamte Versuchsdauer. Tellerfedern weisen für diese Anwendung eine zu geringe Federsteifigkeit auf, deshalb ist die Wahl auf Schnorr- Scheiben gefallen. Sie haben einen Außendurchmesser von 45mm und einen Innendurchmesser von 21mm. Die Dicke beträgt 5mm und es ist eine maximale Verformung von 6,4 auf 5,6mm möglich. Dazu ist eine Kraft von 93,2kN nötig. In dieser Anwendung sind 6 Scheiben verbaut, welche paarweise gegenseitig angeordnet sind, Variante „d“ der Abbildung 7.15. Wie aus diesem Diagramm ersichtlich ist, verdoppelt sich durch parallele Anordnung die Federkraft bei gleichbleibendem Weg. Bei gegengerichteter Anordnung erhöht sich der Weg bei gleichbleibender Federkraft. Im vorliegenden Fall ergibt sich die doppelte Federkraft bei dreifachem Weg. Rechnerisch ergibt sich bei einem maximalen Weg von 2,4mm eine Federkraft von 186,4kN.

Die Vorspannkraft wird durch das Verschrauben von acht über den Umfang verteilten M12 Schrauben aufgebracht. Diese werden durch einen Spannring in den Außenkörper verschraubt. Auch diese Schraubverbindungen sind nach VDI 2230 ausgelegt. Im inneren des Spannrings ist ein M58x1,5 Gewinde vorgesehen, in welches der Spannbolzen geschraubt wird. Dieser überträgt die Vorspannkraft über eine gehärtete Scheibe auf die Schnorr- Scheiben. Durch die Verwendung der gehärteten Scheibe kann auf das

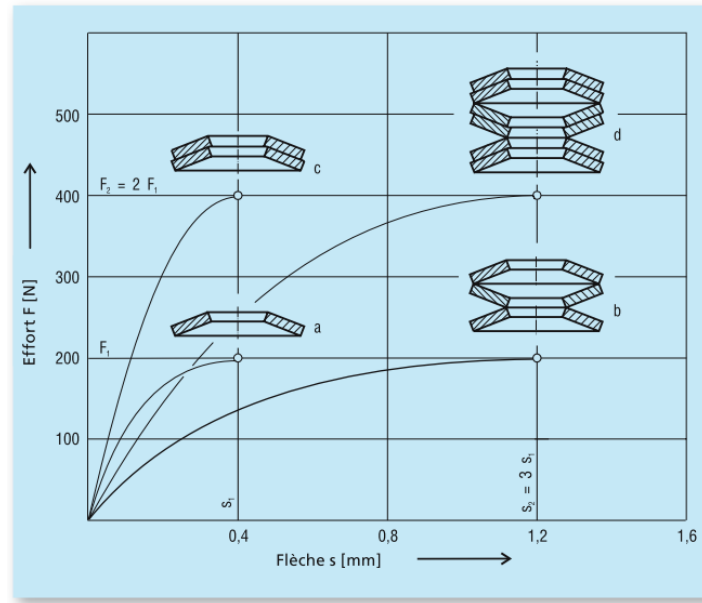


Abbildung 7.15: Einfluss der Schnorr- Scheiben Anordnung [KG05]

Härten der Spannbolzen verzichtet werden. Für die Vorspannung wird der Spannring mit dem Außenkörper auf Block verschraubt. Die Vorspannkraft kann über die Position des Bolzens im Spannring eingestellt werden. Diese Position lässt sich durch das Verdrehen des Bolzens relativ zum Spannring über das mittige Gewinde einstellen. Mit Hilfe des angebrachten Sechskants, mit der Schlüsselweite von 55mm, kann dies im Einbauzustand erfolgen. Die Einstellung der Vorspannkraft muss bei der ersten Versuchsdurchführung erfolgen, erneutes Nachstellen kann nach etwaigen Setzungen notwendig werden. Bei der Entwicklung der Einspannung müssen die Verschiebungen, welche sich durch das Aufbringen der Vorspannkraft ergeben, berücksichtigt werden. Die Verschiebung setzt sich aus dem Weg, welchen die Spannzange für die Verformung um 1° benötigt, und der Verformung der Schnorr- Scheiben zusammen. In Summe werden 10mm Verschiebeweg vorgesehen, wobei einige Millimeter Sicherheit berücksichtigt werden, um etwaige Setzungen und leichte plastische Verformungen ausgleichen zu können. Der Bolzen wird auf der Gegenseite mit dem Gelenkkopf, welcher die Biegemomentfreiheit im Probekörper gewährleistet und die weitere Verbindung zur Prüfmaschine darstellt, verschraubt.

7.3.5 Selbst verstärkende Spannkraft

Mit aufgebrachtener Vorspannkraft beginnt der eigentliche Schwingversuch. Durch das Anziehen des Prüfzylinders kommt es zu einer Reduzierung der Vorspannkraft auf die Probe und einen Kraftaufbau infolge der Zugbelastung. Der Kraftfluss wird von der Einspannung über die Verschraubung und dem Querbolzen in den Gelenkkopf geleitet. Er wird weiter über das geklemmte Gewinde des Gelenkkopf auf den Bolzen im Spannring geleitet. Das zentrale Gewinde des Spannrings führt den Kraftfluss über die acht am Umfang verteilten Schrauben in den Außenkörper, weiter über die doppelt ausgeführten Kegelverbindungen der Spannzanze in den Probekörper.

In Abbildung 7.16 ist der beschriebene Kraftfluss dargestellt.

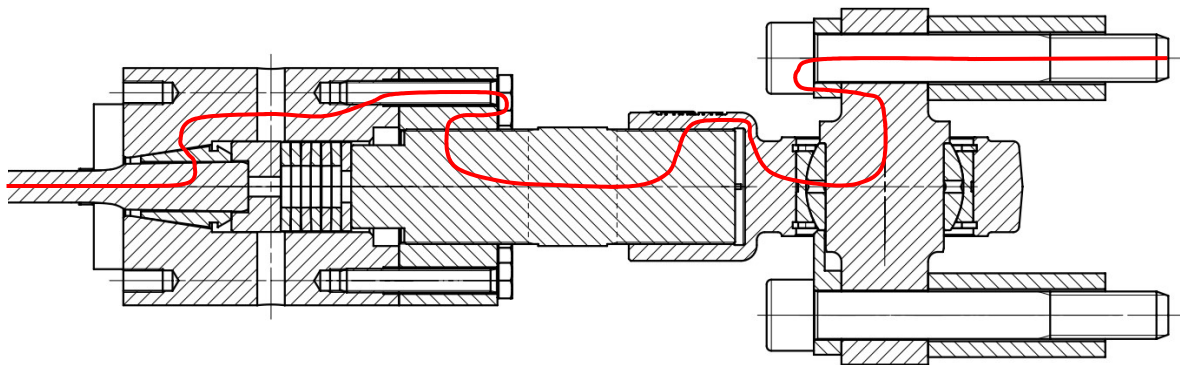


Abbildung 7.16: Kraftfluss welcher sich durch die selbst verstärkende Spannkraft einstellt

Bei der dynamischen Versuchsdurchführung mit dem R-Verhältnis von 0,1 wird die Spannkraft zu Beginn von der Vorspannung aufrecht erhalten und folgend bei Kraftaufbau Richtung Oberspannung von der selbst verstärkenden Spannkraft übernommen und umgelagert. Bei der Entlastung von der Oberspannung auf die Unterspannung geschieht der umgekehrte Mechanismus. Die selbst verstärkende Spannkraft wird entsprechend der Zugbelastung geringer, bei diesem Spannungsverhältnis bleibt eine Restspannkraft erhalten. Zusätzlich kommt an dieser Stelle die Vorspannkraft wieder ins Spiel und unterstützt die selbst verstärkende Spannkraft. Aufgrund der dynamischen Belastung ist die Vorspannkraft essentiell um das Gleiten der Probe aus der Einspannung, bei erneuter Zugkraftaufbringung, zu verhindern.

Der Kraftaufbau, als Folge der selbst verstärkenden Spannkraft, wird anhand mehrerer Berechnungen genauer untersucht. Die Berechnung ist dabei analytisch und mit Hilfe der FE- Simulation der Siemens NX Software erfolgt. Dabei ist die Simulation mit einem zweidimensionalen achsensymmetrischen Modell und einem dreidimensionalen Modell, unter Ausnützung der Symmetrie, erfolgt. Zu Beginn werden die einzelnen Berechnungen genauer vorgestellt, dann die Simulationsergebnisse. Die ähnlichen Ergebnisse werden verglichen. Das Hauptaugenmerk der Berechnungen wird dabei auf die Normalkräfte und

die einhergehenden Flächenpressungen gelegt. Die Gesamtuntersuchung hinterfragt, ob eine Kraftübertragung, großteils reibungsbasierend, mit Hilfe einer solchen Einspannung umsetzbar ist.

