

Bachelorthesis

Axialkraftmessung an Lagerträgern der Apollo Gößnitz GmbH

Vorgelegt am: 26.08.2019

Von: Gerd Leupold
Kirschbergstraße 39
08451 Crimmitschau

Studiengang: Industrielle Produktion
Studienrichtung: Fertigungsmesstechnik, Qualitätsmanagement

Seminargruppe: FQ16

Matrikelnummer: 4002281

Praxispartner: Apollo Gößnitz GmbH
Walter- Rabold- Straße 26
04639 Gößnitz

Themenblatt Bachelorthesis

Studiengang Industrielle Produktion
Studienrichtung Fertigungsmesstechnik und Qualitätsmanagement


Student: **Gerd Leupold**
Matrikelnummer: **4002281**
Seminargruppe: **4FQ16-1**

Thema der Bachelorthesis

Axialkraftmessung an Lagerträgern mittels akustischer Oberflächenwellen - Erstellen einer Messvorrichtung zur Kalibrierung

Gutachter/ Betreuer: **Dipl.-Ing. Frank Linzner**
Gutachter (Studienakademie): **Prof. Dr. Heiko Enge**

Ausgabe des Themas: **27.05.2019**
Abgabe der Arbeit an den SG am: **26.08.2019, bis 14:00 Uhr**



Prof. Ingolf Tiator
Vorsitzender des Prüfungsausschusses
Technik

Berufsakademie Sachsen
Staatliche Studienakademie Glauchau
Studiengang Industrielle Produktion
Kopernikusstraße 51
08371 Glauchau

Themenvorschlag für die Bachelor- Thesis

Student(in): **Leupold, Gerd**
Matrikelnummer: **4002281**

Seminargruppe: **FQ16**

Bachelor- Thesis

Themenvorschlag: Axialkraftmessung an Lagerträgern der Apollo Gößnitz GmbH mittels akustischer Oberflächenwellen – Erstellen einer Messvorrichtung zur Kalibrierung.

Betrieblicher Betreuer / Gutachter

Name, Vorname	Frank Linzner
Qualifikation:	Diplom Ingenieur
Funktion:	Konstrukteur/ Entwickler
Telefon/ Email:	f.linzner@apollo-goessnitz.de

Wunschbetreuer BA Glauchau: Prof. Dr.-Ing. Enge, Heiko

Stempel, Unterschrift Betreuer/ Gutachter

Datum, Unterschrift Student

Inhaltsverzeichnis

Inhaltsverzeichnis	IV
Abbildungsverzeichnis	Fehler! Textmarke nicht definiert.
Formelverzeichnis	Fehler! Textmarke nicht definiert.
Abkürzungsverzeichnis	8
Themenvorschlag für die Bachelor- Thesis	3
1 Apollo Gößnitz GmbH- Ein historisch gewachsenes Unternehmen der Prozesstechnik	9
1.1 Abriss der Geschichte des Unternehmens	9
1.2 Allgemeine Informationen zu Anwendungsort und Materialien	11
1.3 Geschäftsfelder.....	11
1.3.1 Systemtechnik	11
1.3.2 Prozesspumpen.....	11
2 Kreiselpumpen	13
2.1 Allgemeines Funktionsprinzip	14
2.2 Leistungsdaten	14
2.3 Bauarten	16
2.3.1 Einstufige Spiralgehäusepumpen	16
2.3.2 Mehrstufige Radialpumpen	18
2.3.3 Halbaxiale vertikale Pumpen.....	19
3 Lagerkonzept	20
3.1 Fest- Los- Lagerung (FLL)	20
3.2 Beispiel: Einstufige Kreiselpumpe	21
3.2.1 Loslagerseite: Zylinderrollenlager	21
3.2.2 Festlagerseite: Schrägkugellager.....	22
4 Axialkraft am Festlager	24
4.1 Bei der Apollo Gößnitz GmbH verwendete Lagerkonzepte	24
4.2 Ursache und Wirkung der Axialkräfte	25
4.3 Konstruktive Anpassung/ Auswirkung	26
4.3.1 Einstufige Pumpen.....	27
4.3.2 Mehrstufige Pumpen.....	27

5	Messung der Axialkräfte in der Apollo Gößnitz GmbH	29
5.1	Notwendigkeit der Messung.....	29
5.2	Axialkraftmessung 2004.....	29
5.2.1	Pumpentyp GPH- 65C/14	30
5.2.2	Messprüfstands Aufbau.....	30
5.2.3	Ergebnisse/ Auswertung	31
5.3	BeMoS® Sensoren	33
5.3.1	Messmethode	34
5.3.2	Messgrößen.....	34
5.3.3	Einbaubedingungen.....	35
5.3.4	Aktueller Bearbeitungsstand in Verbindung mit der Firma BestSens AG	36
5.3.4.1	Prinzipieller Messprüfstands Aufbau.....	37
5.3.4.2	Ansätze der Umsetzung bei Apollo.....	38
6	Entwurf einer Messprüfstandsvorrichtung	39
6.1	Simulation der Pumpenlagerung.....	39
6.2	Kraftmessung	40
6.3	Kraftaufbringung	40
6.4	Externes Axiallager.....	42
6.4.1	Lagerauswahl	42
6.4.2	Umsetzung Lagereinheit.....	44
6.4.2.1	Gehäuseeinheit.....	44
6.4.2.2	Lagerwelle.....	47
6.4.2.3	Montage	48
6.4.3	Gestell zur Montage der Lagerträger	48
7	Schlussbemerkung	51

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1	Doppelflutiges Laufrad Pumpentyp ZMK
Abbildung 2	Prüfstands Aufbau Pumpentyp ZMK
Abbildung 3	Darstellung Komponenten der einstufigen Kreiselpumpe
Abbildung 4	Schnittdarstellung mehrstufige Radialpumpe
Abbildung 5	Schnittdarstellung vertikale Pumpe
Abbildung 6	Schnittdarstellung OH-Pumpe
Abbildung 7	Druckliniendarstellung Schrägkugellager
Abbildung 8	Druckverteilungen und Axialkräfte am Laufrad einer einstufigen Pumpe
Abbildung 9	Axialkraftentlastung mehrstufiger Pumpen.
Abbildung 10	Diagramme Auswertung Axialkraftmessung 2004 ohne Zwischenentnahme
Abbildung 11	Einbauzeichnung BestSens- Sensoren
Abbildung 12	prinzipieller Messprüfstands Aufbau
Abbildung 13	Darstellung P2 Lagerträger
Abbildung 14	Bauteile Kraftaufbringung
Abbildung 15	Tabelle Lastfälle
Abbildung 13	Darstellung P2 Lagerträger
Abbildung 14	Bauteile Kraftaufbringung
Abbildung 15	Tabelle Lastfälle
Abbildung 16	Schnitt Axiallagereinheit
Abbildung 17	Rillen Lagergehäuse
Abbildung 18	Lagerdeckel
Abbildung 19	Lagerwelle

Formelverzeichnis

Formel 1	resultierende Axialkraft
Formel 2	Fördermengenpunkt Axialkraftanstieg
Formel 3	maximale Messdrehzahl
Formel 4	Schlupf
Formel 5	maximaler Sensorwinkel

Abkürzungsverzeichnis

Apollo	Apollo Gößnitz GmbH
VEB	Volkseigene Betrieb
NPSH	Net Positive Suction Head
DiPPS	Warenwirtschaftsystem
BB	between bearing pumps
OH	overhung pumps
VS	vertical suspended pumps
SCC	Sicherheits Certifikat Contractoren
API	American Petroleum Institute
ZMK	einstufige, axialgeteilte Kreiselpumpen in Prozessbauweise nach API 610
KRHA	Schwere Prozesspumpe nach API610 für große Fördermengen
KRH	Schwere Prozesspumpe nach API610
KRI	Prozesspumpe nach API 610 als Inline Version
GMHD	Mehrstufige Kreiselpumpe in Gliederbauweise
GSTV	vertikale Pumpe in API Ausführung
GLKV	vertikale Standardpumpe
HPTV	vertikale Hochdruckpumpe im Topf/Behälter
HPV	vertikale Hochdruckpumpe
GPH	Mehrstufige Hochdruckpumpe
GH	Mehrstufige Hochdruckpumpe
GLRD	Gleitringdichtung
CNC	Computerized Numerical Control
DIN	Deutsches Institut für Normung
RAL	normierte Farben
VT	Sichtprüfung
PT	Rot-Weiß Prüfung

1 Apollo Gößnitz GmbH- Ein historisch gewachsenes Unternehmen der Prozesstechnik

Diese Facharbeit beschäftigt sich mit einer messtechnischen Aufgabenstellung des Unternehmens Apollo Gößnitz GmbH, welches mein Praxispartner im dualen Studium ist. Apollo entwickelt und fertigt Prozesspumpen und dazugehörige Anlagen.

Dafür gibt der erste Teil der Arbeit einen allgemeinen Überblick über das Unternehmen. Genauere Kenntnisse der Unternehmensgrundlage ermöglichen ein besseres Verstehen des im Verlauf der Arbeit beschriebenen Problems.

Das Hauptgeschäftfeld, welches die Prozesspumpentechnik umfasst, fundiert auf dem Funktionsprinzip der Kreiselpumpe. Die Apollo Gößnitz GmbH vermarktet deshalb viele verschiedene Bauarten, die mithilfe dieses Prinzips arbeiten. In Folge dessen umreißt die Abhandlung das Thema der Kreiselpumpen, informiert über das Funktionsprinzip, Leistungsdaten und Bauarten dieses Pumpentyps.

Da sich die Bachelorarbeit mit der Messung von Axialkräften beschäftigt, die am Festlager wirken, zeichnet die Arbeit einen Abriss der Lagerkonzepte, die in der Apollo Gößnitz GmbH Verwendung finden. Je nach Pumpenbauform werden bestimmte konstruktive Anpassungen an das Problem beschrieben. Das selbe Kapitel beschreibt die Notwendigkeit einer Axialkraftmessung am Festlager und verschiedene Messmethoden. Es werden verschiedenen Methoden aufgezeigt und verglichen, um zu zeigen welche für das Unternehmen Apollo Gößnitz GmbH die beste Anwendung sei. Dabei werden sowohl Vorteile, als auch Nachteile beschrieben.

Die weiteren Themen der Arbeit beschäftigen sich vorrangig mit Axialkraftmessungen und aktuellen Bearbeitungsmessungen. Gemäß der Aufgabenstellung werden dabei vergangene Messung analysiert und bewertet. Folglich wird der aktuelle Bearbeitungsstand mit der Firma BestSens beschrieben.

Schlussendlich wird ein erster Entwurf festgehalten, der eine Bewertung der Messung mit BestSens Sensorik ermöglicht. Dabei werden signifikante Bauteile genauer beschrieben und die Auslegung erläutert, dem ein Fazit aus all dem folgt.

1.1 Abriss der Geschichte des Unternehmens

Die Apollo Gößnitz GmbH ist ein Unternehmen, was im Zuge der 158 – jährigen Bestandszeit verschiedenste Veränderungsprozesse erlebte.

Das Unternehmen Apollo Gößnitz GmbH wurde 1863 als Maschinenfabrik und Metallgießerei gegründet. In dieser Zeit wurden Separatoren, Pumpen, Verdichter und landwirtschaftliche Geräte produziert. Erst 1920 spezialisierte sich Apollo auf die Entwicklung von Pumpen, was bis ca. 1950 zur ausschließlichen Fertigung von Pumpen und Kompressoren führte. Im Laufe der Zeit, setzten sich aber die verschiedenen Bauformen der Kreiselpumpen durch. Dafür wurde das Unternehmen ausgebaut, weitere

Werkhallen entstanden und die Ausrüstung wurde erweitert. Damit konnten die Kapazitäten um ein Vielfaches gesteigert werden. In der Zeit der DDR gehörte Apollo zum VEB Kombinat Pumpen und Verdichter Halle (Saale).¹

Nach der Wiedervereinigung fügte man dem Geschäftsbereich Pumpen den der Anlagentechnik hinzu. Ab dieser Zeit konnten anlagentechnische Fluid-Systeme entwickelt und gefertigt werden. Außerdem beschäftigte sich das Unternehmen vermehrt mit großen Prozesspumpenanlagen. In der Zeit vor 1990 produzierte man kleine Wasser- und Kondensatpumpen. Dabei wurden Seitenkanalpumpen in großen Stückzahlen für das oben genannte Kombinat gefertigt.

Nach dieser Zeit werden bis heute komplexe anlagentechnische Fluid-Systeme entwickelt, gefertigt, weltweit vor Ort aufgebaut und in Betrieb genommen. Hierbei handelt es sich im Gegensatz zur Zeit der DDR um Einzel bzw. Kleinserienfertigung. Jeder Auftrag umschließt somit eine für den Anwendungsfall des Kunden abgestimmte Pumpenspezifik.

Im Jahr 2012 entschied sich die Geschäftsleitung Mitglied der HMS-Gruppe zu werden. Dies ist ein weltweit tätiges russisches Pumpenunternehmen, zu dem 18 Produktionsstätten in Russland, Ukraine, Weißrussland und Deutschland gehören.² Im Zuge dieser Veränderung wurden zwei kleinere Ingenieurniederlassungen in Italien und den Vereinigten Arabischen Emiraten gegründet. HMS ist der Hauptanteilseigner der Apollo Gößnitz GmbH.³ Das umschließt eine umfangreiche Kooperationszusammenarbeit mit einzelnen Standorten des Haupthauses. In diesem Zusammenhang wäre im speziellen JSC Nasosenergomash Sumy in der Ukraine zu nennen. Es wird auch zukünftig die Herausforderung sein, die Zusammenarbeit mit diesen Unternehmen zu vertiefen. Des Weiteren findet sich das Unternehmen in einem Vergrößerungsumbau wieder. Das heißt, es werden neue Montagearbeitsplätze geschaffen, Produktionshallen mit Portalkränen in Lastbereichen bis zu 32 Tonnen versehen und neue CNC- Fertigungsmaschinen installiert, die den Maschinenpark erweitern und innovieren. Dabei ist ein DMG MORI Fünf- Achs- Bearbeitungszentrum zu nennen. Weitere Umbaumaßnahmen umschließen einen schon abgeschlossenen Büroneubau, den Aufbau von Strahlkabinen für niedrig sowie hochlegierte Stähle und die Erweiterung des Pumpenprüfstandes.

Um unter anderem den Veränderungsprozess voran zu treiben, ist Apollo nach DIN ISO 9001:2015 zertifiziert. Als weitere Zertifizierung wäre SCC (Sicherheits Zertifikat Contractoren) zu nennen, wodurch gewährleistet wird, dass das Unternehmen im

¹ Vgl.online: Landesarchiv Sachsen-Anhalt (03.11.2018)

² Vgl.online: Apollo Gößnitz GmbH (16.04.2018)

³ Vgl online: Apollo Gößnitz GmbH (16.04.2018)

speziellen Maße auf Sicherheits-, Gesundheits- und Umweltschutz achtet, was wiederum die Serviceleistung qualifiziert.⁴

1.2 Allgemeine Informationen zu Anwendungsort und Materialien

Apollo produziert Produkte für die Branchen: Öl-/Gasindustrie, Offshore, Petrochemische Verfahrenstechnik, Kraftwerkstechnik, Tanklager-Pumpen für explosive Medien sowie Pumpen für die Wasserwirtschaft/Industrie, was ein breites Fördermediums- und Einsatzgebietsspektrum bedeutet. Unter anderem können dies kalte/heiße neutrale/aggressive, verschmutzte und brennbare Flüssigkeiten sein.

Die verschiedensten Fluide bedingen eine hohe Werkstoffvielfalt. Dabei werden meist Grauguss, Kugelgrafitguss, Stahlguss, Edelstähle, Duplex-Stähle, Bronzen und häufig Speziallegierungen verwendet. Die einzelnen Materialien werden vom Kunden gefordert oder von Apollo an die bestehenden Voraussetzungen angepasst, um optimale Bedingungen zu erreichen und eine lange Lebensdauer zu gewährleisten.⁵ Im letzten Jahr hat es sich deshalb immer mehr zur Herausforderung entwickelt, neue dem Anwendungsfall entsprechende Materialien zu finden.

1.3 Geschäftsfelder

Am Standort Apollo in Gößnitz sind 156 Mitarbeiter und derzeit 6 Auszubildende tätig, die sich in drei verschiedene Geschäftsbereiche untergliedern lassen: Industriepumpen, Systemtechnik und Service.

1.3.1 Systemtechnik

Ein erster wichtiger Bereich ist die Systemtechnik, welche sich hauptsächlich mit Förderpumpenskids beschäftigt. Dazu gehören dann beispielsweise Druckhalte- und Regelstationen, Durchflussmessanlagen, Be- und Entladestationen für Bahn und LKW, Injektorpumpensysteme, Kondensatrückspeiseanlagen, Kühlwasseranlagen, Nox-Pumpen-Skids, Druckerhöhungsanlagen, Betonfertigteile-/Container-Pumpstationen, Wasserwerksausrüstungen, Löschwasseranlagen und Kompaktpumpstationen. Diese werden meist in großen Anlagen eingesetzt. Sie bilden einen Teil in einem komplexen System. Die Produkte werden in verschiedenen Baureihen unterteilt, und nach unterschiedlichen Größen, Materialkombinationen und Abdichtsystemen ausgelegt.

1.3.2 Prozesspumpen

Im zweiten Bereich der Industriepumpen werden Prozesspumpen hergestellt. Im Unternehmen werden Prozesspumpen als Anlagenmaschinen definiert, die

⁴ QMH SGU Politik der Apollo Gößnitz GmbH, S.1 alte Revision

⁵ Vgl. KRIEDEMANN PB 8.3.0 Stand/Rev. 00.2018

Fördermedien in einem übergeordneten Prozess gewinnen, um diesen in Gang zu setzen, den Stillstand zu verhindern oder Hilfsaufgaben zu verrichten. Dabei unterscheidet man mehrstufige Hochdruckkreiselpumpen, vertikalen Tankeinhängepumpen, Spiralgehäusepumpen, doppelflutigen Kreiselpumpen, hermetisch dichte Kreiselpumpen und selbstansaugende Seitenkanalpumpen. Dieser Bereich ist der wichtigste Schwerpunkt der Firma und produziert den größten Umsatzanteil.

Um einen sicheren Betrieb der Pumpen und Anlagen vor, während und nach der Inbetriebnahme zu gewährleisten, verfügt die Apollo Gößnitz GmbH über eine Serviceabteilung. Durch diese werden Reparaturen, Inbetriebnahmen vor Ort, Wartungsarbeiten, Beratung/Befundung und Ersatzteil Bereitstellung gewährleistet.⁶

⁶ Vgl. GAST PB 8.5.1 2018, S.1-6

2 Kreiselpumpen

Apollo beschäftigt sich seit dem Jahr 1922 mit Kreiselpumpen. Heute ist es der Hauptschwerpunkt der Produktpalette. Pumpen sind nach ganz allgemeiner Betrachtung Geräte, die Flüssigkeiten fördern. Im Groben existieren zwei Hauptgruppen von Pumpen: Zum einen sind das Verdrängerpumpen und zum anderen Strömungspumpen. Letztere werden auch als Kreiselpumpen bezeichnet. Die genannten Verdrängerpumpen arbeiten lediglich nach hydrostatischen Grundsätzen.

Ein Verdränger verkleinert bei der hydrostatischen Energieübertragung einen mit Fluid gefüllten Arbeitsraum und fördert das Fluid in die Rohrleitung. Dabei übt der Verdränger einen Druck auf das Fluid aus. Beim Vergrößern des Arbeitsraums wird dieser wieder mit Fluid aus der Rohrleitung gefüllt. Das hat den Vorteil, dass solche Pumpen hohe Saugleistungen haben, auch bei einem höheren Gasanteil. Des Weiteren kann mithilfe einer Druckstufe höchste Drücke erzeugt werden, was eine Vereinfachung der Konstruktion gegenüber anderen Varianten bedeutet. Der Förderstrom ist nur bedingt abhängig von der Förderhöhe, weshalb sich diese Methode sehr für Dosier- und Einspritzpumpen eignet. Dies wird vor allem mit Zahnradpumpen realisiert. Außerdem sind notwendige Förderströme über die Hubzahl sehr exakt reproduzierbar. Darüber hinaus sind auch verschiedenste Antriebsvariationen möglich. Das heißt, es sind auch pneumatische und hydraulische Antriebe in Verwendung. Nachteile, die Apollo in der Prozesstechnik dazu bewegen auf Strömungsmaschinen zu setzen sind, dass bei vergleichbaren Pumpen mehr Ventile und somit Verschleißteile im Einsatz wären. Gerade Druckbegrenzungen und ähnliches werden somit nur über Sicherheits- oder Druckbegrenzungsventile möglich. Außerdem sind sie wenig geeignet für hohe Drehzahlen und für gleichmäßige Strömungen, da gerade oszillierende Verdrängerpumpen pulsierende Förderströme haben. Weitere Pumpentypen sind: Kreiskolbenpumpe, Flügelzellenpumpe, Impellerpumpe und die Schlauchpumpe, um einige überblicksweise zu nennen ⁷

Im Gegensatz dazu wirken in Strömungsmaschinen nur hydrodynamische Vorgänge. Deshalb definiert Johann F. GÜLICH Kreiselpumpen in seinem Handbuch für Entwicklung und Anlagenplanung folgendermaßen: „Kreiselpumpen sind Strömungsmaschinen zum Fördern von Flüssigkeiten, deren Aufgabe darin besteht, einen bestimmten Volumenstrom auf ein spezifiziertes Druckniveau zu bringen.“⁸

Aus eigener Erfahrung beläuft sich der Grundaufbau einer solchen Pumpe auf: Gehäuse, Gehäusedeckel, Laufrad, Welle und einer Lagerung für die Welle. Die Lagerung hingegen

⁷ Vgl. online: HYDRAULISCHE FLUIDENERGIEMASCHINEN (16.04.2018)

⁸ GÜLICH, 2010, S.39

besteht in der Regel aus einem Lagergehäuse oder einem Lagerträger in dem die Lager verbaut sind. Hierbei kommen verschiedenste Lagertypen zum Einsatz.

2.1 Allgemeines Funktionsprinzip

Bei Pumpenbetrieb strömt das Fluid in ein abgedichtetes und dazugehöriges System. Dabei bewegt sich das Fördermedium durch den Saugstutzen zum Laufrad. Am Saugstutzen tritt das Medium in die Pumpe ein, um dann durch den Druckstutzen mit einem höheren Druck wieder auszutreten. Um das zu erreichen, wird das Laufrad durch Drehbewegung (durch einen Motor/ Turbine generiert) in Bewegung versetzt. In der Abbildung 1 kann man ein großes, schon auf einer Welle montiertes Laufrad erkennen und ein erstes Bild einer fördernden Kontur sehen. Also übertragen die Welle und die Kupplung die notwendige Energie vom Motor auf das Laufrad und somit auch auf das Fluid. Eine Packung (genau: Packungsstopfbuchse) oder eine Gleitringdichtung verhindern das Austreten des Fluides nach außen.⁹



Abbildung 1 Doppelflutiges Laufrad Pumpentyp ZMK

2.2 Leistungsdaten

In den Auftragsterminkarten der Apollo Gößnitz GmbH erkennt man die wichtigsten Leistungsdaten. Die Auftragsterminkarte ist ein umfassendes Papier, was für jeden Pumpenauftrag erstellt wird. Darin sind unter anderem verschiedene Spezifikationen, Abnahmekriterien und die Leistungskenngrößen dokumentiert. Letztere werden durch Fördermenge, Förderhöhe, Leistungsbedarf, Wirkungsgrad und der NPSH-Wert definiert. Zum Bewerten der Daten ist eine genaue IST- Drehzahl erforderlich.

⁹ Vgl. GÜLICH, 2010, S.39

Den Begriffen können im Allgemeinen, sowie in der Fachliteratur auch andere Bezeichnungen zugeordnet werden. Die Fördermenge beispielsweise wird Volumenstrom genannt. Da die zuerst aufgezählten Größen aber gängige Praxis im Unternehmen sind, werden diese in dieser Bachelorarbeit hauptsächlich verwendet.

Eine der wichtigsten Kenngrößen der Kreiselpumpen ist die Förderhöhe. Dabei ist ein erster wichtiger Fakt, dass die Förderhöhe unabhängig von der Dichte des Fördermediums ist. Das heißt, es ist nicht relevant (für die Förderhöhe), ob Wasser, Öl oder theoretisch sogar inkompressibles Gas gefördert wird. Alle anderen Kenngrößen wie Druckdifferenz, Leistung, Kraft und Spannungen verlaufen proportional zur Dichte des Fluides. Allgemein kann man formulieren, dass ein Pumpenprozess/ eine Pumpenanlage eine bestimmte Förderhöhe aufbringen muss, damit überhaupt ein Volumenstrom fließen kann. Diesen Wert bezeichnet man als Förderhöhenbedarf¹⁰. Die Förderhöhe ist außerdem abhängig von der Fördermenge. Dieses Verhältnis wird bei jeder verkauften Pumpe auf dem Prüfstand bestimmt.

Eine weitere wichtige Größe, die am Prüfstand geprüft werden muss ist der NPSH- Wert. Dabei wird an der Saugleitung durch ein Ventil bzw. eine Klappe der Saugdruck verringert. Ab einem bestimmten Unterdruck bilden sich am Laufrad Dampfblasen. Dieser Vorgang wird als Kavitation bezeichnet. Diese Blasen behindern die Strömung in den Pumpenkanälen und führen somit zu einem Förderhöhenabfall. Gemessen wird der Kennwert bei einem Förderhöhenabfall von 3% mit 3 Sekunden Haltezeit. Außerdem kann es zu einer abrasiven Wirkung im Laufrad kommen, wenn sich die Dampfblasen plötzlich wieder kollabieren. Das führt zu einem vorzeitigen Schaden an der Pumpe und im schlimmsten Fall sogar zum Ausfall der Anlage. Genau dieser Effekt ist der Grund, warum Kreiselpumpen i.d.R. nicht selbstansaugend sind. Das heißt, sie können die Saugseite nicht selbsttätig evakuieren und benötigen zur Funktionstüchtigkeit einen gewissen Vordruck. Kreiselpumpen sind demnach oft Teil einer komplexeren Anlage.¹¹ Dieser Zusammenhang wird wie oben beschrieben auf dem Prüfstand nachempfunden. Bei der Apollo Gößnitz GmbH ist aus diesem Grund eine halbaxiale vertikale Pumpe als Vorpumpe installiert, um einen NPSH Prüfstand zu gewährleisten bzw. große Aggregate zu prüfen, die oftmals einen gewissen Vordruck benötigen. In der folgenden Abbildung 2 kann man einen solchen Prüfstandsaufbau erkennen.

Leistung und Wirkungsgrad sind vor allem in der Entwicklung eines Pumpenaggregates wichtige Kenngrößen. Sie dienen unter anderem der Dimensionierung des Motors. Wichtige Berechnungsgrößen sind hier Förderhöhe, Dichte und Volumenstrom.

¹⁰ Vgl. GÜLICH, 2010, S.45

¹¹ Vgl. VINCENZ VA 8.5.0-07 S. 6



Abbildung 2 Prüfstands Aufbau Pumpentyp ZMK

2.3 Bauarten

Es existieren mehrere Bauformen von Kreiselpumpen, wobei jede verschiedene Lagerung- bzw. Laufradanordnungen aufweist. Dies hat einen Einfluss darauf, wie sich Kräfte in der Pumpenhydraulik verhalten. Im Folgenden werden einige Hauptgruppen genauer beschrieben, um eine genauere Betrachtung zu gewährleisten.

Eingeteilt sind Pumpen in Prozesspumpen nach der Norm API 610 und Standartpumpen nach der DIN / ISO. Eine zweite Einteilung lässt sich nach der Lage der Wellen vornehmen. Diese können horizontal oder vertikal sein. Deshalb spricht man auch von Horizontal- bzw. Vertikalpumpen. Eine dritte ist durch die Anzahl der Stufen zu definieren. Hauptsächlich findet man aber eine Einteilung nach Art und Bauform der verbauten Hauptkomponenten. Dabei sind vor allem Spiralgehäuse und Leiteinrichtung entscheidend, also die Bauteile, die strömungsführende Eigenschaften haben.

2.3.1 Einstufige Spiralgehäusepumpen

Einstufige Spiralgehäusepumpen sind der am häufigsten eingesetzte Pumpentyp. Die in Abbildung 3 dargestellte Pumpe ist eine der Bauform KRH, also eine schwere Prozesspumpe nach der API 610 (OH1 bzw. OH2).

Das orange dargestellte Bauteil ist das Laufrad. Da nur eine Stufe (Laufrad und Spiralgehäuse) eingesetzt ist, spricht man von einstufig. Bei dem gelb markierten Bauteil spricht man von einer Gleitringdichtung. Die GLRD hat die Funktion den Strömungsraum nach außen abzudichten.

Radialpumpen dieser Bauart werden in der Regel bei Drehzahlen zwischen 1400 bis 3000 min^{-1} verkauft. Eine Sonderform bildet die KRHA, die langsam laufend und für große Volumenströme konzipiert ist. Das bedeutet, dass im Vergleich zu einer KRH größere Laufräder benutzt werden müssen, um gleiche Volumenströme zu erhalten. ¹²

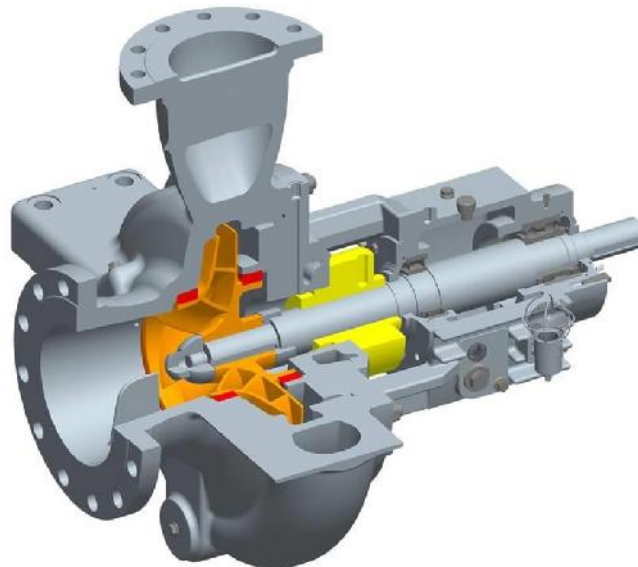


Abbildung 3 Darstellung Komponenten der einstufigen Kreiselpumpe
(Firmenpräsentation Apollo, 2016, S.20)

Einstufige Spiralgehäusepumpen können nach der API auch andere Bauformen aufweisen. Es sind neben den einstufigen und einflutigen Pumpen auch doppelflutige einstufige Pumpenbauformen möglich. Laut der API 610 baut Apollo beispielsweise nach den Typen BB1 und BB2 solche letztgenannten Bauformen. Für die BB1 Pumpen wäre da die Apollo Baureihe ZMK zu nennen. Dies ist eine schwere, axial geteilte und einstufige Prozesspumpe mit beidseitiger Lagerung. Für die BB2 Variante wäre da die ZPR Baureihe zu nennen. Auch hier ist ein doppelflutiges Laufrad verbaut. Gerade für die ZPR- Bauform ist eine Doppelspirale Standard. Eine weitere Bauform der einstufigen Spiralgehäusepumpen sind die KRI- Bauformen. Diese wäre z.B. der API Klasse OH3 zuzuordnen. ¹³

¹² Vgl. Firmenpräsentation Apollo, 2018, S.17-26

¹³ Vgl. American Petroleum Institute, 2010, S.12ff, Vgl. Apollo Pumps and Systems, 2015, S.2ff

2.3.2 Mehrstufige Radialpumpen

Wird die spezifische Drehzahl für eine bestimmte Förderaufgabe so klein, dass der Wirkungsgrad zu tief bzw. die Energiekosten unverhältnismäßig hoch würden, sind mehrstufige Pumpen einzusetzen. Ein weiterer Grund mehrstufig zu bauen, ist den Druck pro Stufe und somit auch die Förderhöhe zu begrenzen. Das kann mechanische und konstruktive Gründe haben. Dabei addiert sich die Förderhöhe mit jeder Stufe, während der Volumenstrom an jeder Stelle konstant bleibt. Dadurch steigt die Gefahr von erhöhten Schwingungen. Je länger eine Welle ist und je mehr Bauteile verbaut sind, desto mehr häufen sich Ungenauigkeiten, die Schwingungen generieren. Dabei handelt es sich vor allem um Rundläufe. Um NPSH-Werte so gering wie möglich zu halten, wird ein spezielles Sauglaufrad eingebaut, was einen größeren Saugmunddurchmesser hat, und den genannten Wert geringhält.

Ein weiteres Problem, was sich auf die Konstruktion einer mehrstufigen Kreiselpumpe auswirkt, sind Schwingungsprobleme. Diese wirken sich wesentlich auf die maximale Stufenzahl der Pumpe bzw. der Genauigkeitsklasse der Fertigungstoleranzen aus.¹⁴

Bei diesen Bauformen wird bei der Apollo Gößnitz GmbH in der Regel bei jeder Stufe ein Leitrad im Stufengehäuse verbaut. Die folgende Abbildung zeigt eine Gliederpumpe der Apollo Gößnitz GmbH der Bauform GMHD. Darin sind ein doppelflutiges Sauglaufrad und drei Laufradstufen verbaut. Direkt hinter den Laufrädern an der Druckseite ist außerdem ein Entlastungskolben angebracht.¹⁵ Gemäß API sind diese Pumpenbauformen beispielsweise der BB4 oder BB5 Klasse zuzuordnen.