Analytische Berechnung

Bei der ersten vorgestellten Berechnung handelt es sich um eine analytische Berechnung der vorhandenen Kräftesituation. In Abbildung 7.17 ist der verwendete Freischnitt dargestellt. Der Außenkörper, die Spannzange und der Probekörper sind die von links nach rechts angeordneten Bauteile und sind im Schnitt dargestellt. Aufgrund der Achsensymmetrie ist jeweils nur die Hälfte des Schnitts dargestellt. Zwischen den Bauteilen wird jeweils Reibung angenommen, $\mu = 0,12$. Wie bereits oben definiert ist der Innenwinkel mit $\alpha = 1^\circ$ und der Außenwinkel $\beta = 9^\circ$ festgelegt.

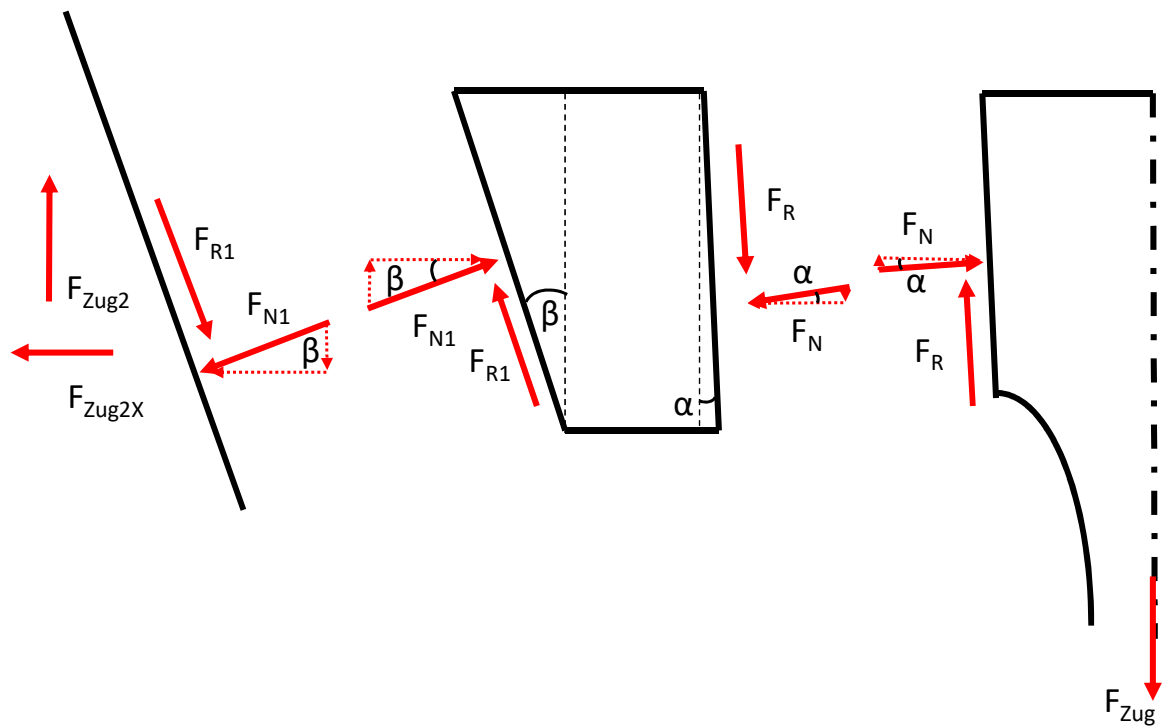


Abbildung 7.17: Freischnitt des analytischen Berechnungsmodells

Finite Element 2D Simulation

Bei dieser FE Simulation handelt es sich um eine zweidimensionale achsensymmetrische Simulation, welche mit Siemens NX durchgeführt wird. In Abbildung 7.18 ist das verwendete Modell dargestellt. Hierfür werden die Bauteile eben modelliert und mit CPLSTN8 Elementen mit einer Elementgröße von 0,5mm vernetzt. Die Drehachse des Probekörpers wird als Symmetrieachse festgelegt und in der Mitte des Probekörpers eine Symmetriebedingung definiert, um den Rechenaufwand zu minimieren. Auch hier wird die Reibung zwischen den Körpern mit dem selben Reibkoeffizienten wie in der analytischen Rechnung definiert. Die Verschiebung, welche während der Versuchsdurchführung aufgebracht wird, wird am Außenkörper in Drehachsenrichtung realisiert.

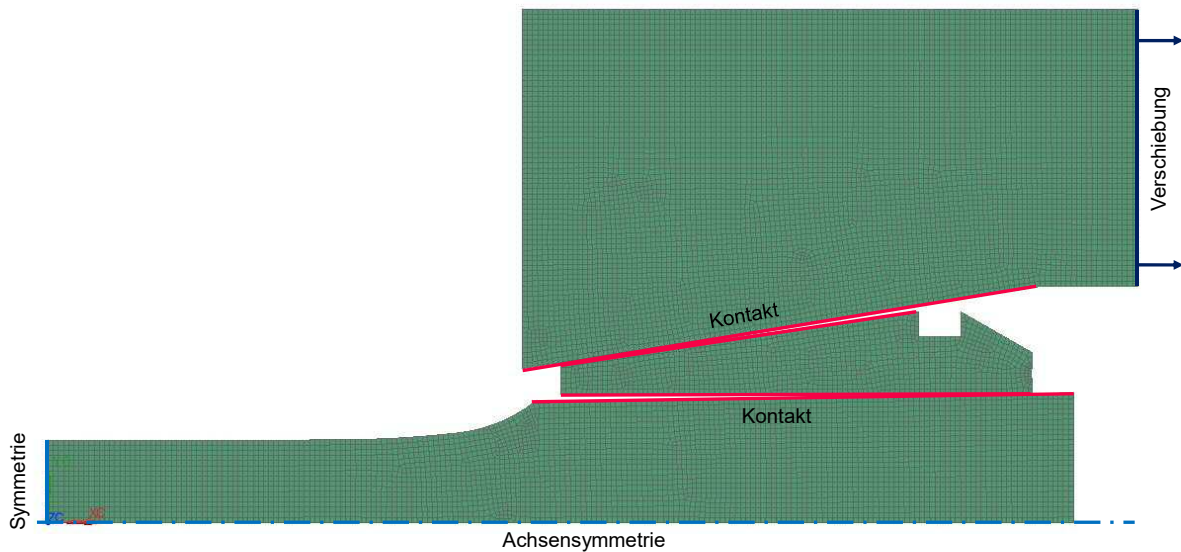


Abbildung 7.18: Berechnungsmodell der 2D achsensymmetrischen FE-Simulation

Finite Element 3D Simulation

Da in der analytischen Rechnung und in der achsensymmetrischen 2D Simulation die Schlitzlöcher in der Spannzange nicht abgebildet werden können, wird zum Vergleich eine 3D Simulation herangezogen. Dazu wird ein Achtelmodell der Einspannung abgebildet und mit CTETRA Elementen vernetzt, Elementgröße 2mm. An den Schnittflächen und in der Mitte des Probekörpers werden Symmetriebedingungen definiert. Es wird wiederum zwischen den Körpern Reibung angenommen und eine Verschiebung am Außenkörper aufgebracht.