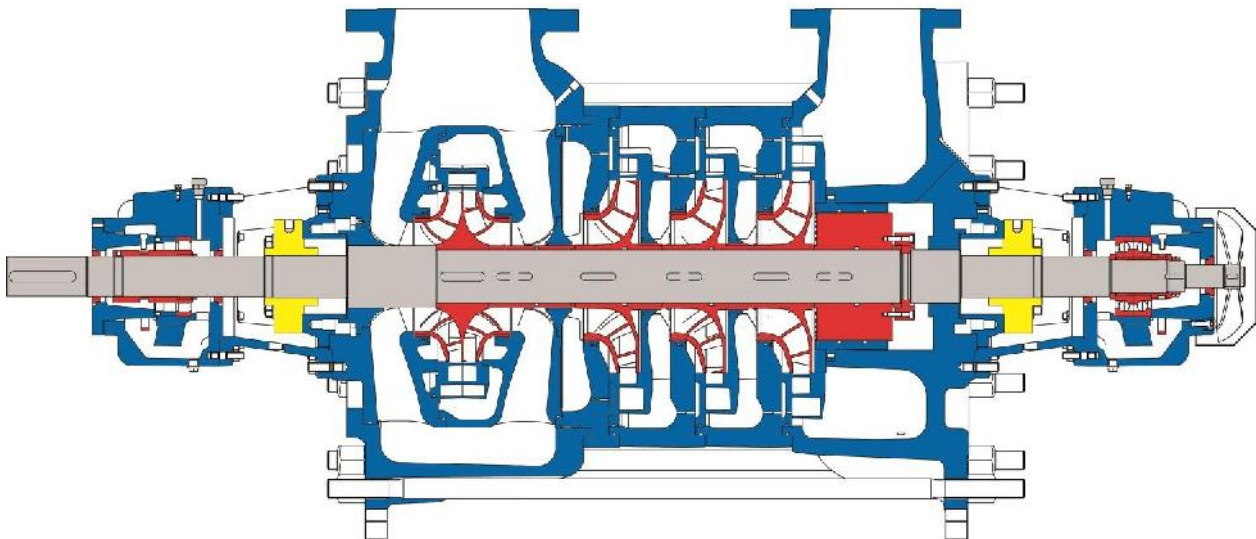


Abbildung 4 Schnittdarstellung mehrstufige Radialpumpe
(Firmenpräsentation Apollo, 2016, S.85)

¹⁴ Vgl. GÜLICH, 2010, S.55

¹⁵ Vgl. GÜLICH, 2010, S.56 und Firmenpräsentation Apollo, 2018, S.80-85

2.3.3 Halbaxiale vertikale Pumpen

Die Pumpenbauformen, die im folgenden Abschnitt beschrieben werden, unterscheiden sich vor allem durch die Ausrichtung der Welle zu den davor beschrieben. In der API sind sie unter anderem durch die Typen VS1 bzw. VS6 einzuordnen. Bei der Apollo Gößnitz GmbH werden diese Topfpumpen unter den Bauformen GSTV, GLKV, HPTV und HPV zusammengefasst.

Gerade Rohöl, Kondensat und verflüssigte Gase aus Tanklagern werden durch vertikale Pumpen gefördert. Dabei werden Flüssigkeiten aus einem Behälter angesaugt und weitergeleitet und werden oft für Be- und Entwässerung eingesetzt. Dabei hängen die Förderstufen unterhalb des Ein- und Auslaufgehäuses (z.T auch nur Auslaufgehäuse). In der folgenden Abbildung kann man genauer erkennen, wie eine solche abgehangene Pumpe aufgebaut ist. Das Bild zeigt eine GSTV mit einem Ansauglaufrad im unteren Bereich des Behälters. Die einzelnen Stufen sind über ein oder mehrere Zwischenrohre (je nach Abhängtiefe) verbunden.¹⁶

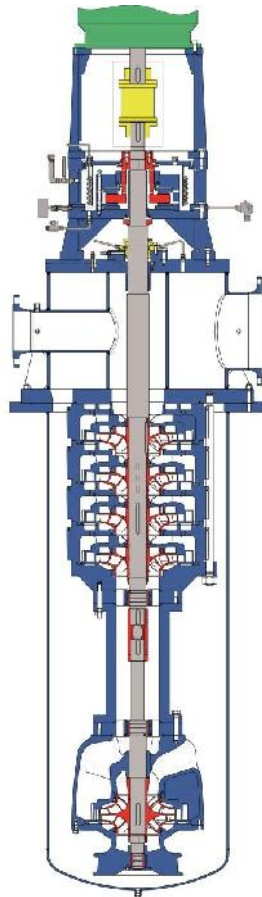


Abbildung 5 Schnittdarstellung vertikale Pumpe
(Firmenpräsentation Apollo, 2016, S.105)

¹⁶ Vgl. Firmenpräsentation Apollo, 2018, S.105,106

3 Lagerkonzept

Wie bei vielen Maschinen, spielt die Lagerung eines Pumpenrotors eine entscheidende Rolle bei der Konstruktion einer Kreiselpumpe. Je nach Anwendungsbereich existieren verschiedenste Lagerkonzepte. In der Regel baut die Lagerung auf dem Prinzip der Fest-Los-Lagerung (FLL) auf, worauf in folgenden Unterpunkten der Facharbeit genauer eingegangen wird. In der Regel werden dabei Wälzlager verbaut. Nicht jede von Apollo gebaute Pumpe arbeitet dann an ihrem Anwendungsort für lange Zeit gleichmäßig, oder gar ohne Stillstandszeiten. Trotz alledem werden Gleitlager gerade bei mehrstufigen Hochdruckpumpen wegen ihres geräuschärmeren Laufes, der Stoßunempfindlichkeit, der hohen Tragfähigkeit und der Einsatzmöglichkeit bei höchsten Drehzahlen eingebaut.¹⁷ Auf diese Lagerbauform der Wälzlagerung wird noch im Laufe der Facharbeit eingegangen.

3.1 Fest- Los- Lagerung (FLL)

Lagerungen mit Fest- und Loslager kommen in fast allen Industriebereichen zum Einsatz. Ihre Aufgabe ist, axiale Kräfte zu kompensieren und die Welle radial zu führen. Das heißt auch eine wärmebedingte Längenänderung aufnehmen zu können. Bei Apollopumpen bedeutet dies, dass ein Loslager lediglich radiale Kräfte, das Festlager dagegen radiale und axiale Kräfte aufnehmen muss. Das Loslager kann dabei Bautoleranzen und die Wärmeausdehnung axial aufnehmen. Aufgrund des möglichen Axialschubes wird das Loslager meist antriebsseitig verbaut.¹⁸ Dieses Lagerkonzept wird bei der Apollo Gößnitz GmbH durch verschiedenste Bauarten umgesetzt. Beispielsweise werden vertikale Pumpen mithilfe ölgeschmierter Festlager verbaut. Die Loslager sind dagegen mediumgeschmiert. In der Schnittdarstellung der vertikalen Pumpe in Abbildung 5 kann man dieses Variante der FLL erkennen. Oberhalb des Ein- und Auslaufgehäuse (zu erkennen an den beiden Flanschen) ist das Festlager angebracht. Unterhalb dieses Gehäuses im Behälter befinden sich drei mediengeschmierte Loslager.

Eine weitere mögliche Anordnung ist die der „Between-Bearing-Pumpen“ Das bedeutet, dass sich die hydraulischen Bauteile zwischen den beiden Lagern befinden. Die Abbildung 4 im letzten Hauptkapitel zeigt eine solche Lageranordnung und symbolisiert außerdem die klassische FLL- Anordnung. Das Loslager ist antriebsseitig verbaut. Als letzte Möglichkeit ist die „Fliegende Laufradanordnung“ zu nennen. Diese kann eine Spezialform der Between-Bearing-Pumpen sein, was keine Lagerung im Ansaugbereich

¹⁷ Vgl. ROLOFF / MATEK Maschinenelemente, 2003 S.497

¹⁸ Vgl. ETTEMEYER, OLBRICH, Fachhochschule München, 2007, S.14

der Pumpe und somit bessere Strömungsverhältnisse und niedrige NPSH-Werte verbunden mit geringerer Geräuschentwicklung zur Folge hat.

3.2 Beispiel: Einstufige Kreiselpumpe

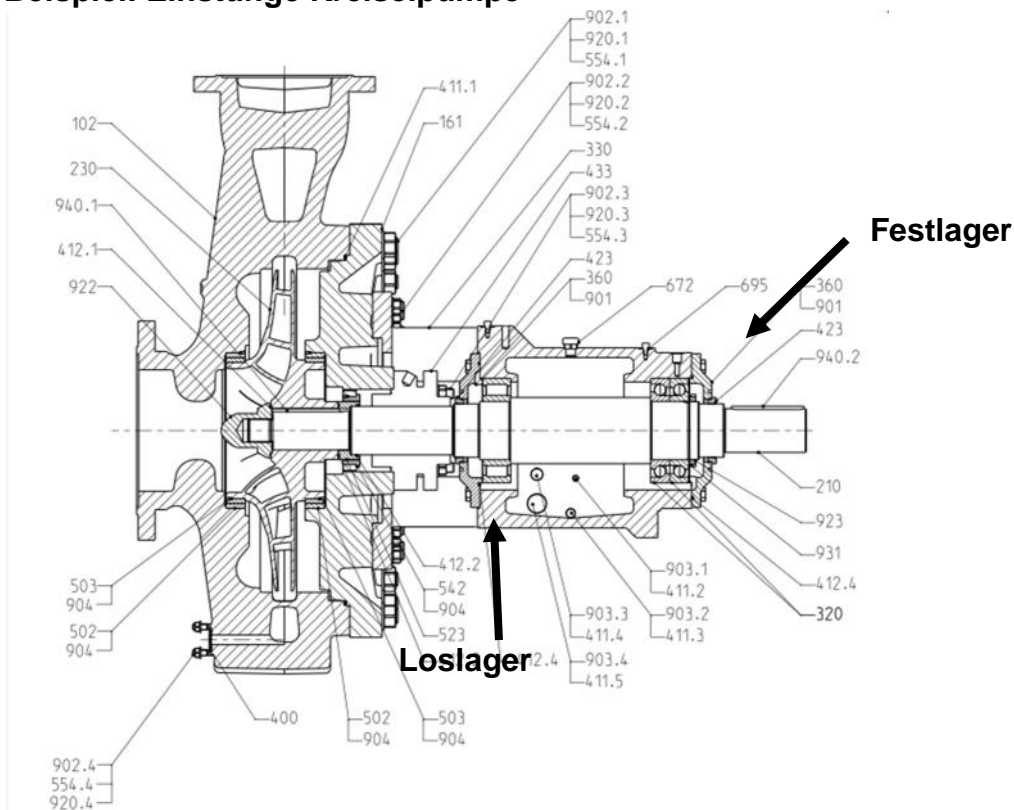


Abbildung 6 Schnittdarstellung OH-Pumpe (Auftragszugehörige Schnittdarstellung – keine allgemeine Verdeutlichung)

Am Beispiel der einstufigen Kreiselpumpe, Typ Overhung Pumps (OH) in der API wird das Problem der auftretenden Axialkräfte weiter beschrieben. Deshalb ist es notwendig die Lagerung dieses Pumpentyps genauer zu verstehen und Besonderheiten zu erkennen. In der Abbildung 6 ist durch eine Schnittzeichnung das Lagerprinzip genauer beschrieben. Dabei sind Fest- und Loslagerseite klar auseinandergehalten

3.2.1 Loslagerseite: Zylinderrollenlager

Bei Apollo wird laut Aussage unserer Konstruktionsingenieure meist ein Zylinderrollenlager der Bauform NU verwendet. Dieses ist speziell für Loslager zu verwenden, weil sie hohe radiale Kräfte aufnehmen können. Im Gegensatz zu Kugeln hat die Rolle, wenn man senkrecht zur Rollenachse schaut, eine größere Kontaktfläche. Dadurch kann ein solches Wälzlager höhere radiale Kräfte übertragen, lässt bei gleicher Lagerbelastung im Durchmesser kleinere Wälzlager zu und ist steifer. Die Lager sind einreihig verbaut und bestehen deshalb aus einem massiven Außenring, Innenring und Käfig. Die Käfige sind mit einer bestimmten, je nach Bauform vorgegebenen, Anzahl an Zylinderrollen bestückt. Die Lager sind für einen leichten Einbau zerlegbar.

Der Vorteil ist nun, dass der andere Lagerring abgezogen werden kann. Innen- und Außenring sind somit getrennt voneinander montierbar, was den Einbauprozess vereinfachen kann. Die Bauform NU wird gewählt, weil die Axialverschiebung der Welle durch Temperaturänderungen oder ähnlichen Einflüssen gegenüber dem Gehäuse in beiden Richtungen möglich ist. Nach Aussage einiger Apollomitarbeiter verwenden die meisten Pumpenbauer Zylinderrollenlager für die Loslagerseite ihrer Pumpen. Sulzer ein weiterer Pumpenhersteller verwendet jedoch Rillenkugellager. Das hat den Vorteil, dass nicht eine so hohe Wärmeentwicklung besteht. Es erhöht jedoch den Montageaufwand.¹⁹

3.2.2 Festlagerseite: Schrägkugellager

Schrägkugellager können vom Prinzip hohe radiale Lasten kompensieren. Dies ist möglich, wenn die Lager angestellt sind. Axiale Kräfte können aus einer Richtung übertragen werden. Für die Festlagerung am Festlager der OH-Pumpen wird ein satzweiser Einbau einreihiger Schrägkugellager gewählt. Dies ist notwendig, da eine axiale Belastung in beide Richtungen auftreten kann. Außerdem sollte die Lagerung über vorher definierte Axialspiele verfügen. Auch diese Lager können radial mit starken Kräften belastet werden, kann jedoch auch in eine Richtung axiale Kräfte aufnehmen. Ein anderer Vorteil ist außerdem, dass die Lager relativ geräuscharm laufen können. Dies ist auch für höchste Drehzahlen gewährleistet. Betrachtet man den Aufbau, sind massive Außen- und Innenringe erkennbar. Die Käfige sind meist aus Polyamid, Stahlblech oder Messing gefertigt. Diese führen die Wälzkörper. Bezüglich des Aufbaus ist noch anzumerken, dass die Lagerachse schräg gegeneinander angeordnet ist. Durch diese konstruktive Besonderheit ist es möglich, Kräfte unter einem bauartbestimmten Druckwinkel, das heißt schräg zur Radialebene, von einer Laufbahn auf die einer anderen zu übertragen. Dieser Winkel wird mit α gekennzeichnet. Mit der Größe von besagtem α steigt auch die axiale Tragfähigkeit des Lagers. Das heißt auch, dass je größer der Winkel ist, desto höher kann das Lager axial belastet werden. Das führt zu deutlichen Vorteilen gegenüber z.B. Rillenkugellagern. In der Regel werden diese Lager mit $\alpha = 40^\circ$ ausgeführt.

Für den schon erwähnten satzweisen Einbau werden sogenannte Universal Ausführungen bei den Lagerherstellern angeboten. Verbaut man derartige Ausführungen satzweise, ergibt sich entweder ein definiertes Axialspiel oder eine Axiale Vorspannung. Dabei ist die Käfig-Ring-Anordnung von entscheidender Bedeutung. Im Unternehmen verbaut man in einer KRHA- Pumpe (siehe Abbildung 7) zwei Lager der UA- Ausführung. Das bedeutet: „Lagersatz mit geringer Axialluft.“²⁰

Für den satzweisen Einbau sind drei Anwendungen denkbar: Tandem- Anordnung, O- Anordnung und X-Anordnung. Die Bezeichnungen leiten sich aus der bildlichen

¹⁹ Vgl. Schaeffer Technologies AG & Co.KG Wälzlager, 2017, S.404 ff

²⁰ Vgl. Schaeffer Technologies AG & Co.KG Wälzlager, 2017, S.276 ff

Darstellung der Drucklinien ab. In der folgenden Abbildung 8 sind die möglichen Darstellungen in einer Skizze verdeutlicht und die Ausführungen dazu anhand dieser zu verstehen.

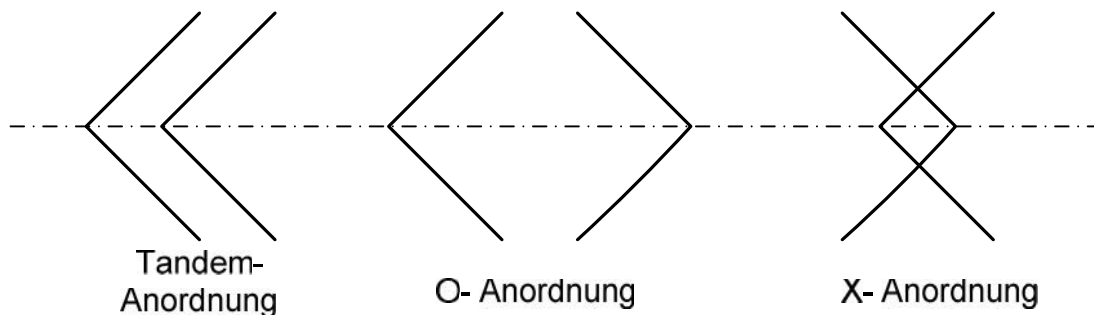


Abbildung 7 Druckliniendarstellung Schrägkugellager

Bei der Tandemanordnung verlaufen die Drucklinien parallel. Axiale Kräfte werden dementsprechend gleichmäßig auf beide Lager dieser Satzbauf orm verteilt. Der Nachteil ist, dass nur Axialkräfte aus einer Richtung aufnehmbar sind und macht diese sie für die Anwendung bei Kreiselpumpen unbrauchbar.

Die in der Regel angewandte Form, ist die O-Anordnung. Zum einen, weil dies eine Forderung der API ist, zum anderen aber, weil dadurch Kippmomente aufnehmbar werden. Lagersätze dieser Anordnung können axiale Kräfte aus beiden Richtungen aufnehmen, die aber immer nur von einem der beiden Lager der Paarung, je nach Schubrichtung, aufgenommen werden. Sie ergeben aber, im Vergleich zur X-Anordnung einen großen Stützabstand durch die Länge der Druckkegelspitzen zueinander. Dies macht diese Bauform steifer.

Bei X-Anordnung zeigen die von den Drucklinien gebildeten Kegel nach innen. Das bedeutet, dass sie zur Lagerachse hin zusammenlaufen. Derartige Lagersätze nehmen ebenfalls axiale Kräfte aus beiden Richtungen auf, allerdings auch immer nur von einem Lager entsprechend der O-Anordnung. Durch die Lage der Druckkegelspitzen sind die Lagersätze aber nicht so starr wie bei der O-Anordnung. Das bedeutet aber auch, dass sie sich weniger für die Aufnahme von Kippmomenten eignen. ²¹

²¹ Vgl. Schaeffer Technologies AG & Co.KG Wälzlager, 2017, S.278 ff

4 Axialkraft am Festlager

In dieser Abhandlung wurde schon oft das Problem der Axialkräfte geschildert. Das folgende Kapitel wird diese Problematik genauer beschreiben und aufzeigen, welche Schritte im Unternehmen diesbezüglich schon eingeleitet wurden.

Durch höhere generierte Förderhöhen und einen damit verbundenen Druckaufbau im Pumpeninneren treten am Laufrad hydraulische Kräfte und Momente auf, die auf den Rotor wirken. Ein Rotor besteht im Prinzip aus der Welle und den darauf montierten Laufrädern. Wie bei vielen anderen Maschinen ist für die Dimensionierung des Gerätes eine genauere Kenntnis der Axial- bzw. Radialkräfte notwendig. Die Radialkraft wird von der Druckverteilung über den Laufradumfang und untergeordnet vom restlichen Rotor beeinflusst. Die Axialkraft hingegen definiert sich von der Strömung im Radseitenraum und der aus ihr resultierenden Druckverteilung auf die Radscheiben.

Durch die Funktionsweise einer Pumpe treten zuallererst Radialkräfte im Inneren einer Pumpe auf. Radialkräfte treten durch eine über den Laufradumfang ungleichförmige Verteilung des statischen Druckes auf. Eben eine solche Störung kann durch Strömungsunsymmetrien im Leitapparat und durch nicht rotationssymmetrische Zuströmung zum Laufrad hervorgerufen werden. Diese Unregelmäßigkeiten können durch Konstruktion oder kleinere Gussfehler hervortreten. Auch eine Wellendurchbiegung kann Radialkräfte erzeugen. Im ungünstigsten Fall werden sie aber durch Fertigungsfehler verursacht. Diese sind dann i.d.R. durch die Schwingungsmessung auf dem Prüfstand sichtbar. Die Messung wird bei der Apollo Gößnitz GmbH auf dem Prüfstand nach der DIN EN 10816-7 durchgeführt.²²

4.1 Bei der Apollo Gößnitz GmbH verwendete Lagerkonzepte

Um ein ausreichendes Verständnis über die Axialkräfte an Pumpen zu bekommen, ist es notwendig die verwendeten Lagerkonzepte zu verstehen. In der Regel baut die Lagerung auf dem Prinzip der Fest- Los- Lagerung (FLL) auf. Dabei werden sowohl Radial-, sowie Axiallager benötigt.

In seltenen Fällen wird das FLL- Prinzip nicht angewendet. Dies geschieht bei mehrstufigen Hochdruckpumpen mit Scheibenentlastung. Dabei werden zwei Loslager verbaut. Bei Pumpenlauf wird der Pumpenläufer, also Welle mit allen hydraulisch beweglich Bauteilen gegen eine Scheibe gedrückt. Das hat den Vorteil, dass alle auftretenden Axialkräfte von dieser Scheibe aufgenommen werden. Wegen des Durchbiegens langer Wellen durch die Gewichtskraft (gilt bei horizontaler Wellenanordnung) und der Voraussetzung, dass eine solche Pumpe konstant über längere Zeit an einem Betriebspunkt betrieben werden muss, wird diese Konstruktionsvariante sehr selten verbaut. Durch die unregelmäßige Anwendung wird

²² Vgl. GÜLICH, 2010, S.544

sich diese Arbeit im Folgenden mit der Fest-Los-Lagerung beschäftigen. Die Art und Form der Lagerung hat einen entscheidenden Einfluss auf die Gestaltung der Pumpenkonstruktion.

4.2 Ursache und Wirkung der Axialkräfte

Axialkräfte entstehen in einer Kreiselpumpe durch Strömungskontur. Dabei wirken verschiedene Axialkraftanteile auf den Läufer einer Pumpe. Das Prinzip wird anhand der Abbildung 8 erklärt. Diese zeigt eine einfache Abbildung einer einstufigen Kreiselpumpe mit angetragenen relevanten auf Laufrad und Welle wirkenden Kräften. Diese Kräfte sind in der Formel 1 ersichtlich.

$$F_{ax} = F_{HY} - F_I + F_w + F_{Kupl} \quad \text{Formel 1 resultierende Axialkraft}$$

$F_{ax} =$	resultierende Axialkräfte [N]
$F_{HY} =$	Laufradaxialkraft [N]
$F_I =$	Impulskraft [N]
$F_w =$	Wellenschub [N]
$F_{Kupl} =$	Kupplungskraft [N]

Es handelt sich bei der hydraulischen Kraft um die Laufradaxialkraft, die aus der Differenz der axialen druckseitigen und der saugseitigen Kräfte der Laufraddeckscheibe entstehen. Die Impulskraft F_I ist dagegen eine Kraft, die auf die eingeschlossene Flüssigkeit des abgeschlossenen Gehäuses wirkt. Diese wird hauptsächlich durch den im System herrschenden Druck (der an den Strömungsflächen größer sein kann), dem Volumenstrom und der Geschwindigkeitsdifferenz an Laufradeintritt und Laufradaustritt beeinflusst. Die Kraft F_w bezeichnet die auf das freie Wellenende wirkende Kraft, die dem Vordruck entgegenwirkt.

Laut GÜLICH wird eine in Richtung Saugseite wirkende Kraft positiv gezählt. Liegt der Zulaufdruck über dem Atmosphärendruck, wird der Anteil F_w negativ; er entlastet das Axiallager entsprechend.²³

Durch genaueres Betrachten der Formel 1 ist zu erkennen, dass die Axialkraft nicht nur in eine Richtung wirken kann, denn je nach Größe der hydraulischen Kräfte ist es möglich, durch verschiedene eingestellte Fördermengen, eine resultierende Axialkraft zu generieren, die in beide Richtungen (positiv und negativ) wirken kann. Gerade auch besondere Einsatzbedingungen wie hohe Zulaufdrücke, können zu einer Richtungsänderung der Kräfte führen.²⁴

²³ GÜLICH, 2010, S.530

²⁴ Vgl. online: Kreiselpumpenlexikon KSB (03.11.2018)

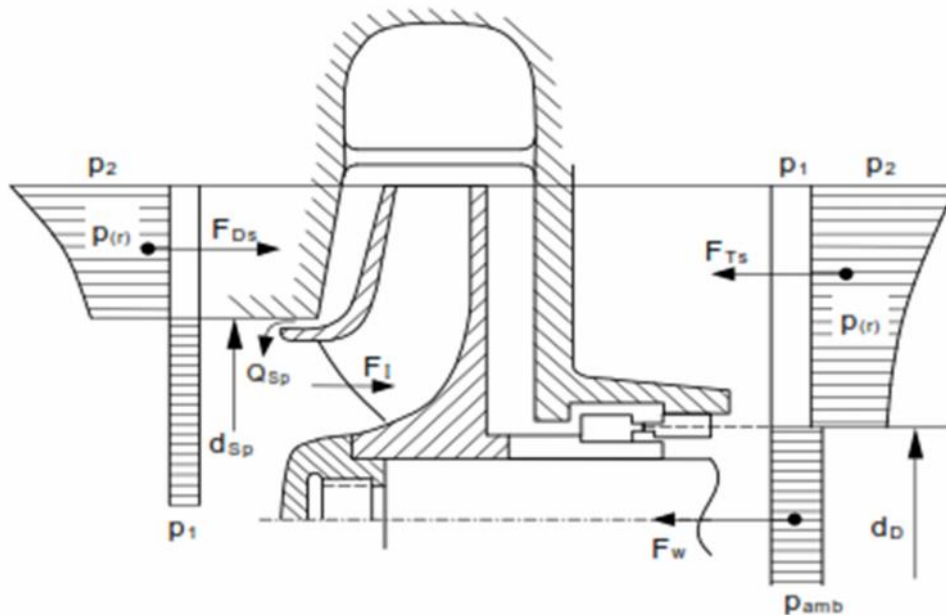


Abbildung 8 Druckverteilungen und Axialkräfte am Laufrad einer einstufigen Pumpe (Gülich, 2010, S.529)

Es ist außerdem möglich, dass besondere Axialschübe auftreten können. Dies ist im Besonderen bei Änderungen von Wirbelzuständen und beim Anlaufvorgang zu beachten. Besonderheiten bilden horizontale Pumpen, denn dann ist die Gewichtskraft des Rotors bzw. der druckmagnetische Zug bei Blockpumpen (Mangetantrieb) außerdem von Bedeutung. Bei mehrstufigen Pumpen ist es notwendig jede Stufe einzeln zu addieren. Dabei ist zu betrachten, dass der Druck von Stufe zu Stufe zunimmt. Dieser Druck hat aber entscheidenden Einfluss auf die hydraulischen Kräfte der Laufradstufe. Die hier besprochenen Zusammenhänge gelten grundsätzlich für geschlossene radiale oder halbaxiale Laufräder.²⁵

4.3 Konstruktive Anpassung/ Auswirkung

Unter anderem für eine konstruktive Anpassung der Pumpen ist es notwendig, genauere Kenntnisse über die Axialkräfte vorliegen zu haben. Außerdem gewährleistet eine daraus resultierende hohe Lebensdauer eine hohe Betriebssicherheit. Die Berechnungen der Axialkraft sind jedoch unsicher. Bei der Apollo Gößnitz GmbH wird in diesen Zusammenhang, mit unserem russischen Haupthaus zusammengearbeitet. Der Austausch erhöht die Sicherheit der Rechnung und eine genauere Dimensionierung der Lagerbaugruppe.

²⁵ Vgl. GÜLICH, 2010, S.529ff

4.3.1 Einstufige Pumpen

Entscheidend für die einstufigen Kreiselpumpen sind vor allem: Laufraddimensionierung, Größe der Entlastungsbohrungen und Größe der Spaltmaße die sogenannten Dichtspalte. Durch Leckage am Laufrad in die Randseitenräume, können an Trag- bzw. Deckscheibe unterschiedliche Drücke entstehen. Der Zusammenhang ist auch in der Abbildung 8 ersichtlich. Diese Drücke bewirken unterschiedliche Kräfte, die dann einen Ausschlag in die eine oder andere Richtung geben und ausgeglichen werden müssen. Die dazu benötigten Entlastungsbohrungen sind oftmals je eine, in je einem Laufradkanal angebracht. Diese Veränderung bewirkt einen Rückstrom der Leckageflüssigkeit und den benötigten Druckausgleich. Die Entlastungsbohrungen sind gemäß GÜLICH folgendermaßen auszuführen: „Damit der Druck im entlasteten Radseitenraum nicht infolge Drosselung in den Entlastungsbohrungen über den Zulaufdruck steigt, soll die Summe aller Entlastungsbohrungen mindestens einen 4- bis 5-mal größeren Querschnitt aufweisen als dem Spaltspiel entspricht; dabei ist etwaiger Dichtspaltverschleiß während des Betriebes zu berücksichtigen.“²⁶ Insgesamt ist zu bemerken, dass diese Entlastungseinrichtung den Wirkungsgrad der Pumpe beeinträchtigt. Bei über 50% Nutzleistung kann die Wirkungsgradverlust von bis zu 1% bedeuten.²⁷

Bei BB1 und BB2 Pumpen werden doppelblutige (ein Laufrad) bzw. gegenläufige (zwei Laufräder) Laufräder verbaut. Diese nehmen axiale Kräfte, die durch das Strömungsverhalten entstehen, schon durch ihre Geometrie auf. Jedoch ist auch hier auf eine ausreichende Dimensionierung des Festlagers zu achten.

4.3.2 Mehrstufige Pumpen

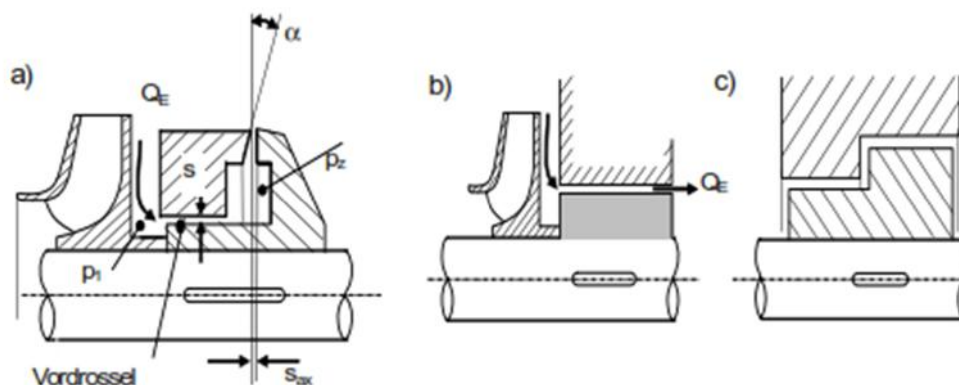


Abbildung 9 Axialkraftentlastung mehrstufiger Pumpen. (Gulich, 2010, S.536)

a: Entlastungsscheibe; b: Entlastungskolben; c: Stufenkolben

Bei mehrstufigen Pumpen ist eine Auslegung auf die Axialkräfte konstruktiv herausfordernder. Durch viele Stufen und die schon beschriebenen vielen

²⁶ GÜLICH, 2010, S.535

²⁷ Vgl. GÜLICH, 2010, S.534ff

Einflussfaktoren ist es laut unserer Konstruktionsabteilung möglich, dass axiale Kräfte über 100kN wirken. In der Abbildung 9 sind die üblichsten Entlastungseinrichtungen aufgeführt.

Die unter 9a dargestellte Form nennt sich Entlastungsscheiben. Sie erzeugen eine der Axialkraft entgegen gerichtete Kraft. Der entscheidende Vorteil ist, dass sie bei genauer Auslegung selbstständig die Axialkraft kompensieren. Bei dem Lauf der Pumpe verschiebt sich der Rotor in Richtung der Entlastungsscheibe und erhöht den Druck im Radialspalt nahe der Scheibe. Dieser Druck bewirkt die entgegen gerichtete Kraft und entlastet den Rotor. Diese Konstruktionsvariante wird seltener in der Prozesstechnik verbaut. Ein Einstellen unterschiedlicher Betriebspunkte führt zu Scheibenverschleiß.