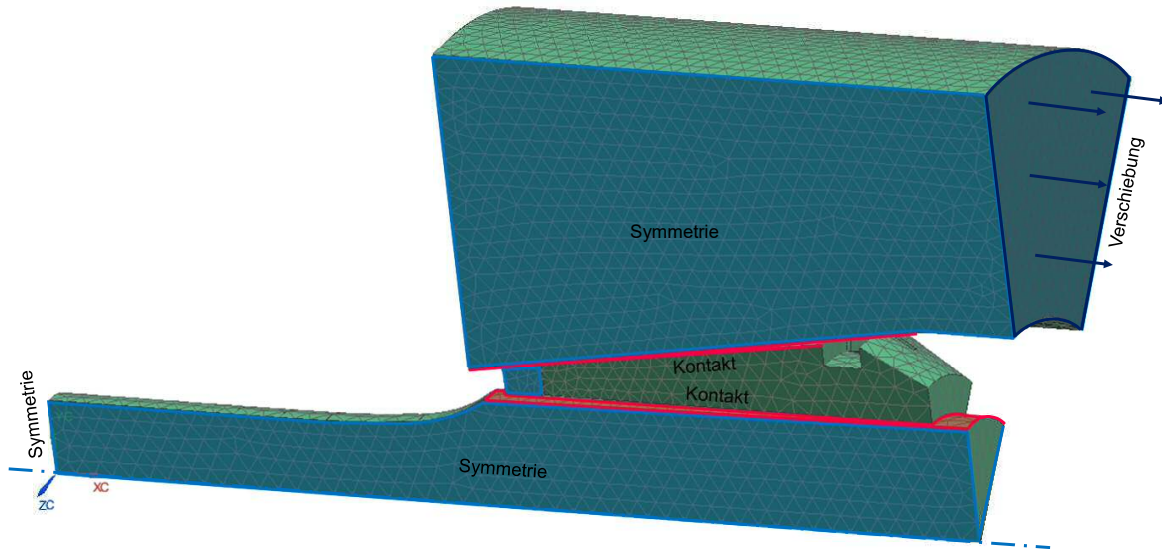


Abbildung 7.19: Berechnungsmodell der 3D FE-Simulation

Vergleich und Auswertung der Simulationsergebnisse

In Tabelle 7.1 ist die Auswertung der Simulationsergebnisse zusammengefasst. Die aufgebrachten Verschiebungen werden in den Simulationen so gewählt, dass im Prüfquerchnitt ungefähr die selbe Spannung von 800MPa auftritt und die Ergebnisse somit vergleichbar sind.

Tabelle 7.1: Auswertung und Vergleich der Simulationsergebnisse

	Einheit	Analytisch	2D 3mm Versch.	3D 4mm Versch.
Spannung im Prüfquer.	MPa	805	813	805
Versch. der Spannh.	mm	0	3	4
Normalkraft innen	kN	1178	1195	1154
Flächenpressung innen	MPa	340	320	420
Normalkraft außen	kN	589	719	1145
Flächenpressung außen	MPa	149	165	316

Aus den Ergebnissen ist ersichtlich, dass die Normalkraft innen (zwischen Probekörper und Spannzange) bei den Berechnungsvarianten in derselben Größenordnung liegt. Der Unterschied in der Flächenpressung bei der 3D Simulation ist auf die berücksichtigten Schlitz zurückzuführen. Die Schlitz verringern die Pressfläche.

Größere Unterschiede treten bei der Auswertung der Normalkraft und der Flächenpressung außen auf (zwischen Spannzange und Außenkörper). Die analytische Rechnung und die 2D Simulation liefern dabei vergleichbare Ergebnisse. Bei beiden Rechnungen kann jedoch die fast widerstandslose Aufweitung der Spannzange in radialer Richtung nicht

berücksichtigt werden. Bei der 3D Simulation werden die Schlitzte und somit die widerstandslose Verformung berücksichtigt. Die Normalkraft und die Flächenpressung außen ist höher.

Aus den Berechnung kann der Schluss gezogen werden, dass sich für die Flächenpressungen zwar hohe Werte ergeben, diese aber noch nicht als kritisch bewertet werden müssen. Die Kraftübertragung dieser Einspannung mit der Spannzange ist möglich.

7.4 Inbetriebnahme

Die benötigten Bauteile werden entsprechend den erstellten Fertigungszeichnungen gefertigt. Wenn alle Komponenten vorhanden sind, kann der Prüfstand entsprechend den Zusammenbauzeichnungen zusammengebaut und in Betrieb genommen werden. Die Zusammenbauzeichnungen sind in den Abbildungen 8.5 und 8.6 abgebildet.

7.4.1 Einspann- und Umspannvorgang

Für die Montage der Einspannung in die Prüfmaschine müssen die beiden baugleichen Einspannhälften, welche jeweils aus zwei Baugruppen bestehen, vormontiert werden. Dazu werden die Spannzange, das Zwischenstück, die Schnorr- Scheiben und die gehärtete Scheibe in den Außenkörper gegeben. Parallel dazu werden beide Bolzen in den Gelenkkopf montiert und der Spannring auf den Gewindebolzen geschraubt. Die vorbereiteten Baugruppen werden zusammengeführt und mit den Spannschrauben verbunden, diese werden noch nicht angezogen. Die Einspannhälften sind fertig zusammengebaut. Die Vorspannkraft kann mit dem Abstand zwischen Außenkörper und Spannring eingestellt werden. Der Abstand wird mit Blechstreifen, welche die entsprechende Dicke aufweisen eingestellt. Eine der Einspannhälften wird mit den Abstandshülsen und dem Stützblech an die Prüfmaschine geschraubt. Der Probekörper wird in der Spannzange positioniert und die Vorspannkraft durch das Anziehen der Spannschrauben, nach entfernen der Blechstreifen, aufgebracht. Die zweite Einspannhälfte wird auf den Probekörper gesteckt und verspannt. An dieser Stelle muss, zum Ausgleich der Gewichtskraft, die Kraftmessdose auf Null gestellt werden. Als letzter Arbeitsvorgang wird die untere Einspannhälfte mit dem Prüfzylinder verbunden, wieder mit zwei Abstandsbuchsen und dem Stützblech. Dieser muss bei eingeschaltetem Zylinder erfolgen, da der Zylinder den Verschraubweg nachregeln muss. Dies erfolgt im Betriebsmodus „Probenschutz“, wobei der Zylinder immer auf Kraft Null regelt.

Abbildung 7.20(a) zeigt die Einspannung im adaptieren Prüfraumen (CAD) und Abbildung 7.20(b) zeigt die Einspannung in der HUS60 Prüfmaschine (real).

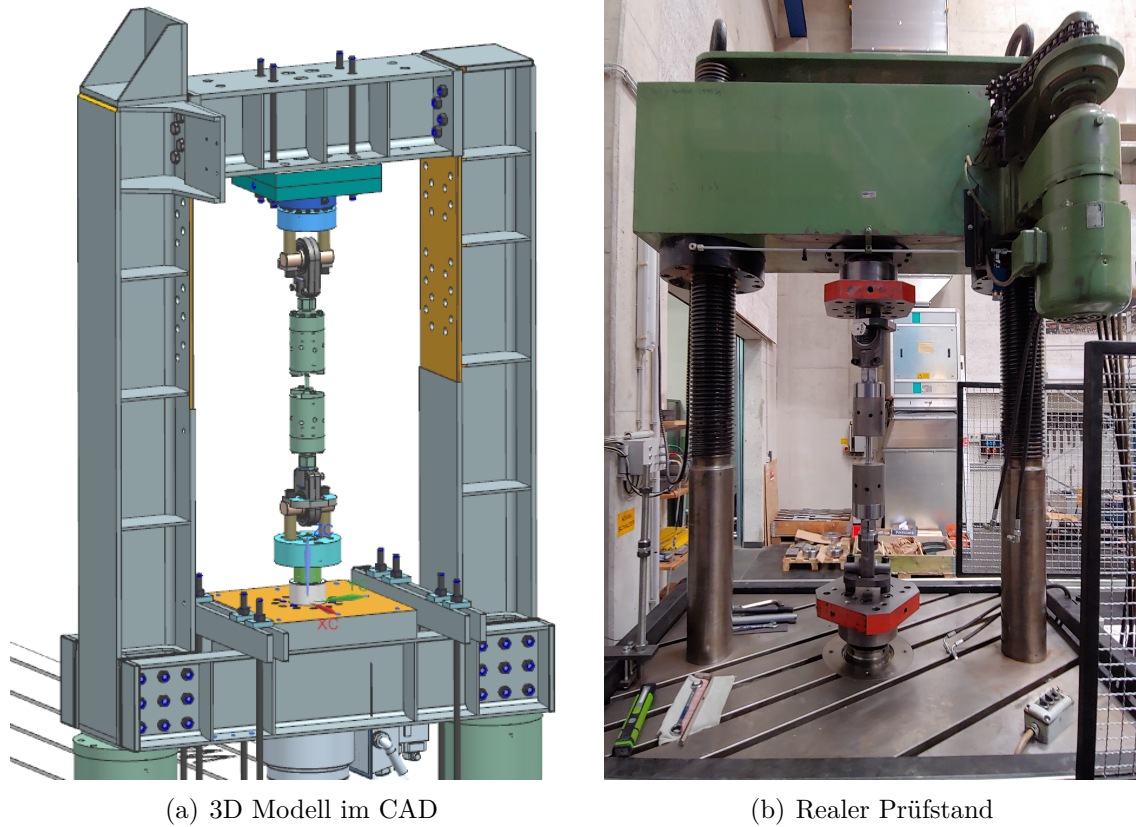


Abbildung 7.20: Prüfaufbau der Problemstellung 2

Ist ein Versuch abgeschlossen, muss der nächste Probekörper eingespannt werden. Hierfür muss die Verbindung der Einspannung zur Prüfmaschine gelöst und die über den Umfang des Außenkörpers verteilten Spannschrauben gelockert werden. Mit Hilfe der in Abbildung 7.21 dargestellten Ausspannhilfen wird die Spannzange gelockert und die Spannkraft auf den Probekörper gelöst. Dazu werden jeweils pro Seite zwei Ausspannhilfen mit Schrauben in die vorgesehenen Bohrungen am Außenkörper geschraubt. Der Probekörper kann nun problemlos entfernt werden. Zum Spannen der nächsten Probe muss der oben erläuterte Vorgang wiederholt werden.