Entlastungskolben generieren eine Kraft, die der Axialkraft entgegen gerichtet wirkt. Eine Verdeutlichung ist in der Abbildung 9b zu erkennen. Genau diese Kraft lässt sich annähernd aus der Kolbenfläche und dem Kolbendruck berechnet. Ein Nachteil besteht darin, dass keine automatische Anpassung wie bei der Scheibe vorliegt. Deshalb muss die zu ausgleichende Größe möglichst genau bekannt sein. Daraus wird dann eine Dimensionierung des Kolbens bestimmt. Das bedeutet auch, dass ein verhältnismäßig großes Axiallager erforderlich ist, um den Restschub aufzunehmen, der durch die Unsicherheiten der Berechnung oder Schubänderungen durch inkonstanten Pumpenlauf und durch Spielvergrößerungen im Betrieb, die im Laufe der Laufzeit einsetzen, bedingt ist. Dem Vorteil einer sehr robusten Konstruktion mit hoher betrieblicher Zuverlässigkeit steht der Nachteil einer erhöhten Leckage und eines größeren Axiallagers mit Wirkungsgrad- und Förderhöhenverlust gegenüber. Der in der Abbildung 9c abgebildete Stufenkolben versucht die Vorteile beider Konstruktionsvarianten zu verbinden. Durch Erfahrungswerte ist es jedoch ausreichend und ein Apollo Standard, Entlastungskolben zu verwenden.²⁸

²⁸ GÜLICH, 2010, S.535 ff

5 Messung der Axialkräfte in der Apollo Gößnitz GmbH

5.1 Notwendigkeit der Messung

Wie schon im Laufe dieser Abhandlung dargestellt, ist es enorm wichtig für ein Pumpenbauunternehmen mit einer breiten Produktpalette, genaue Kenntnisse über entstehende Axialkräfte zu haben. Außerdem wurde schon aufgezeigt, dass große Unsicherheitsmöglichkeiten bei der Berechnung dieser beschriebenen Kräfte existieren. Einflussfaktoren sind zum einen ungleichmäßige Geometrien der strömungsführenden Bauteile. Meist werden die strömungsführenden Teile mit Sandformguss gegossen. Außerdem bestellt unser Einkauf aus Kostengründen oftmals eine geringe Gussgütestufe. Diese Faktoren bewirken die angedeutete Ungleichmäßigkeit und beeinflussen die Kräfte. Selbst bei doppelflutigen Laufrädern können deshalb hydraulisch axiale Kräfte auftreten. Doch selbst bei genauerer Gussqualität können diese Abweichungen entstehen.

Ein weiterer signifikanter Grund besteht in den Fertigungstoleranzen und der Bearbeitungstechnologie. Selbst Forderungen von Normen und Richtlinien können technologische Unsicherheiten nicht ausschließen. Dementsprechend werden die Geometrieabweichungen einschränkbar, jedoch niemals vermeidbar.

Ein anderer wichtiger Einflussfaktor ist die Auslegung auf den Bestpunkt der Pumpenhydraulik. Die Berechnungsgrundlage der Axialkraft bezieht sich immer auf einen definierten Betriebspunkt. Schon beim Anlaufen einer Pumpe können somit Axialkräfte auftreten, die stark von den Kräften des berechneten Punktes abweichen.

Doch nicht nur aufgrund der schon beschriebenen Probleme ist es notwendig, derartige Messergebnisse zu kennen. Gerade im Servicefall könnte man durch Ergebnisse des Prüfstandes genauere Aussagen über Schadensfälle treffen. Gerade bei einer falsch betriebenen Pumpe kann ein durch Axialkraft hervorgerufener Schadensfall eintreten. Im Folgenden wird sich deshalb zuerst ein klassischer Axialkraftversuch der Apollo Gößnitz GmbH genauer analysiert und Schlussfolgerungen über die Pumpenauslegung getroffen. Im zweiten Teil zeigt das Kapitel einen alternativen Weg auf, der erste Bearbeitungsansätze umfasst und im folgenden Kapitel genauer betrachtet.

5.2 Axialkraftmessung 2004

Im Jahr 2004 wurde ein Auftrag umgesetzt, der eine neue Pumpenbauform benötigte. Die geforderte Druckerzeugung im industriellen Bereich bewirkte die Konstruktion einer mehrstufigen Hochdruckpumpe. Wie im Verlauf der Facharbeit erläutert, entstehen bei mehrstufigen Pumpen höhere Axialkräfte als bei einstufigen Bauformen, da diese sich pro Stufe addieren. Die betreffenden Kräfte lassen sich zwar zur Auslegung der Entlastungsbauteile berechnen, jedoch ist eine genauere Bewertung nicht möglich. Aus diesem Grund entschloss sich die Entwicklungsabteilung zu einem umfassenderen

Prüfstandsaufbau und einem Axialkraftversuch. Das folgende Kapitel dieser Facharbeit befasst sich deshalb mit der Analyse und Erläuterung dieses Versuches.

5.2.1 Pumpentyp GPH- 65C/14

Per Messung wurde eine GPH- 65C/14 überprüft. Bei den Baureihen GPH handelt es sich um mehrstufige horizontale Hochdruckkreiselpumpen. Der Pumpenbautyp wurde bei der Erweiterung der Pumpenhydraulik durch die der HP Baureihe ersetzt.

Diese Hochdruckpumpen sind zur Förderung sauberer oder getriebter Fluiden mit geringen- oder keinen mechanischen Verunreinigungen geeignet, weshalb sie häufig als Kesselspeisewasserpumpen eingesetzt werden. Die Flüssigkeiten dürfen im eingesetzten Druck- und Temperaturbereich nicht zum Auskristallisieren oder Polymerisieren neigen. Die wellenseitige Abdichtung zur Atmosphäre erfolgt mittels Stopfbuchse oder Gleitringdichtung. Die Bauform GPH ist durch mittenaufgehängte Gehäuse gekennzeichnet.

Die Gehäuseteile werden durch O-Ringe abgedichtet. Bei der Baureihen GH werden die Pumpenstufen axial durch Verbindungsschrauben verspannt. Die Lagerung der Welle erfolgt in ölgeschmierten Wälzlagern. Das Lagerkonzept ist, wie schon im Verlauf der Facharbeit beschrieben, eine Fest- Loslagerung nach der Between Bearing Anordnung (strömungsführende Pumpenbauteile befinden sich zwischen den Lagern). Antriebsseitig werden häufig ein Zylinderrollenlager verbaut, dagegen im Festlagerbereich zwei in O-Anordnung montierte Schrägkugellager. In alternativen Lagerkonzepten werden ein oder zwei Gleitlager verbaut, die dann druckölgeschmiert werden müssen. Diese Pumpenbauart ist nach API als BB4 Pumpe bezeichnet.

5.2.2 Messprüfstandsaufbau

Der Messprüfstandsaufbau mit Aufbauanweisungen ist im Anhang 1 zu finden. Wie die Darstellung aufzeigt, ist ein enormer Prüfstands- und Pumpenumbau notwendig. Generell wird eine Pumpe mit einem Motor angetrieben und die Kraft über eine Kupplung übertragen. Das heißt, es finden sich drei Komponenten, die durch einen optimierten Prozess zügig auf- und abgebaut werden können. Durch die Veränderung kommen weitere Bestandteile hinzu.

Das nötige externe Axiallager nimmt diese Kraft dann in Verbindung mit dem Zug- Druck-Aufnehmer auf. Für den Aufbau auf dem Prüffeld ist die Ausrichtung der Pumpe zur Messvorrichtung ein entscheidender Arbeitsschritt. Dabei muss die axiale Läuferstellung der Lage des Festlagereinbaus entsprechen, denn bei Schrägstellung wirkt nicht die ganze Axialkraft in Richtung der Lagerachse. Außerdem wurde über eine Messung mit einer Messuhr am freien Wellenende die Wellenverschiebung gemessen, die aufgrund der wirkenden Kraft auf Lagerung und Einschubeinheit wirkt.

5.2.3 Ergebnisse/ Auswertung

Bei sieben verschiedenen Förderströmen wurden Axialkraft (in kN) und die Wellenverschiebung Δx (in μm) aufgezeichnet. Zusätzlich wurde eine Aussage über die Kennwerte bei geöffneter Zwischenentnahme getroffen. In diesem speziellen Fall wurden $15 \text{ m}^3/\text{h}$ über die Zwischenstufe abgeführt. In folgenden Diagrammen der Abbildung 10 sind die Werte graphisch erfasst.

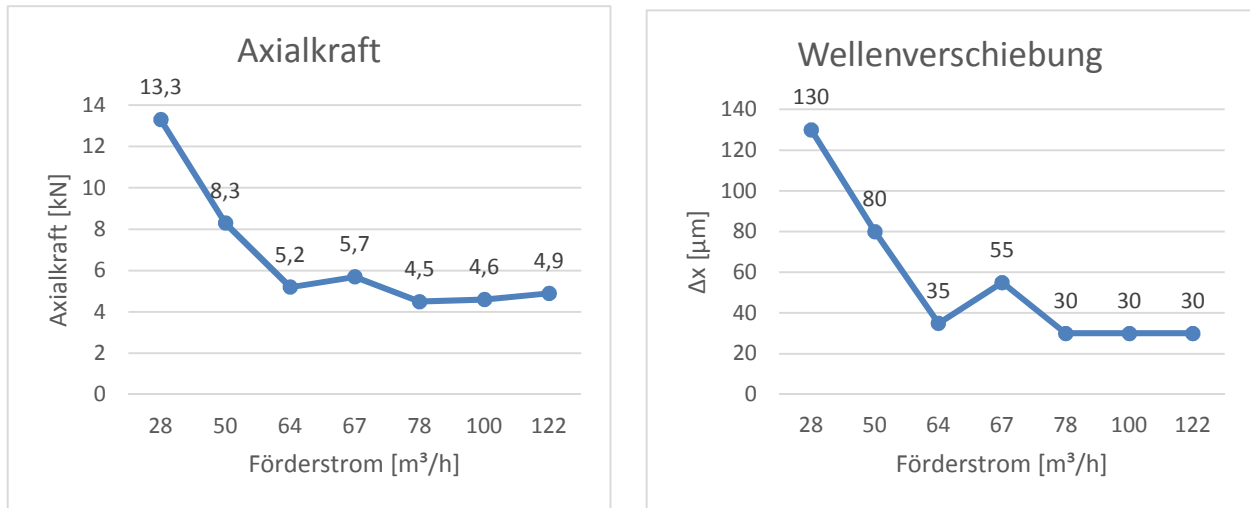


Abbildung 10 Diagramme Auswertung Axialkraftmessung 2004 ohne Zwischenentnahme

Es lassen sich verschiedene Aussagen über die Messungen und Diagramme treffen. Es besteht ein Zusammenhang zwischen Axialkraft und Wellenverschiebung. Wenn die Axialkraft in eine Richtung steigt, erhöht sich auch die Wellenverschiebung. Die höhere Kraft verursacht direkt eine höhere Nachgiebigkeit des Systems.

Des Weiteren befindet sich das Axialkraftminimum „in der Nähe“ des verkauften Förderstromes von $67 \text{ m}^3/\text{h}$ und ist aufgrund der wenigen Messpunkte nicht genau bestimmbar. Die Abweichung entsteht dadurch, dass die Auslegung der Kräfte nur theoretisch berechnet wurde. Viele Faktoren beeinflussen die Axialkraft, was im Zuge dieser Facharbeit schon erläutert wurde.

Auffällig ist ein verhältnismäßig hoher Anstieg in Richtung $Q=0 \text{ m}^3/\text{h}$. Dieses Phänomen entsteht durch Rückströmungen in den Randseitenraum über Dichtspaltleckage. Diese Strömungen sind durch Laufrad und Leitrad bedingt. Die Rückströmung hat eine kleinere Umfangsgeschwindigkeit (weniger Drall) als die im Randseitenraum vorhandene und bremst somit die Flüssigkeitsrotation. Dies verändert den Druckverlauf und führt zu einem

ungleichen Kräfteverhältnis und führt zu Axialkraft. Nähere Erläuterungen zur Entstehung von Axialkräften, sind in Kapitel 3.2 dieser Arbeit verfasst.²⁹

Laut GÜLICH entstehen diese Rückströmungen am häufigsten bei der Bedingung, die in Formel 2 formuliert ist. Bei der untersuchten GPH liegt dieser Förderstrom zwischen 26,8 und 50,25 m³/h. Auch hier ist der genaue Punkt des signifikanten Axialkraftanstieges nicht genau durch die Messung nachgewiesen, doch die vorhandenen Messergebnisse deuten auf eine Bestätigung dieser Behauptung hin.³⁰

$$Q_{ist}/Q_{opt} = (0,4 \text{ bis } 0,75) \pm 0,1$$

Formel 2 Fördermengenpunkt Axialkraftanstieg (Gulich, 2010, S.205)

Q_{ist} = Ist- Förderstrom

Q_{opt} = Optimaler Förderstrom

Die weiteren Messungen bei geöffneter Zwischenentnahme im Bereich von 32 bis 113 m³/h zeigen keine auffällige Änderung der Axialkraft. Es konnte also die Erkenntnis gewonnen werden, dass die Zwischenentnahme zumindest bei diesem Pumpentyp kein Einfluss auf die Axialkraft hat. Das heißt auch, dass die Abströmung der Zwischenentnahme keinen nennenswerten Einfluss auf das Rückstromverhalten in den Randseitenraum hat.

Wie schon aufgezeigt, sind genaue Punkte ab denen es Veränderungen gibt, nicht definierbar. Aus diesem Grund hätten in abgeschätzten kritischen Bereichen ein paar mehr Punkte aufgenommen werden müssen. Es bedeutet, dass die Lager bei dauerhaftem Teillastbetrieb von 28 m³/h und einer angenommenen Axialkraft von 13.500N ca. 10.000h nominelle Gesamtlebensdauer in Stunden und eine modifizierte Lebensdauer von ca. 50.000h aufweist. Letztgenannter Wert ist der zu beachtende. (Die Rechnungen wurden mit Medias, dem Produktauswahl- und Beratungssystem für Wälzlager, Gleitlager und Linearführungen der Schaeffler-Gruppe durchgeführt.). Dieser Wert liegt über der Forderung der API 610 mit 25.000h geforderten Betriebsstunden (16.000h bei Maximallast).³¹ Bei 6000N am Betriebspunkt beträgt die errechnete modifizierte Lebensdauer über 100.000h.

Die Auswertung dieses Versuches lässt die Vermutung zu, dass eine genauere Betrachtung anderer API Pumpentypen notwendig wäre, um die Lagerauslegung im Zusammenhang der hydraulischen Kräfte, genauer bewerten zu können. Die folglich

²⁹ Vgl. GÜLICH, 2010, S.228 ff

³⁰ Vgl. GÜLICH, 2010, S.204 ff

³¹ Vgl. American Petroleum Institute, 2010, S.57ff

erörterte Lösung mithilfe der BestSens- Sensorik, stellt eine Alternative zur Kraftmessung mithilfe des umgebauten Prüfstands dar.

5.3 BeMoS® Sensoren

Die Messmethode, welche kürzlich beginnend bearbeitet wurde, ist jene mit Hilfe von BeMoS® Sensoren der Firma BestSens AG. Dieses Unternehmen entwickelte ein innovatives Messsystem, welches im Sinne von Industrie 4.0 eine permanente Lagerüberwachung gewährleistet und dabei gemäß Aussage der Entwicklerfirma nach einer Kalibrierung Kräfte dokumentieren kann. Ziel dieses Unterkapitels ist es, genauere Kenntnisse über die Sensorik und dann den aktuellen Bearbeitungsstand zu erhalten. Der Vorteil dieses Systems liegt im vergleichsweise geringen Eingriff in die Lagerträgergeometrie. Ein vorhandenes Lagerträgerkonzept kann leicht mit zusätzlichen Bohrungen für die BeMoS® Sensoren versehen werden. Über den Einsatz im Labor hinaus können die Bohrungen im Serienkonzept vorbereitet und die Sensorik so optional mit angeboten werden. Es werden am Lagerträger zwei Sensoren angebracht, die ein Sender- und Empfängersystem bilden. Dieses System muss nun lediglich „geeicht“ werden. Das heißt, dass mithilfe einer Messvorrichtung an jedem Lagerträgertyp ein Lastfall simuliert werden muss, der mit einem Kraftaufnehmer genau definiert und dokumentiert wird. Die gleichzeitig verbauten Sensoren zeichnen nun eine Signalkurve auf, die dann kombiniert mit den Daten des Zug-Druck-Aufnehmers eine genaue Zuordnung der Wellenänderung zur Kraftänderung erlaubt und somit eine indirekte Kraftmessung am Festlager gewährleistet. Es ist also notwendig eine Messanordnung für häufige Lagerträgertypen an Apollopumpen zu entwerfen.³² Die BeMoS®- Sensorik ist auch noch in der Lage, andere Größen zu erfassen und lagerrelevant auszuwerten. Dieses Kapitel beschäftigt sich mit dieser Betrachtung und einem aktuellen Bearbeitungsstand.

Das genannte System arbeitet deshalb nach dem Anspruch der Condition Monitoring Grundsätze, was auf Deutsch *Zustandsüberwachung* (keine direkte Übersetzung) bedeutet. Es werden also verschiedene Messgrößen wie unter Punkt 5.3.1 beschrieben permanent überwacht und ausgewertet. Die BeMoS®- Sensorik wendet dieses Prinzip auf die Lagerung von Maschinen an. Ziel ist es damit unerwartete Ausfälle zu minimieren und Wartungen nur durchzuführen, wenn es notwendig ist. Insgesamt können so auf lange Sicht Kosten eingespart werden.

Laut Aussage der BestSens AG verbindet BeMoS® allgemeines Condition Monitoring mit Innovation durch SAW- Technologie, welche akustischen Körperschall analysiert. Diese Innovation macht es möglich über Schmierung, Fremdmedien, Kraft und Schlupf Aussagen zu treffen. Darüber werden die Punkte 6.2 und 6.3 dieser Facharbeit Aussagen

³² Vgl. Mit BeMoS® ungeplante Ausfälle verhindern, 2016, Best Sens AG, S. 2

treffen.³³ Zusammenfassend ist das Ziel dieser Technologie das Konzept von Industrie 4.0. Ein Lager soll dementsprechend digital, ohne vor Ort zu sein kontrolliert und bewertet werden können.

5.3.1 Messmethode

Laut dem Hersteller BestSens ist es möglich, durch eine verhältnismäßig kleine Änderung der Lagereinheitsgeometrie, über ein Messsystem Daten aufzunehmen und zu verarbeiten. Dafür werden akustische Oberflächenwellen verwendet. Diese Wellen können sich an Festkörpern von Oberflächen ausbreiten. Das Unternehmen BestSens verwendet Lambwellen, die den stehenden Ring des Wälzlagers anregen. Diese Art der Wellen hat nach Untersuchungen BestSens, besondere Sensitivität auf Veränderungen an der Oberfläche. Beispielsweise können durch eine Kraftänderung verschiedenste Spannungsänderungen im Material entstehen, die dann wiederum einen entscheidenden Einfluss auf die akustischen Oberflächenwellen haben. Die Änderung kann über das Bearing Monitoring System ausgewertet und einer bestimmten Messgröße zugeordnet werden. Die Wälzkörper eines Lagers eignen sich besonders gut, um die Lagersituation zu erfassen.

Es werden zwei Sensoren verbaut, die als Sender- und Empfängerpaar eine akustische Messstrecke erzeugen. Die Oberflächenwellen können über den Piezoeffekt als elektrische Signale sichtbar gemacht werden. Die verschiedenen Signale entstehen durch die verschiedenen Einflussfaktoren. Beispielsweise ist das Empfangssignal „viel Schmierstoff“ leicht versetzt und geringer als das Wälzkörpersignal.³⁴

5.3.2 Messgrößen

Eine grundlegende Messgröße ist die Drehzahl. Eine Modulation des akustischen Signals der Einzelnen Wälzkörper lässt auf die Wellendrehzahl schließen. Dabei unterliegt die Messung einiger von BestSens vorgegebenen Grenzen, welche durch die folgende Formel 3 begrenzt sind.

$$n_{max} = \frac{300000}{N_{Wälzkörper}} \quad \text{Formel 3 Maximale Messdrehzahl}$$

(Mit BeMoS® ungeplante Ausfälle verhindern, 2016, Best Sens AG, S. 7)

n_{max} = maximale Drehzahl

$N_{Wälzkörper}$ = Anzahl der Wälzkörper

Die theoretische Käfigdrehzahl wird dann von der Wellendrehzahl abgeleitet. Bestimmt werden kann sie durch Wälzkörperdurchmesser, Teilkreisdurchmesser und theoretischer

³³ Vgl. Mit BeMoS® ungeplante Ausfälle verhindern, 2016, Best Sens AG, S. 2

³⁴ Vgl. Mit BeMoS® ungeplante Ausfälle verhindern, 2016, Best Sens AG, S. 4 ff

Druckwinkel. Dies sind alle Angaben, die von Lagerherstellern zur Verfügung gestellt werden.

Aus diesen Angaben lässt sich außerdem der Schlupf bestimmen. Folgende Formel 4 ist dazu notwendig.

$$\text{Schlupf} = \frac{\text{theoretische Käfigdrehzahl} - \text{gemessener Käfigdrehzahl}}{\text{theoretische Käfigdrehzahl}} \quad \text{Formel 4 Schlupf}$$

(Mit BeMoS® ungeplante Ausfälle verhindern, 2016, Best Sens AG, S. 7)

Wenn das Lager schlupffrei läuft kann auch der Ist- Druckwinkel bestimmt werden. Dieser Winkel ist zwar theoretisch festgelegt, wird aber durch Belastung, Drehzahlen und thermische Ausdehnung beeinflusst. Bei einem vorgespannten Lager kann durch die genannte Betrachtung auf die Axialkraft geschlossen werden. Im Sensor befindet sich ein PT 100, womit die Außenringtemperatur erfassbar ist. Angegebene Grenzen sind -50°C bis 150°C. Die Messunsicherheit beträgt $\pm 1,05\text{K}$.³⁵ Gemäß der angegebenen technischen Spezifikation ist der komplette Sensor jedoch nur von -40°C bis +120°C verwendbar. Der Temperaturmessbereich des PT 100 ist also größer als der des Sensors. Diese Angabe birgt eine Fehlerquelle.

Weiter ist es möglich Störlevel zu erkennen, indem bestimmte Phänomene einem Kurvenverlauf zugeordnet werden. Somit ist beispielsweise ein Wassereintritt ins Lagersystem erkennbar. Für Apollo interessant, ist die Betrachtung des Axialschubes durch das Messsystem, welche im Punkt 5 der Arbeit thematisiert wurde.

5.3.3 Einbaubedingungen

In der Abbildung 11 ist eine exemplarische Einbauskinne angegeben. Wichtig sind vor allem die Maße des Winkels b und der Abstand x .

Die Länge L des Sensors ergibt sich aus der Wandstärke des Gehäuses, in dem das Lager sitzt plus 30mm. Es wird eine Standardlänge von 80mm durch BestSens vorgegeben. Wie in Abbildung 11 ersichtlich müssen die beiden Sensoren in einem durch das Bauteil definierten Winkel zueinander angebracht werden. Maximal ist dieser Winkel durch Formel 5 begrenzt.

$$b_{max} = \frac{360^\circ}{\text{Anzahl der Wälzkörper}} \quad \text{Formel 5 Maximaler Sensorwinkel}$$

(BestSens AG-BeMoS Sensor L8 – Kommentare zur Zeichnung)

b_{max} = Großmöglicher Sensorwinkel

³⁵ Vgl. Mit BeMoS® ungeplante Ausfälle verhindern, 2016, Best Sens AG, S. 10

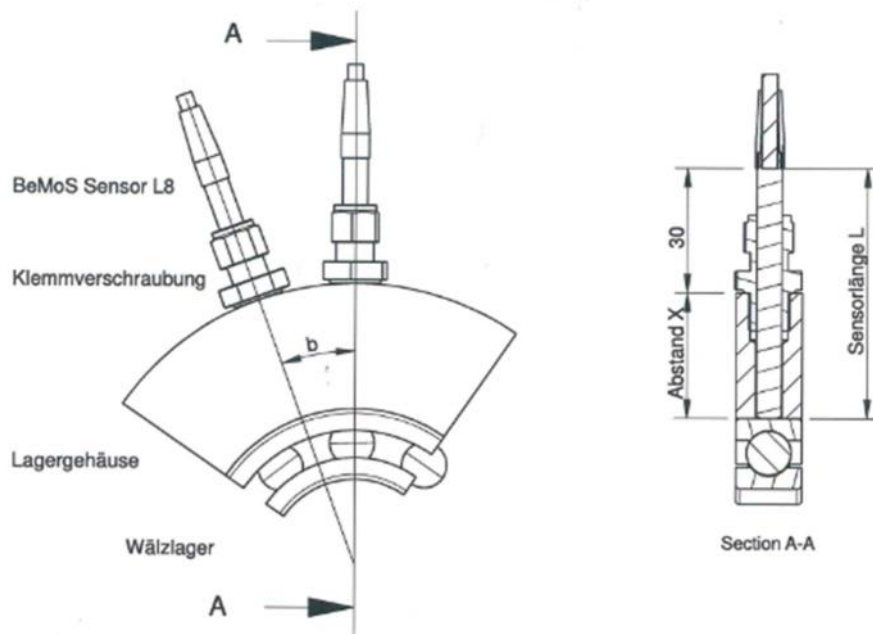


Abbildung 11 Einbauzeichnung BestSens- Sensoren

(BestSens AG-BeMoS Sensor L8 - Zeichnung)

Der Sensordurchmesser beträgt $\varnothing 8$. Verklemmt wird der Sensor über eine Klemmverschraubung, die in Abbildung 12 in Section A-A ersichtlich ist. Die Verschraubung wird über ein $G \frac{1}{4}$ " Gewinde eingeschraubt. $\varnothing 9$ muss die Bohrung zum Außenring des Lagers sein. Diese Bohrung sind die zusätzlichen Eingriffe in die Lagerträgergeometrie.³⁶

5.3.4 Aktueller Bearbeitungsstand in Verbindung mit der Firma BestSens AG

Wie schon einleitend erwähnt, wurde in der Apollo Gößnitz GmbH begonnen, an einer Umsetzung der BestSens Technologie im Rahmen eines Prüflaufes zu arbeiten. Dabei wurde das Hauptaugenmerk auf eine Eignung und Kalibrierung des Lagerträgers zur Axialkraftmessung gerichtet. Das heißt, dass mithilfe einer Messvorrichtung an jedem Lagerträgertyp ein Lastfall simuliert werden muss, der mit einem Kraftaufnehmer genau definiert und dokumentiert wird. Es ist also notwendig eine Messanordnung für häufige

³⁶ BestSens AG-BeMoS Sensor L8 – Zeichnung

Lagerträgertypen an Apollopumpen zu entwerfen. Dazu wurde die P-Lagerträgerreihe ausgewählt.

Daneben wurde ein prinzipielles Konzept zur Radialkraftmessung erarbeitet, was aber nicht Gegenstand dieser Facharbeit sein soll.

5.3.4.1 Prinzipieller Messprüfstands Aufbau

Zur Messung des Axialschubs mit BeMoS® wird eine Kalibrierfunktion erstellt, die den Druckwinkel des Axiallagers mit der einwirkenden Axialkraft in Zusammenhang bringt.

Für die Kalibrierung von BeMoS® one wird eine Vorrichtung benötigt. Neben BeMoS® wird ein Axialkraftsensor benötigt, der als Kalibriernormal dient. Mit der Kalibriervorrichtung wird die Lagerung der Pumpe mit definierten Kräften beaufschlagt, während mit BeMoS® der Druckwinkel des Axiallagers gemessen wird. Die Druckwinkeldaten werden anschließend mit den Daten des Kraftsensors zu einer Kalibrierfunktion verrechnet. Mit der Kalibrierfunktion kann anschließend der Axialschub der Pumpe im Betrieb gemessen werden. Die Kalibriervorrichtung könnte schematisch wie in Abbildung 12 aufgebaut sein.

Mit der Kraftmessdose wird die Axialkraft gemessen, die durch die Welle übertragen wird und auf das Axiallager einwirkt. Das Zylinderrollenlager dient der Entkopplung von statischer Kraftaufbringung und rotierender Welle. Hier sollte ein ausreichend dimensioniertes Lager verwendet werden, das keinen veränderlichen Druckwinkel besitzt, wie z.B. ein Zylinder- oder Pendelrollenlager. Eine weitere Lösungsmöglichkeit wäre ein externes Axiallager, durch das die Kräfte auf die Lagereinheit übertragen werden kann. Diese Variante ist bei einer Kalibrierung mit komplett montierter Lagereinheit (Fest- und Loslagerung im Lagerträger) notwendig.

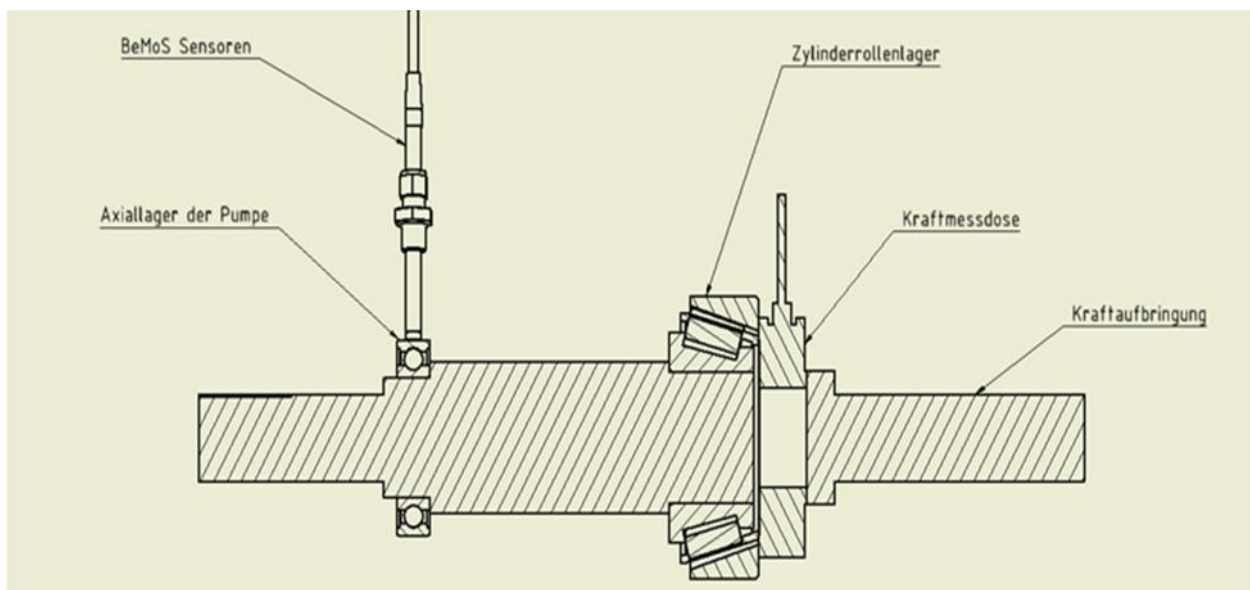


Abbildung 12 prinzipieller Messprüfstands Aufbau (persönliche Korrespondenz mit Phillip Nemmert von der Firma BestSens AG)

Die Kalibriervorrichtung wird so entworfen, dass sie leicht am Lagerträger montiert werden kann. Durch geschickte Konstruktion ist es möglich mehrere Lagerträgergrößen mit derselben Kalibriervorrichtung zu vermessen. Wichtig ist hierbei, die einzelnen Komponenten so auszulegen, dass sie den maximalen Kräften standhalten und dennoch die minimalen Kräfte ausreichend genau aufbringen und messen können. Der maximale Messbereich und die minimale Auflösung sollten bereits im Konzept des Kalibriermoduls vorgegeben werden, ebenso wie die gewünschten Drehzahlen.³⁷

5.3.4.2 Ansätze der Umsetzung bei Apollo

Wie im letzten Unterpunkt dieser Arbeit erläutert, ist das erste Ziel, um die Sensoren einsetzen zu können eine Messvorrichtung für die Kalibrierung der Lagerträger zu entwerfen. Dabei hat sich Apollo in erster Linie auf die P- Lagerträger beschränkt. Diese Bauart wird bei den Overhung- Pumpen der schweren Prozesspumpen eingesetzt. Dieser Pumpentyp ist der am meisten verkaufte.

Dieses Vorgehen bedeutet, dass ein externes Axiallager notwendig ist, um die Kraft zu übertragen. Im Jahr 2015 wurden dazu zwei verschiedene Ideen entworfen. In Anhang 2 handelt es sich um eine Messvorrichtung als Massivteil aus Vollmaterial und in Anhang 3 ist ein Vorschlag als Schweißteil zu sehen. Beide Schnittzeichnungen enthalten außerdem Vorschläge zu Radialkraftmessung, auf die in dieser Arbeit nicht weiter eingegangen wird. In beiden Fällen wurde der Lagerträger P3 ausgewählt, welcher der zweitgrößte dieser Baureihe ist. Ersichtlich ist, dass das Frästeil ca. 200kg mehr Masse aufweist. Des Weiteren sind Herstellungskosten und Materialkosten eines Frästeils im Verhältnis zu einem Schweißteil deutlich höher. Außerdem muss zusätzlich am Rohteil des Frästeils geschweißt werden. Diese Abschätzung bewirkte eine Festlegung auf eine Vorrichtung als Schweißteil.