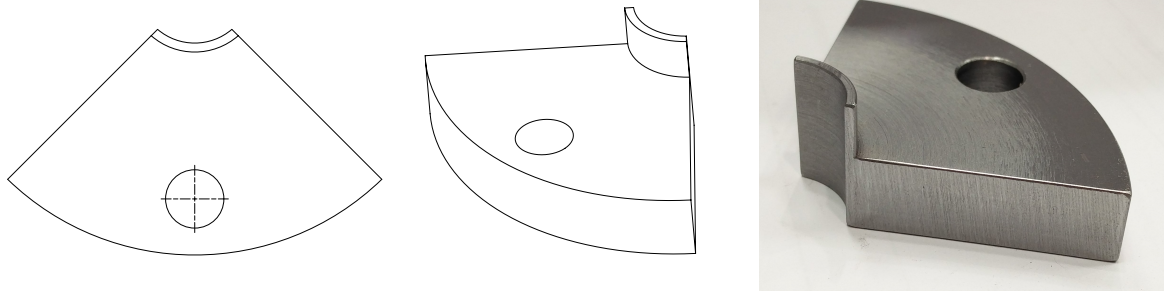


Abbildung 7.21: Ausspannhilfe

7.4.2 Erkenntnisse

Die Inbetriebnahme dieses Prüfstandes konnte nur mit geringerer Versuchskraft erfolgen. Zum Zeitpunkt des Verfassens dieser Arbeit waren die Adapter, welche die Schnittstelle zwischen Prüfmaschinen und Einspannung darstellen, bei den HUS60 Prüfmaschinen und beim modifizierten Prüfrahmen, noch nicht für diese Problemstellung angepasst. Anstelle der M24 Schrauben können nur M20 Schrauben mit angepasstem Bolzen montiert werden. Die maximale Prüfkraft muss dadurch reduziert werden und beträgt 100kN. Der Testlauf wird mit dem R-Verhältnis von 0,1 durchgeführt und mit 2,5 Millionen Lastwechsel abgebrochen.

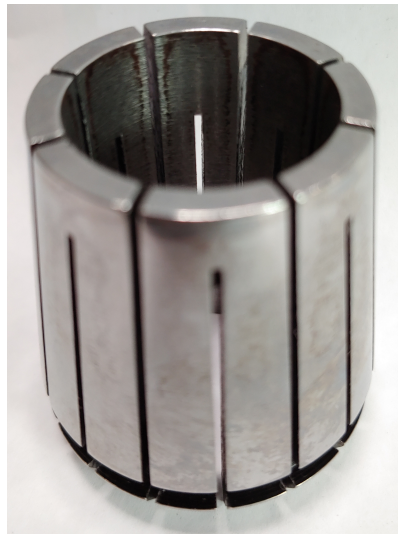
Der Aufwand zum Einbau der Einspannung hat sich, wie erwartet, als aufwändig erwiesen. Das große Gewicht der Einspannung und die große Anzahl an Schrauben sind die Hauptgründe dafür.

Nach dem Testlauf wird die Einspannung zerlegt und auf Fehlstellen kontrolliert. In Folge der Belastung, wenn auch mit verminderter Prüfkraft, sind keine Unregelmäßigkeiten aufgetreten. Eine endgültige Beurteilung lässt sich allerdings erst bei voller Prüfkraft fällen. Im Kontaktbereich zwischen Probekörper und Spannzange hat sich nach dem Testlauf mit 2,5 Millionen Lastwechseln Passungsrost gebildet, was in Abbildung 7.22 zu erkennen ist. Dieser ist auf Reibbewegungen zwischen den Bauteilen zurückzuführen. An der Probe ist eine leichte Kerbenbildung am Beginn des Spannzangensitz ertastbar, welche bei voller Prüfkraft zum Probenbruch im Einspannbereich führen könnte.

Die Abbildungssammlung 7.23 zeigt Fotos des gefertigten Probekörper, des Spannrings, des Außenkörpers und des Spannbolzens.



(a) Einspannbereich des Probekörpers



(b) Spannzange

Abbildung 7.22: nach dem Testlauf mit 2,5 Millionen Lastwechsel

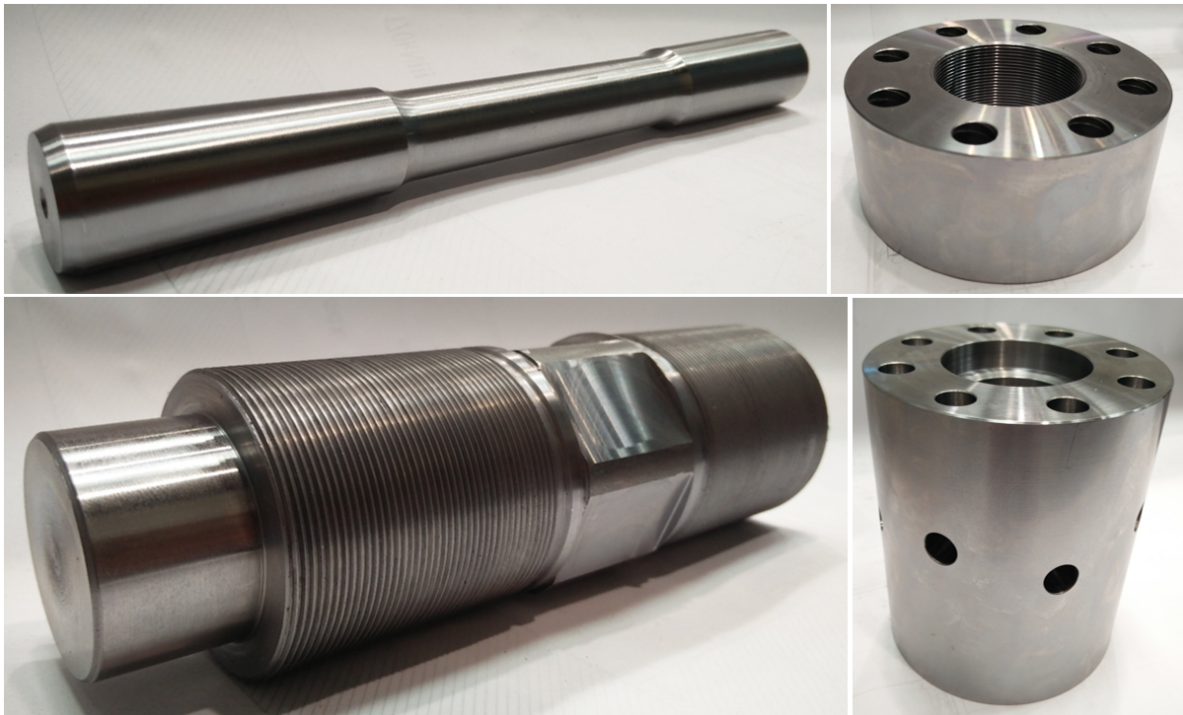


Abbildung 7.23: Gefertigte Prüfstandkomponenten

8 Zusammenfassung

Durch gezielte Analyse der vorhergehenden Versuchsdurchführungen, unter Berücksichtigung der einzuhaltenden Normen, Beachtung der Empfehlungen aus der Literatur und durch Einbeziehung der am Institut vorhandenen Gegebenheiten ist es im Rahmen dieser Masterarbeit gelungen zwei Sondereinspannungen für Schwingfestigkeitsversuche zu realisieren. Auf die Vermeidung von unzulässigem Probenbruch, überlagerten Prüfbelastungen, universellem Einsatz auf den drei vorhandenen Prüfmaschinen und auf geringem Umspannaufwand wurde bei der Entwicklung besonderer Wert gelegt.

Der Entwicklungsprozess ist bei beiden Einspannungen sehr ähnlich verlaufen. Er hat mit der Definition der Anforderungsliste und der Grenzbelastungen begonnen. Im folgenden Schritt wurden Konzepte erarbeitet, erste CAD-Entwürfe konstruiert und grundlegende Machbarkeitsberechnungen durchgeführt. Unter Berücksichtigung der Vor- und Nachteile der Konzepte wurde eine Entscheidung zugunsten der geeignetsten Variante getroffen. Durch iterative Berechnung, Simulation und 3D-Modellierung wurde das Konzept zur definitiven Konstruktion weiterentwickelt. Die für den Zusammenbau und die Fertigung benötigten Zeichnungen wurden erstellt und die Komponenten entsprechend gefertigt. Die Einspannung konnte zusammengebaut, in die Prüfmaschine montiert und die Inbetriebnahme vollzogen werden.

Die zwei Einspannungen wurden auf ihre grundlegende Funktion überprüft, beide jedoch wegen zeitlicher Probleme, nur mit leicht modifiziertem Prüfaufbau und mit geringerer Prüfbelastung. Die Testläufe ließen erkennen, dass beide Prüfstände grundsätzlich ihre Anforderungen erfüllen und die Auslegung korrekt erfolgt ist. Jedoch wird erst der reale Aufbau mit voller Prüfbelastung zeigen, ob es gelungen ist voll funktionsfähige Einspannungen zu entwickeln und ob mit Hilfe derer normgerechte Schwingfestigkeitsversuche durchgeführt werden können.

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1.1	Anwendungsbereiche von Betriebsfestigkeitsnachweisen, in Anlehnung an [Hai11]	1
Abbildung 1.2	Standbeine des Schwingfestigkeitsversuch: Probekörper, Einspannung und Prüfmaschine [Mah11; AG19b]	2
Abbildung 1.3	Unzulässig im Einspannbereich gebrochene Proben	3
Abbildung 1.4	Zulässiger Probenbruch im Prüfquerschnitt	3
Abbildung 2.1	Wöhlerdiagramm, in Anlehnung an [Nor16]	7
Abbildung 2.2	Einflüsse auf Schwingfestigkeitsversuche	8
Abbildung 2.3	Diverse Einflüsse auf die Schwingfestigkeit [RV10]	9
Abbildung 2.4	Schematischer Last-Zeit-Verlauf eines Schwingspiels, in Anlehnung an [Nor16]	10
Abbildung 2.5	Prüfbereiche des Schwingfestigkeitsversuchs, in Anlehnung an [Nor16]	11
Abbildung 3.1	Prüfmaschine	13
Abbildung 3.2	Resonanzumlaufbiegeprüfstand	13
Abbildung 3.3	Vorhandener Prüfrahmen	15
Abbildung 3.4	Für Schwingfestigkeitsversuche adaptierter Prüfrahmen	16
Abbildung 3.5	Beanspruchungsbereiche HUS60, in Anlehnung an [Mes78]	16
Abbildung 3.6	Schematischer Prüfmaschinenaufbau	17
Abbildung 3.7	Maschinenfehler [Sta03]	18
Abbildung 3.8	DMS Anordnung	19
Abbildung 3.9	DMS Ergebnis [Mah11]	20
Abbildung 3.10	Funktionsprinzip Extensometer [AG19a]	21
Abbildung 3.11	Verwendetes Extensometer [cor19]	21
Abbildung 3.12	Berührungslos messendes Laser- Extensometer [AG19a]	22
Abbildung 4.1	Einspannungsvarianten, in Anlehnung an [Sta03; TM12]	25
Abbildung 4.2	Probekörper mit verschiedenem Prüfquerschnitt, in Anlehnung an [Nor04]	26
Abbildung 4.3	Unterschnitt bzw. Hinterschnitt am Beispiel einer Flachprobe [Bus96]	28
Abbildung 4.4	Beispiele diverser Einspannenden [Bus96]	29
Abbildung 4.5	Ausführungsmöglichkeiten des Prüfbereichs [Bus96]	30

Abbildung 5.1	Modularer Aufbau der Sondereinspannungen	33
Abbildung 5.2	Lateraler und angularer Versatz, jeweils mit und ohne Versatzausgleich	34
Abbildung 5.3	Bohrbild des Adapters	35
Abbildung 6.1	Einordnung der Problemstellung 1 in die Schwingversuch-Matrix	36
Abbildung 6.2	Konzept I ohne Gewinde	39
Abbildung 6.3	Konzept I mit Gewinde	40
Abbildung 6.4	Konzept II	41
Abbildung 6.5	Konzept III geklemmtes Gewinde	42
Abbildung 6.6	Konzept III ungeklemmtes Gewinde	43
Abbildung 6.7	Zusammenbauzeichnung der Einspannung	45
Abbildung 6.8	Fertigungszeichnung der Probengeometrie	47
Abbildung 6.9	Variante I Simulationsmodell	48
Abbildung 6.10	Variante I Ergebnis: Tensorplot	49
Abbildung 6.11	Variante I Ergebnis: Kontaktdruck	50
Abbildung 6.12	Variante II Simulationsmodell	51
Abbildung 6.13	Variante II Ergebnis: Tensorplot	51
Abbildung 6.14	Variante II Ergebnisse: Kontaktdruck	52
Abbildung 6.15	Variante III Simulationsmodell	53
Abbildung 6.16	Variante III Ergebnis: Tensorplot	53
Abbildung 6.17	Variante III Ergebnisse: Kontaktdruck	55
Abbildung 6.18	Maximalwerte des Kontaktdrucks über die Gewindegänge . .	56
Abbildung 6.19	Fertigungszeichnung des Zwischenstücks	57
Abbildung 6.20	Prüfaufbau der Problemstellung 1	59
Abbildung 6.21	Gefertigter Probekörper	60
Abbildung 6.22	Gefertigtes Zwischenstück	60
Abbildung 7.1	Einordnung der Problemstellung 2 in die Schwingversuch-Matrix	61
Abbildung 7.2	Im Prüfquerschnitt gebrochene Probe	63
Abbildung 7.3	Hydraulische Spannpacken	64
Abbildung 7.4	Konzept I	65
Abbildung 7.5	Konzept II	66
Abbildung 7.6	Konzept III	67
Abbildung 7.7	Zusammenbauzeichnung der Einspannung	68
Abbildung 7.8	Fertigungszeichnung der Probengeometrie	69
Abbildung 7.9	Spannzange [Gum19]	70
Abbildung 7.10	Simulationsmodell Spannzange	71
Abbildung 7.11	Simulationmodell der Einspannsituation	72
Abbildung 7.12	Simulation der Spannzangenverformung	72
Abbildung 7.13	Einfluss der Winkeldifferenz zwischen Spannzange und Außenkörper auf die Kraftübertragung	73
Abbildung 7.14	Kraftfluss durch die Vorspannkraft	74
Abbildung 7.15	Einfluss der Schnorr- Scheiben Anordnung [KG05]	75

Abbildung 7.16	Kraftfluss welcher sich durch die selbst verstärkende Spannkraft einstellt	76
Abbildung 7.17	Freischnitt des analytischen Berechnungsmodells	77
Abbildung 7.18	Berechnungsmodell der 2D achsensymmetrischen FE-Simulation	78
Abbildung 7.19	Berechnungsmodell der 3D FE-Simulation	79
Abbildung 7.20	Prüfaufbau der Problemstellung 2	81
Abbildung 7.21	Ausspannhilfe	82
Abbildung 7.22	nach dem Testlauf mit 2,5 Millionen Lastwechsel	83
Abbildung 7.23	Gefertigte Prüfstandkomponenten	83
Abbildung 8.1	Mittelwerte des Kontaktdrucks über die Gewindegänge	xiii
Abbildung 8.2	Auswahltabelle Gelenkkopf [Co10]	xiv
Abbildung 8.3	Problemstellung 1 Prüfaufbau	xv
Abbildung 8.4	Problemstellung 1 Probeneinspannung	xvi
Abbildung 8.5	Problemstellung 2 Prüfaufbau	xvii
Abbildung 8.6	Problemstellung 2 Probeneinspannung	xviii

Tabellenverzeichnis

Tabelle 3.1	Übersicht der Grunddaten der Prüfmaschine [Mes78]	17
Tabelle 4.1	Einfluss der Probengeometrie auf die Messgröße im Versuch .	31
Tabelle 6.1	Entscheidungsmatrix zur Konzeptauswahl	44
Tabelle 7.1	Auswertung und Vergleich der Simulationsergebnisse	79