³⁷ persönliche Korrespondenz mit Phillip Nimmert von der Firma BestSens AG

6 Entwurf einer Messprüfstandsvorrichtung

Wie in Abbildung 12 im letzten Kapitel dieser Bachelorarbeit dargestellt, benötigt es eine Simulation der Lagerung mit den Sensoren, Kraftmessung und Kraftaufbringung, um das System BestSens zu prüfen. Dazu kommt die Betrachtung der Prüfandaufstellung und Befestigung der Vorrichtung. Das folgende Kapitel wird sich mit dieser Problematik befassen.

6.1 Simulation der Pumpenlagerung

Wie schon erläutert befasst sich die Untersuchung mit der P- Lagerträgerbaugruppe, die sich in vier Baugrößen unterteilt. Die P-Lagerträger sind in den OH1 und OH2 Pumpen verbaut, die am häufigsten verkauft werden. Anhand der innerbetrieblichen Vorgaben ist die erste Untersuchung an einem P2 oder P3 Lagerträger vorzunehmen. Die Untersuchung am P4 Lagerträger wäre aufgrund der Größe zu umständlich und kleinere Baugrößen (P1) generieren in Normalfall weniger Axialkraft, weil die zugehörigen Pumpentypen geringere Leistungen aufweisen.

Folgende Abbildung zeigt einen P-2 Lagerträger montiert an einer Pumpe des Typs KRH. Außerdem zeigt Abbildung 6 im Kapitel 3 eine Schnittdarstellung eines solchen Lagertyps.

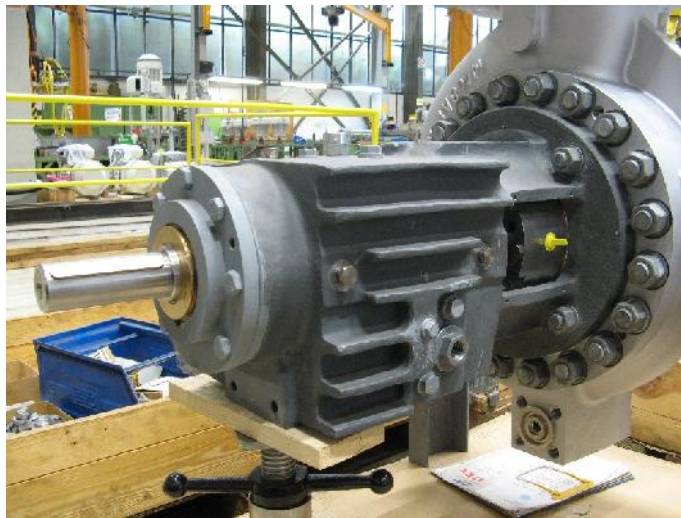


Abbildung 13 Darstellung P2 Lagerträger

Der Lagerträger muss für den Kalibriervorgang äquivalent zu Pumpenaufträgen montiert werden, wobei für die Prüfung überflüssige Bohrungen mit Gewindestopfen verschlossen werden müssen. Die Montage umfasst dementsprechend die FLL- Lagerung und die dafür notwendigen Spann- und Deckelteile. Außerdem soll die Ölschmierung mithilfe eines Labyrinthtringes nach außen abgedichtet werden.

An diesem Lagerträger müssen auf Höhe der Festlagerkombination, je zwei Bohrungen für die Montage der BeMoS®- Sensoren gefertigt werden. Einzelne Maße sind anhand

Punkt 6.4 dieser Facharbeit festzulegen. Die Standardausführung wurde ausgewählt, um den Lagerträger samt Welle nach dem Versuch, weiterhin nutzen zu können und ggf. in bestehenden Aufträgen zu verwerten.

6.2 Kraftmessung

Für die Kraftmessung ist ein Zug-Druck-Aufnehmer in der Vorrichtung vorgesehen. Dieses Bauteil bietet sich an, weil die Axialkräfte in zwei entgegengesetzte Richtungen geprüft werden sollen, was sowohl Zug-, als auch Druckkräfte für das Messgerät bedeutet.

Insgesamt soll eine Kraft in positiver, wie negativer Krafrichtung dokumentiert werden. Das bedeutet eine Zug- sowie Biegebeanspruchung der Vorrichtung. Bei einer Zugbetrachtung ziehen die äußeren Kräfte in Richtung der gedachten Stabachse, indem sie sich voneinander entfernen. Dabei wirkt die innere Kraft rechtwinklig zur Schnittfläche. Deshalb ist diese Kraft gemäß einer Normalkraft zu betrachten. Unter Berücksichtigung von Kapitel 4.2 der Facharbeit ist damit die negative Kraft gemeint (entgegen der Saugrichtung). Bei der Druckbeanspruchung wirkt die Kraft dagegen in Richtung einer Achse. Das bewirkt ein Zusammenstauchen des Bauteils. In Anhang 2 und 3 ist diese Art der Kraftmessdose in die vorläufigen Schnittdarstellungen eingearbeitet. Die sichtbaren eingebrachten Schlitze gewährleisten eine Kraftaufnahme in positive, wie in negative Richtung. Diese Art der Kraftmessdose wird auch als S-förmiger Federkörper bezeichnet, welche sich durch eine kompakte Bauweise und die Unempfindlichkeit gegenüber seitlichen Kräften auszeichnet. Allgemein formuliert: Es wird eine Dehnungsänderung in eine elektrische Spannung umgewandelt. Auch ein solches Messgerät benötigt eine Kalibrierung.³⁸

6.3 Kraftaufbringung

Laut dem Schema in Abbildung 12 ist für die prinzipielle Umsetzung noch eine Kraftaufbringung von Nöten. Die Kraftaufbringung kann auf unterschiedliche Arten realisiert werden. Denkbar sind hier Lösungen mit Gewinde, Hydraulik oder Schrittmotor. Möglich ist auch eine Automatisierung der Kraftaufbringung. Dies erleichtert die Messungen erheblich und macht sie zusätzlich vergleichbarer, bringt jedoch einen erhöhten konstruktiven und vor allem zeitlichen Vorbereitungsaufwand mit sich. Eine passende Hydraulik oder ein Schrittmotor sind kein Bestand der Apollo Gößnitz GmbH, eine Gewindewelle durch den Maschinenpark aber fertigbar. Die Abbildung 14 zeigt die Bauteile für die Kraftaufbringung

³⁸ Vgl BOEGE, 2017, S.269ff.

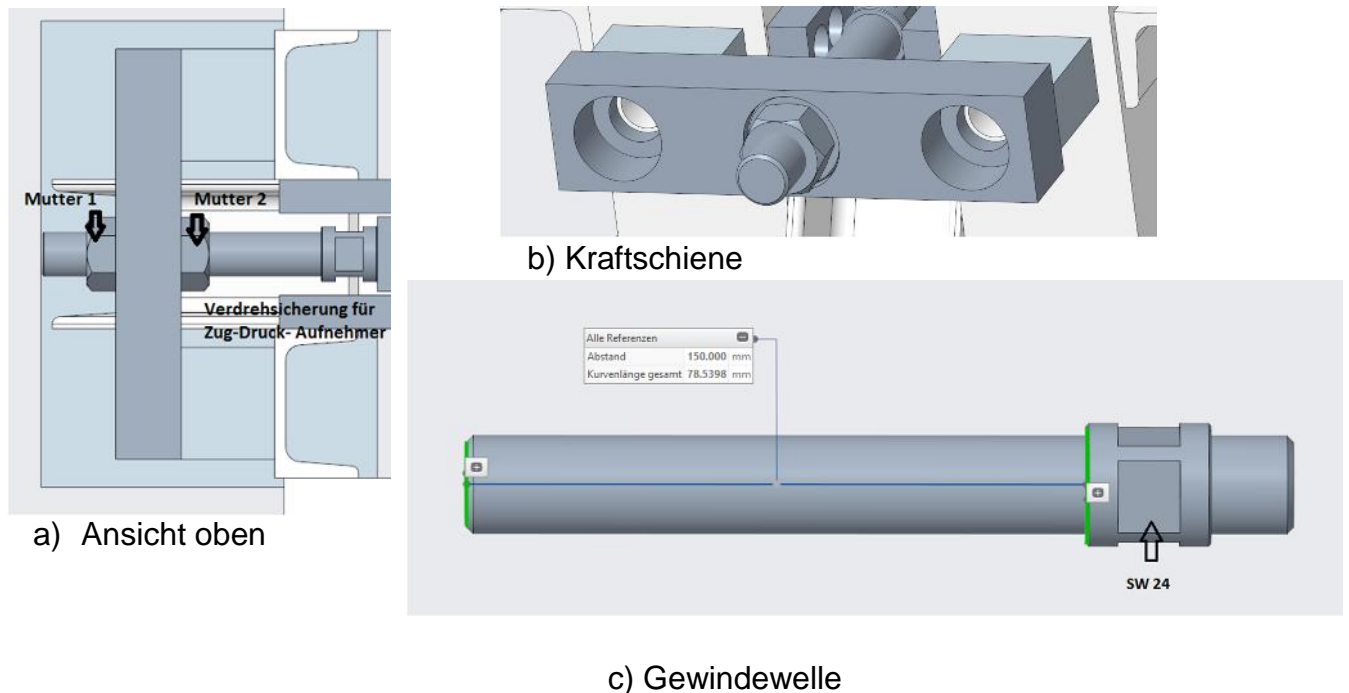


Abbildung 14 Bauteile Kraftaufbringung

Angepasst an den Messmittelbestand wurde für die Spindel ein M24x1,5 Feingewinde verwendet. Bei dieser Gewindegröße ist davon auszugehen, dass die gegebenen ± 20 kN keine nennenswerte Ausdehnung der Spindel bewirken. Mithilfe einer Firmeninternen Berechnungssoftware für Axialkräfte und Drehmomente an Schraubenverbindungen wurde die Kraftauslegung der Gewindewelle überprüft. In diesem Programm müssen Reibungszahlen für das Gewinde und die Kopfaufgabe gewählt werden (0,11 und 0,14). Dazu muss die 0,2% Dehngrenze der Schraube angegeben werden, die bei unten angeführtem Material bei 550 N/mm^2 liegt. Durch die folgende Anpassung an die Sicherheitszahl (Option 1,4) konnte eine Kraft von 150 kN als sicher bezeichnet werden. Diese ist größer als die angegebenen ± 20 kN und bietet ein Vielfaches an Sicherheit in der Verbindung.

Es ist durch die Tendenz der angegebenen Tabelle davon auszugehen, dass die maximale Vorspannkraft bei kleinerer Steigung noch etwas höher liegt. Ein M24 Regelgewinde hat eine Steigung von 3mm. Die Reduzierung auf den 1,5mm Sonderfall liegt in der genaueren Einstellbarkeit. Eine Umdrehung der Mutter legt einen Weg gleich der Steigung zurück.

Als Werkstoff wird der Stahl mit der Nummer 1.4057 X17CrNi16-2 verwendet. Im Allgemeinen ist es ein Chrom-Nickel Stahl mit hoher Zähigkeit bei guter Zerspanbarkeit. Bei Apollo wird dieser i.d.R. für Pumpenwellen ausgewählt. Somit existieren im Unternehmen verschiedene „Reststücke“. Es besteht also die Möglichkeit das Bauteil aus einem solchen Stück zu drehen und somit Rohteilkosten zu sparen. Für jedes Teil

welches drehbearbeitet wird, wurde aus diesem Grund der genannte Chrom- Nickel-Stahl ausgewählt.

Durch ein Anziehen an Mutter 1 oder Mutter 2 (Abbildung 14 a) kann in jeweils positive oder negative Richtung eine Kraft aufgebracht werden. Eine Unterlegscheibe sorgt auf beiden Seiten für eine gleichmäßige Kraftübertragung. Die Kraftschiene ist dabei starr angebracht (Abbildung 14 b). Sie ist fest im Gestell, welches später in der Facharbeit betrachtet wird, mit M24 Schrauben verschraubt. Die Muttern bewegen sich auf der Spindel der Abbildung 14 c. Die Spindellänge wurde auf das Gestell und die darauf verschraubbaren Lagerträgergrößen angepasst. Aufgrund der später erläuterten Bedingungen kann mithilfe des Gestells der P2 bis P4 Lagerträger vermessen werden. Mithilfe der angefrästen Schlüsselweite SW 24 ist es möglich die Spindel im Zug- Druck-Aufnehmer zu verschrauben. Gemäß der Abbildung 14 a) wird die Kraftmessdose vor einem Verdrehen gesichert. Dies geschieht, indem zwei quaderförmig gefräste und anschließend gebohrte Flachstähle in das Gestell verschraubt werden. Dies geschieht mithilfe der 4xM8 Bohrungen; verdeutlicht in der Rohteilzeichnung der Grundplatte in Anhang 4.

6.4 Externes Axiallager

Durch Muttern und Spindel wird eine Kraft auf ein stehendes Objekt übertragen. Die Messvorrichtung muss jedoch hingegen während eines Testlaufes von einem Motor angetrieben werden. Um beide Elemente miteinander zu verbinden, benötigt es ein externes Axiallager. Dabei war eine Lagerauswahl zu treffen.

6.4.1 Lagerauswahl

Der Lagertyp des externen Axiallagers beschränkt sich auf Wälzlager, die axiale Kräfte übertragen können. Bei der Wahl des Lagers sollte darauf geachtet, dass dieses möglichst steif ist. Bei der Kalibration wird der Druckwinkel bei unterschiedlichen Kräften gemessen, also letztlich eine Federsteifigkeit. Bei der späteren Messung wird dann in umgekehrter Richtung aus der Federsteifigkeit (Kalibrierfunktion) und dem Druckwinkel die Axialkraft berechnet. Ist das Lager der Kraftaufbringung zu „weich“, hat es einen zu großen Anteil an der Federsteifigkeit des Gesamtsystems und beeinflusst so die Kalibrierung. Ein steiferes Lager in der Kraftaufbringung verbessert die Genauigkeit der Kalibrierung.³⁹

Aus den Gründen, die in 3.2.2 beschrieben sind, wird die O- Anordnung zweier Schrägkugellager dazu verbaut. Die Möglichkeit axiale Verschiebungen in beide Richtungen aufzunehmen und eine hohe Steifigkeit der Kombination, sind ausschlaggebende Vorteile. Wie in Kapitel 3 dieser Arbeit außerdem schon angemerkt,

³⁹ persönliche Korrespondenz mit Phillip Nimmert von der Firma BestSens AG

sind die Einbaubedingungen im Vergleich zu anderen Axiallagern schneller und einfacher umzusetzen, als vergleichbare Axiallager.

Durch Berechnungen mithilfe der Berechnungshilfe „Medias“ der Schaeffler Gruppe und der Betrachtung häufig verwendeter Lagergrößen im Unternehmen, konnte ein geeignetes Lager ausgewählt werden. Die Schrägkugellager der 73XX- Reihe bieten sich an. Dies hat auch den Vorteil, wie im folgenden Kapitel genauer gezeigt, dass die Einbaudimensionierung der P2 Lagerung für die konstruktive Umsetzung verwendet werden kann.

Für die Berechnung der modifizierten Lagerlebensdauer mithilfe Medias, wird die Eingabe folgender Informationen benötigt: Art der Schmierung, Verschmutzung, Umgebungstemperatur, Umlaufverhältnis und Eingabedaten der Lastfälle.⁴⁰

Die Wälzlager werden in diesem Fall fettgeschmiert. Hilfreich wäre zwar an sich eine Ölbadschmierung, die Wärme gleichzeitig ableitet, doch dies würde größere konstruktive Anpassungen notwendig machen. Da Apollo vorrangig erst einmal das Ziel verfolgt lediglich zu prüfen, ob diese Technologie im Unternehmen anwendbar ist, bleibt es sinnvoll auf diese Anpassungen vorerst zu verzichten und eine Fettschmierung zu verwenden. Für die Verschmutzung wurde die Option „mittel“ gewählt, die Umgebungstemperatur auf 20°C festgelegt und als Umlaufverhältnis der „rotierende Innenring“ angegeben.