Literatur

- [AG19a] Zwick Roell AG. *Längenänderungsaufnehmer für Material-Prüfmaschinen*. 10. Juni 2019. URL: https://www.zwickroell.com/-/media/files/sharepoint/vertriebsdoku_br/08_282_laengenaenderungsaufnehmer_fp_de.pdf.
- [AG19b] Zwick Roell AG. *Zwick Roell*. 4. Aug. 2019. URL: <https://www.zwickroell.com>.
- [Bru17] Peter Brunnhofer. *Betriebsfestigkeit*. 7. Dez. 2017.
- [Bus96] H. Buschermöhler. *Vereinheitlichung von Proben für Schwingversuche*. Forschungskuratorium Maschinenbau e.V., 1996.
- [Co10] Wolfgang Streich GmbH & Co. *WSW Wälzlager Hauptkatalog*. 2010.
- [cor19] Epsilon technology corp. *Epsilon technology*. 5. Aug. 2019. URL: <https://www.epsilontech.com>.
- [Gum19] Koch Gummersbach. *Werkzeuge - Maschinen - Arbeitsschutz*. Hrsg. von E. Werner Koch. 19. Juni 2019. URL: <https://shop.koch-werkzeuge.de>.
- [Hai11] Erwin Haibach. *Betriebsfestigkeit*. Springer-Verlag GmbH, 1. Feb. 2011. ISBN: 3-540-29363-9.
- [KG05] Adolf Schnorr GmbH + Co. KG. *Tellerfedern*. 2005.
- [Mah11] Andrej Mahr. *High- Temperature Materials Testing*. Hrsg. von MTS Systems GmbH. 16. Juni 2011.
- [Mes78] MFL Prüf-und Messsysteme. *Bedienungsanleitung HUN/ HUS Hydraulische Universal- Schingprüfmaschinen*. Hrsg. von MFL Prüf-und Messsysteme. 1978.
- [Nor04] DIN Deutsches Institut für Normung. *DIN 50125 Prüfung metallischer Werkstoffe - Zugproben*. 2004.
- [Nor16] DIN Deutsches Institut für Normung. *DIN 50100 Schwingfestigkeitsversuch - Durchführung und Auswertung von zyklischen Versuchen mit konstanter Lastamplitude für metallische Werkstoffproben und Bauteile*. 2016. DOI: 10.31030/2580844.
- [RV10] D. Radaaj M. Vormwald. *Ermüdungsfestigkeit: Grundlagen für Ingenieure*. Springer Berlin Heidelberg, 2010. ISBN: 9783540714583.

- [Sch18] Gesellschaft für Schweißtechnik International mbH GSI. *Internationaler Schweissfachingenieurlehrgang (SFI) Hauptgebiet 3*. 2018.
- [Sta03] ISO International Organization for Standardization. *ISO 12106 Metallic materials - Fatigue testing - Axial-strain-controlled method*. 15. März 2003.
- [TM12] ASTM International American Society for Testing Materials. *ASTM E606/E606M Standard Test Method for Strain-Controlled Fatigue Testing*. 2012.

Anhang

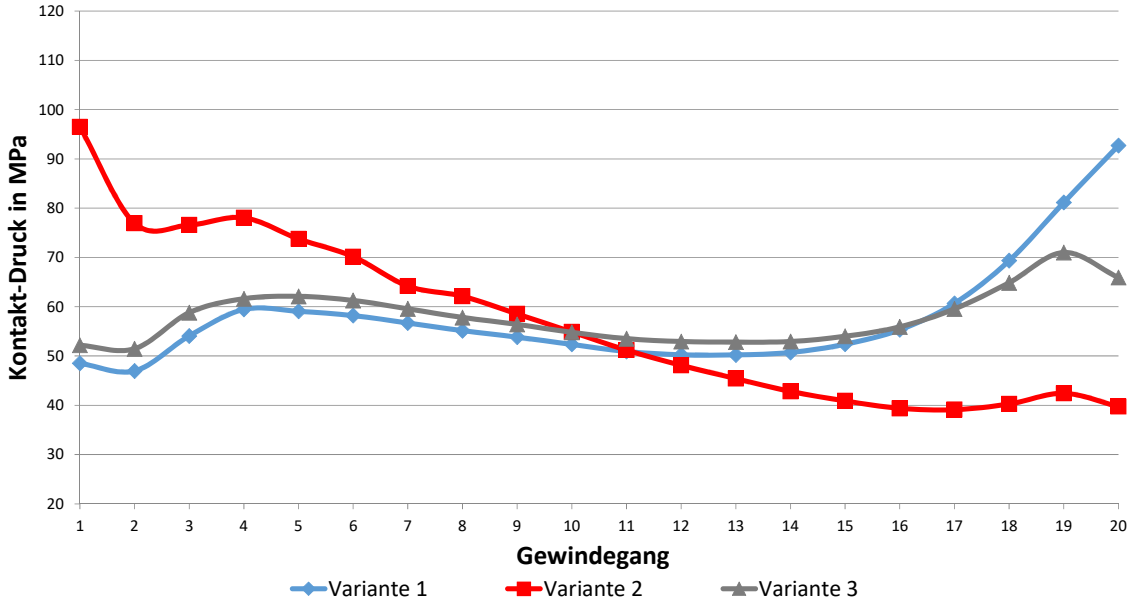


Abbildung 8.1: Mittelwerte des Kontaktdrucks über die Gewindegänge

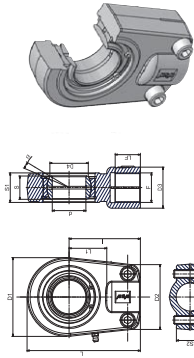


General information for hydraulic rod ends

Allgemeine Daten für Hydraulik-Gelenkköpfe

Hydraulik-Gelenkköpfe
 klemmbar
 wartungspflichtig
 Gleitpaarung: Stahl/Stahl
 Material: Ø 20 – 80 = C 45
 > Ø 80 = Sphäroguss

Hydraulic rod ends
 for clamping
 requiring maintenance
 sliding surface: steel/steel
 material: Ø 20 – 80 = C 45
 > Ø 80 = cast iron



**Serie/Series WAPR-U
 (GHRK-DO, SIR-ES)**

Bezeichnung/ Designation ohne Ablichtung/ without seals	Abmessung/Dimensions mm																Kippwinkel/ tilting angle $\alpha' \approx$	Traglasten/ Basic load ratings [kN]		Radiale Lagerluft/ Radial internal clearance CN	Schraube/Screw DIN EN ISO 4762:10.9	Anzugmoment der Schrauben/ tightening torque [Nm]	Gewicht/ Weight ≈ kg	d
	d	S	I	D ₁	D ₂	S ₁	S ₂	L	L ₁	D ₄	D ₅	L _F	F	Dyn./ Dynamic	Stat./ Static									
WAPR20U	20 -0,010	16 -0,12	50	56	46	19	17	80	25	24,1	17	M16x1,5	9	30	81,1	0,030 - 0,082	M8x20	30	0,440	20				
WAPR25U	25 -0,010	20 -0,12	50	56	46	23	21	80	28	25	23,3	17	M16x1,5	7	48	72	0,037 - 0,100	M8x20	30	0,450	25			
WAPR30U	30 -0,010	22 -0,12	60	64	50	28	26	94	30	32	34,2	23	M22x1,5	6	62	106	0,037 - 0,100	M8x25	30	0,750	30			
WAPR35U	35 -0,012	25 -0,12	70	78	66	30	28	112	38	40	39,7	23	M28x1,5	6	80	153	0,037 - 0,100	M10x30	54	1,22	35			
WAPR40U	40 -0,012	28 -0,12	85	94	76	35	33	135	45	45	30	M35x1,5	7	100	250	0,043 - 0,120	M10x35	59	2,09	40				
WAPR50U	50 -0,012	35 -0,12	105	116	90	40	37	168	55	61	56	40	M45x1,5	6	156	365	0,043 - 0,120	M12x40	100	3,66	50			
WAPR60U	60 -0,015	44 -0,15	130	130	120	50	46	200	65	75	66,8	53	M58x1,5	6	245	400	0,043 - 0,120	M16x45	250	6,17	60			
WAPR70U	70 -0,015	49 -0,15	150	154	130	55	51	232	75	86	77,8	60	M65x1,5	6	315	540	0,055 - 0,142	M16x50	250	9,32	70			
WAPR80U	80 -0,015	55 -0,15	170	176	160	60	55	265	80	105	89,4	75	M80x2	6	400	670	0,055 - 0,142	M20x55	490	13,75	80			
WAPR90U	90 -0,020	60 -0,20	210	206	180	65	60	323	90	124	98,1	95	M100x2	5	490	980	0,055 - 0,142	M20x60	490	21,74	90			
WAPR100U	100 -0,020	70 -0,20	235	231	200	70	65	360	105	138	109,5	103	M110x2	7	610	1120	0,065 - 0,165	M24x65	840	29,54	100			
WAPR110U	110 -0,020	70 -0,20	265	266	220	80	74	407,5	115	152	121,2	117	M120x3	6	655	1700	0,065 - 0,165	M24x80	840	43,37	110			
WAPR120U	120 -0,020	85 -0,20	310	340	257	90	84	490	140	172	135,5	127	M130x3	6	950	2900	0,065 - 0,165	M24x85	840	73,48	120			

Die in dieser Gelenkkopfsreihe serienmäßig montierten Gelenklager finden Sie in unserem Katalog auf Seite 22-23. Es ist auch möglich andere (z. B. abgedichtete oder auch wartungsfreie Lager) zu montieren. Bitte vergleichen Sie dazu den Außendurchmesser und die Außenringbreite. Lieferung auf Anfrage auch mit Linksgewinde möglich (Bitte in der Bezeichnung den Buchstaben „R“ durch „L“ ersetzen, Beispiel: WAPL-U).

For the bearings mounted in this series please see page 22-23. In case you need a different bearing type (e. g. with seals or maintenance free) please compare the outer diameter and the outer ring width of the bearings. On request these rod ends can also be supplied with left hand thread (please change "R" into "L" in the description, e.g. WAPL-U).



Abbildung 8.2: Auswahltabelle Gelenkkopf [Co10]

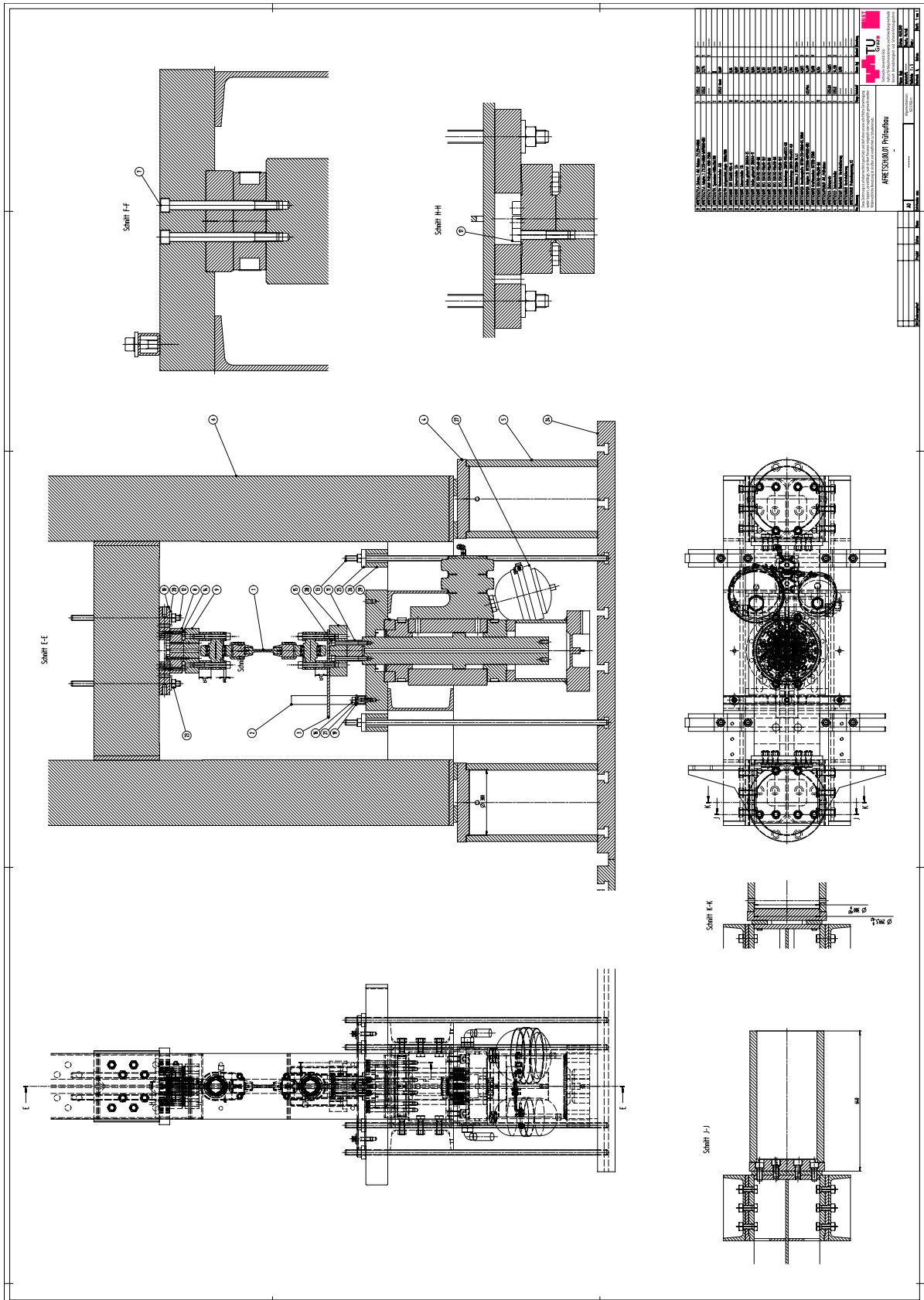


Abbildung 8.3: Problemstellung 1 Prüfaufbau

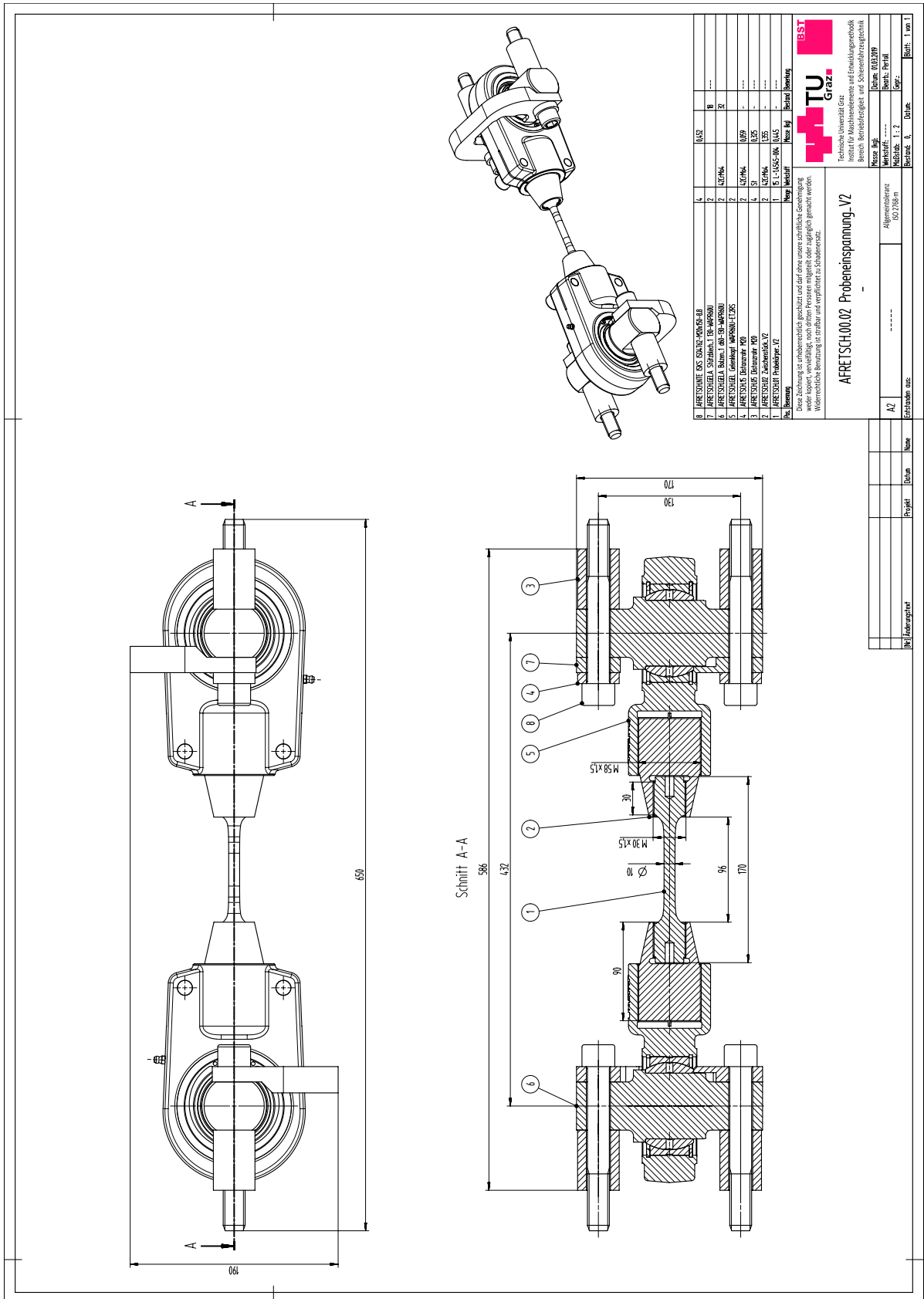


Abbildung 8.4: Problemstellung 1 Probeneinspannung

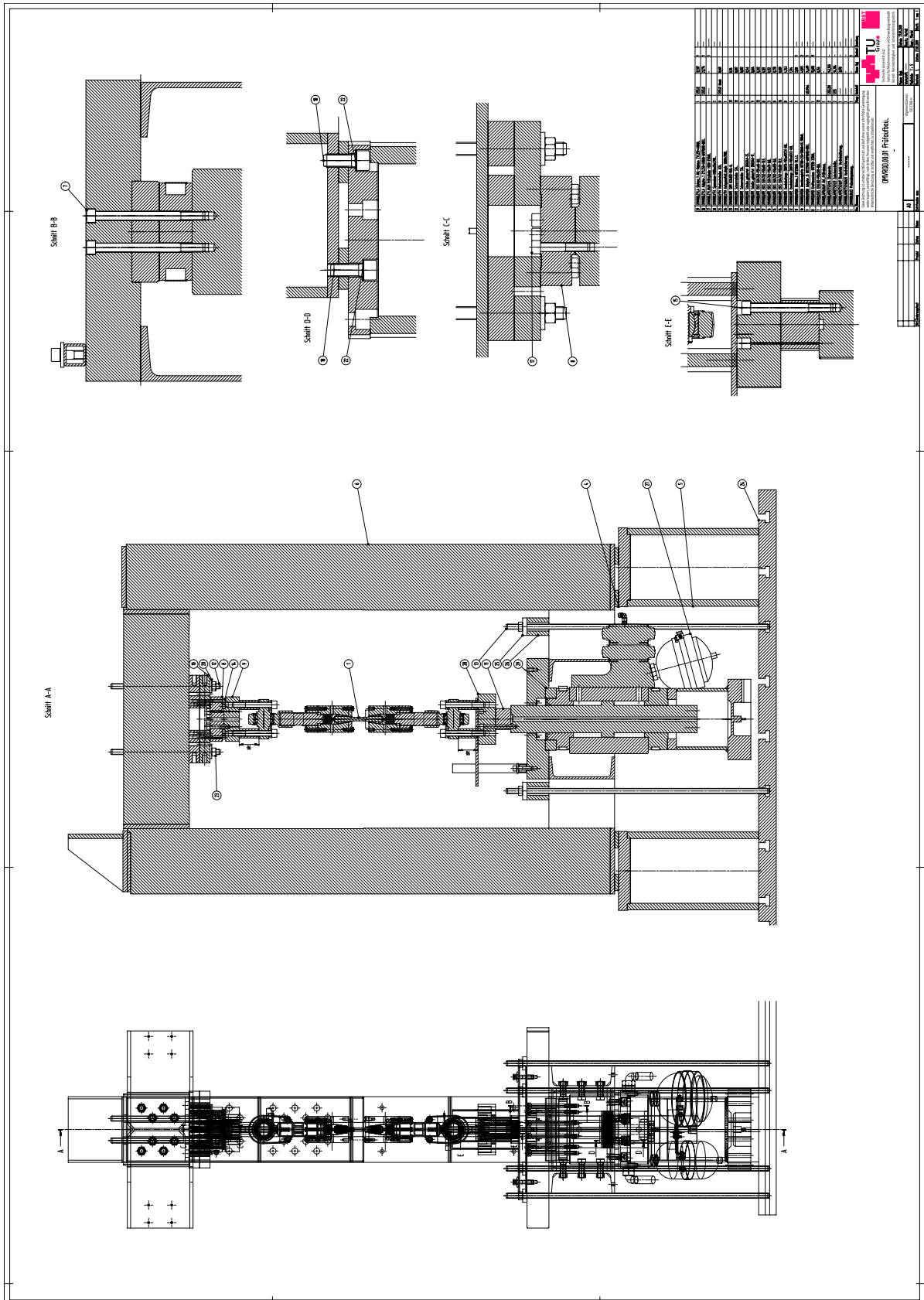


Abbildung 8.5: Problemstellung 2 Prüfaufbau

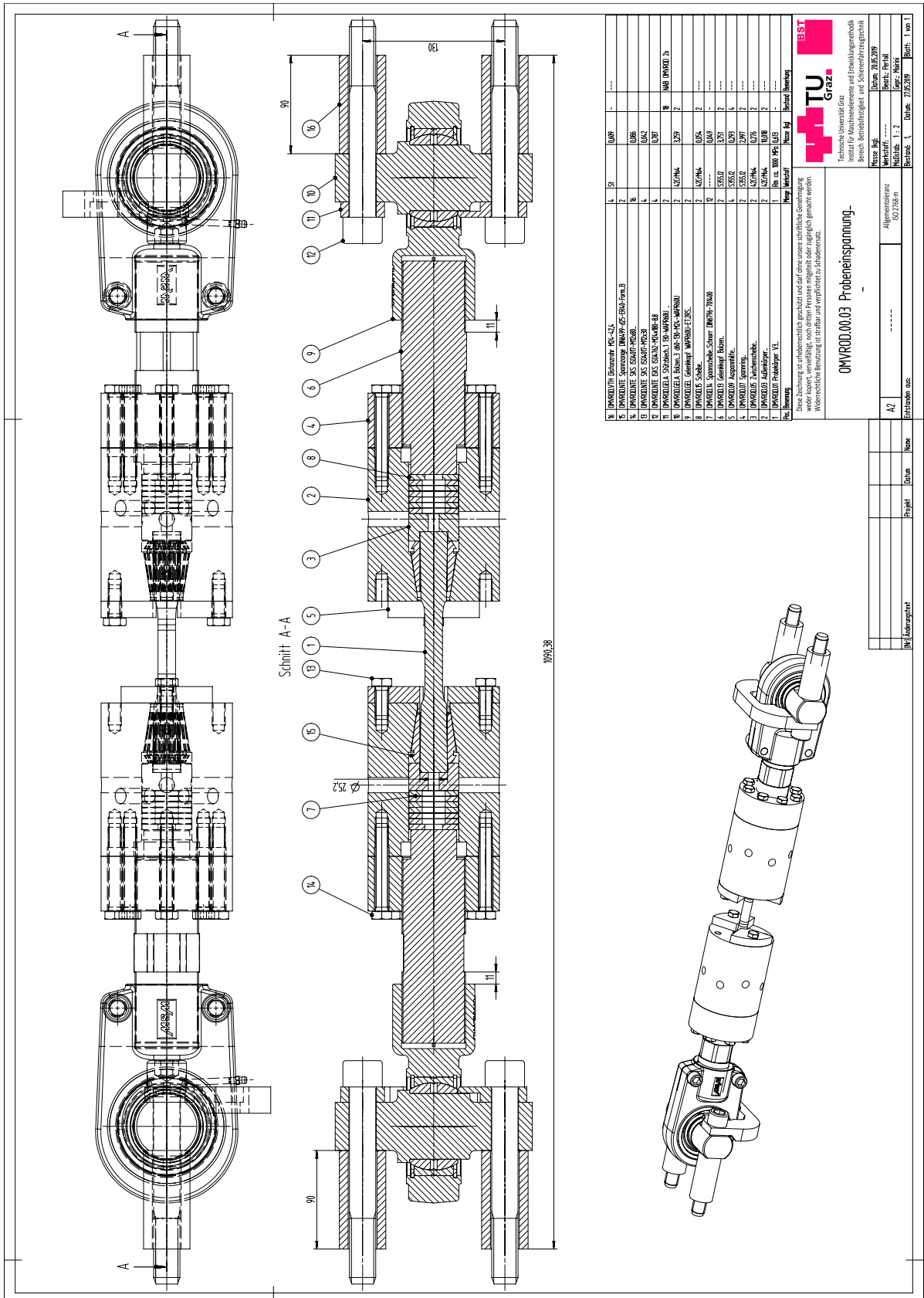


Abbildung 8.6: Problemstellung 2 Probeneinspannung