Die Lastfälle wurden, wie in folgender Tabelle angegeben, simuliert:

Lastfall	Zeit in %	n in 1/min	T Schmierung in °C	Fr in N	Fa in N
1	10	3000	100	500	2000
2	10	3000	100	500	4000
3	10	3000	100	500	6000
4	10	3000	100	500	8000
5	10	3000	100	500	10000
6	10	3000	100	500	12000
7	10	3000	100	500	14000
8	10	3000	100	500	16000
9	10	3000	110	500	18000
10	10	3000	110	500	20000

Abbildung 15 Tabelle Lastfälle

⁴⁰ Vgl.online: Medias Schaeffler (13.07.2019)

Der Unterschied der Lastfälle zeigt sich in der unterschiedlichen Axialkraft F_a in N. Die Betrachtung in $F_a = 2000\text{N}$ Schritten empfindet eine beim Testversuch aufgezeichnete Kennlinie in Abhängigkeit zur Änderung der Lambwellen nach (siehe Kapitel 6.2). Das Ergebnis ist eine Gesamtlebensdauer in Stunden (nominell) L_{h10} von 7439 h und eine modifizierte Lebensdauer in Stunden L_{h_nm} von 86140 h. Diese Zeit ist ausreichend, um möglicherweise alle Lagerträgertypen kalibrieren zu können.⁴¹

6.4.2 Umsetzung Lagereinheit

Der Innendurchmesser d für ein Lager mit der Bezeichnung 7311-B-XL-MP ist 55mm, Außendurchmesser D 120mm und die Breite 29 mm, was bei einer Satzbauweise 58mm bedeutet.⁴² Aus diesem Grund muss eine Gehäuseeinheit bestehend aus Lagerdeckel und Lagergehäuse entstehen und eine Lagerwelle entworfen werden. Folgende Abbildung zeigt einen Schnitt durch die Lagereinheit.

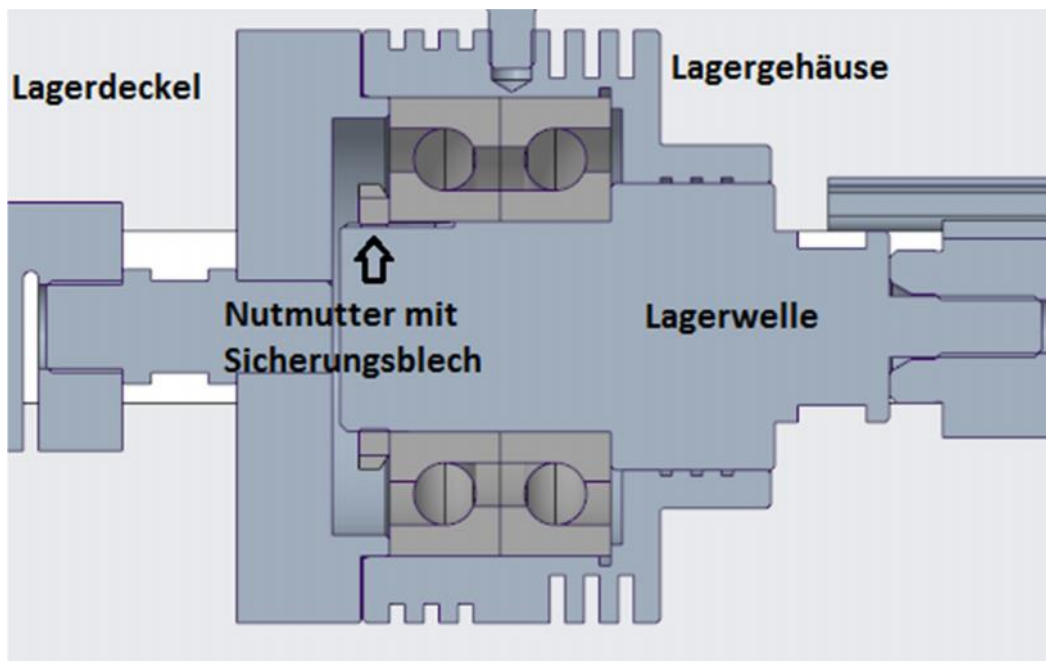


Abbildung 16 Schnitt Axiallagereinheit

6.4.2.1 Gehäuseeinheit

Die Gehäuseeinheit besteht aus Lagergehäuse und Lagerdeckel. Das Lagergehäuse ist der Lagerung eines P2 Lagerträgers ohne Abstandsring nachempfunden. Die Passung passend zum Lagersitz wurde als 120 JS7 Toleranz gewählt. Dies gewährleistet einen

⁴¹ Vgl. online: Medias Schaeffler (13.07.2019)

⁴² Vgl. Schaeffler Technologies AG & Co.KG Wälzlager, 2017, S.300

schwer verschiebbaren Außenring.⁴³ Man spricht in diesem Fall von einer Übergangspassung. Vor dem Fügen muss die Lagereinheit aus diesem Grund abgekühlt werden, um problemlos montierbar zu sein. Stoßartiges zusammenfügen, durch z.B. Hammerschläge, könnte den Käfig der Lager zu sehr belasten. Um eine Kühlung zu verbessern, werden Kühlrippen in den Außendurchmesser angebracht, welche die Oberfläche vergrößern. Während des Prüflaufes könnte so auch mithilfe von Druckluft Einfluss auf die Temperatur genommen werden.

Während der Nutzung wird sich auch das Fett der Schmierung erwärmen. Unter anderem deshalb und um die Lebensdauer optimal zu nutzen, sollte eine Abdichtung der Lagerstelle erfolgen. Dies ist notwendig, da eindringender Schmutz, durch eine abrasive Wirkung an den Wälzkörpern, die Lager zerstören kann. Außerdem könnte austretendes Fett ein erhöhtes Gesundheits- und Verbrennungsrisiko bedeuten.⁴⁴

Als Abdichtung könnten im allgemeinen Stau- und Deckscheiben dienen, die speziell im Lager vom Hersteller verbaut sind. Im bearbeiteten Fall, wird jedoch zu einer Seite (in Richtung Lagerdeckel) mit Gewinde und Passung abgedichtet und zur anderen mit Spaltdichtung. Dieser Spalt soll lt. Schäffler „relativ eng gehalten werden“ (angenommene 50 µm) und dichtet durch „leichten Schmutzanfall von außen“ ab.⁴⁵ In folgender Abbildung kann man eine Hilfe durch angebrachte Rillen in der Lagergehäusebohrung erkennen, die als eine 2. Variante der Spaltdichtung gilt.



Abbildung 17 Rillen Lagergehäuse

Dadurch werden Stauräume gebildet, die Eintritt von Schmutz, sowie einen Austritt von Schmierstoff vermeiden. Weitere Dichtungsmethoden wären Schleuderscheiben und Spritzkanten oder Labyrinthdichtungen. Gerade letzteres ist durch ein fehlendes „offenes Ende“ durch durchgehenden Kraftfluss konstruktiv nur schwer umzusetzen und wird deshalb durch die Spaltdichtung zwischen Gehäuse und Welle vermieden.⁴⁶ Anhand

⁴³ Vgl. Schaeffer Technologies AG & Co.KG Wälzlager, 2017, S.140ff

⁴⁴ Vgl. Schaeffer Technologies AG & Co.KG Wälzlager, 2017, S.176

⁴⁵ Schaeffer Technologies AG & Co.KG Wälzlager, 2017, S.177

⁴⁶ Vgl. Schaeffer Technologies AG & Co.KG Wälzlager, 2017, S.177ff

von bei einer Apollo gewählten Abdichtvariante von Fettgeschmierten Lagern, wäre außerdem ein Wellendichtring als weitere Möglichkeit anzuführen.

Das Lagergehäuse sollte je nach Reststückbestand auch aus 1.4057 gefertigt und mit 0,5mm Aufmaß vorgedreht werden, um dann mithilfe von weichen Backen genaue Passmaße und Form und Lagetoleranzen einzuhalten.

Durch eine Bohrung am Außendurchmesser ersichtlich in der Abbildung 16, ist das Einschrauben eines Stößels möglich, welcher als Verdrehsicherung wirken kann, indem er gegen das Gestell beim Testlauf stößt. Ein mitdrehendes Axiallager würde keine Kraft von einer stehenden auf eine drehende Welle übertragen können. Außerdem würde sich der Zug-Druckaufnehmer samt Messeinheit mitdrehen und somit die Gefahr der Zerstörung des Messgebers entstehen.

Um das Lagerpaar zu verspannen und nach außen zu verschließen, ist der Lagerdeckel unabdingbar. Dieser wird mit sechs M8 Schrauben der Festigkeitsklasse 8.8 in das Lagergehäuse verschraubt. Gemäß Tabelle des „Handwerk und Technik“ Tabellenbuches, hat ein M8 Gewinde eine Vorspannkraft von 16,5 kN. 6 mal 16,5kN sind 99 kN und deutlich über den zu testenden 20kN.⁴⁷ Eine Kraftübertragung ist also gewährleistet. Zwei M8 Gewindebohrungen ohne Flachsenkung dienen als Abdrückhilfe, im Falle einer Demontage. Die in der Abbildung 19 erkennbare 120h6 Passung gewährleistet die Zentrierung im Lagergehäuse (H7/h6 – Passungspaarung). Durch Zentrierungshöhe 7,5mm ist ein theoretischer Spalt von 0,5mm von Gehäuse zu Lagerdeckel vorhanden, der bei der Montage eine Verspannung der Lager anzeigt.

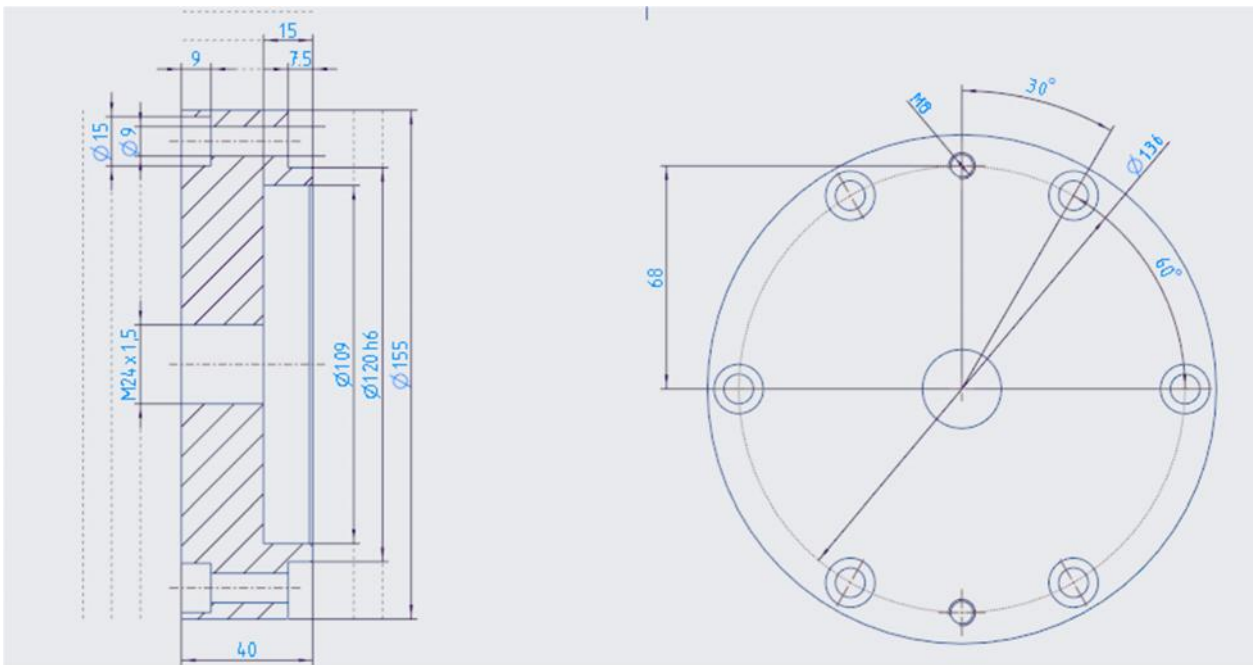


Abbildung 18 Lagerdeckel

⁴⁷ Vgl. Tabellenbuch für Metalltechnik, 2012, S. M9

6.4.2.2 Lagerwelle

Die zugehörige Welle ist in der folgenden Abbildung 20 dargestellt. Von rechts nach links betrachtet zeigt sich zu aller erst das Einschraubgewinde in Richtung der Welle (ausgeführt als eine Zentrierung nach der Norm DIN 332 der Form DS), welches auch in Abbildung 16 zu erkennen ist. Es handelt sich in diesem Fall der P3 Lagerträgergröße um ein M16 Gewinde. Die Überprüfung mit der internen Berechnungssoftware ergab eine maximale Axialkraft von 60kN, was wiederum um ein Vielfaches größer ist als die vorgegebenen 20kN. In dem Fall, es sollten zu einem späteren Zeitpunkt andere Lagerträgergrößen mit anderen Wellen geprüft werden, müsste ein Adapterstück hinzugefügt werden.

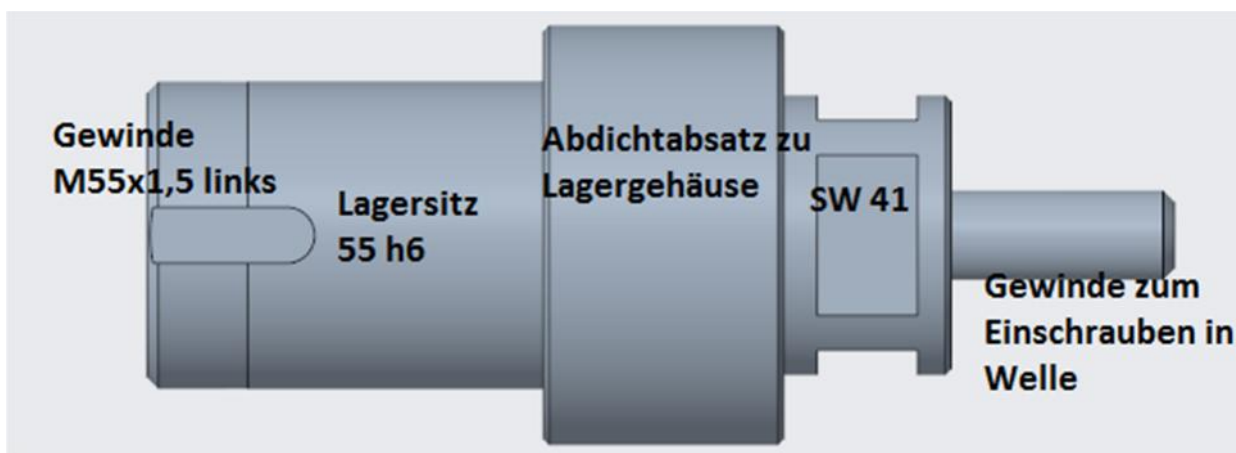


Abbildung 19 Lagerwelle

Wenn das dazu benötigte Anhängengewinde der Welle kleiner als M12 wird, sollte dann über eine Verkleinerung des Messbereiches in negative Krafrichtung nachgedacht werden. Bei einem P1 Lagerträger, ist ein kleineres Gewinde Apollostandart. Die Vorspannkraft beträgt da 26 kN. Das Risiko das Gewinde durch ein versehentliches Überschreiten der Kraft zu überbelasten, ist dann zu hoch und könnte zum Bruch des Gewindes führen.

Weiter wird ein Schlüsselgröße SW41 angebracht, um die Lagereinheit in der Welle verschrauben zu können. Das Maß ist nicht aufgrund einer bestimmten Kraftaufbringung gewählt, sondern deshalb, weil bei Apollo ein Werkzeug mit dieser Weite vorhanden ist. Mithilfe eine Fräsmaschine ist dieses Maß aber problemlos fertigbar.

Das Abdichtabsatzmaß ist angepasst an das Lagergehäuse und mit h6 Toleriert. Außerdem sollte der Absatz genau wie der Lagersitz geschliffen sein. Ein $Rz=3,2 \mu\text{m}$ geschliffen sollte eingehalten werden, wenn die Rundlauf toleranz von 0,02mm im Bezug zur Mittelachse eingehalten wurde. Die hohe Genauigkeit ist notwendig, um keine Laufprobleme zwischen den Absätzen entstehen können.

Der Lagersitz sollte gemäß den Herstellertoleranzvorgaben in einer h6- Passung gefertigt und geschliffen sein. Dabei muss die Welle mit 0,3mm Aufmaß im Durchmesser vorgefertigt werden. Das Gewinde ist mithilfe im Bestand verfügbarer Werkzeuge und häufig verwendeten Nutmutter bestimmt. Außerdem ist es nach vollzogener Schleifbearbeitung anzubringen. Mithilfe eines Sicherungsbleches und dem Linksgewinde, wird die Mutter gegen Verdrehung gesichert und gewährleistet eine Innenringverspannung, sowie die Möglichkeit der Kraftaufnahme in positive Richtung.

6.4.2.3 Montage

Für den Einbau eines Lagers müssen Empfehlungen des Herstellers eingehalten werden. Die Umgebung, Lager, Bohrung und Welle sollten schmutz- und staubfrei gehalten werden, damit kein Fremdkörper in die Einheit eindringen kann. Die Lagersitze/ Ringe müssen vor der Montage leicht eingeölt sein und nach dem Einbau mit Schmierstoff versorgt werden.

Bei einer Montage müssten zuerst die beiden Lager auf der Welle montiert und mit Nutmutter und Sicherungsblech fixiert werden. Anschließend würde die Einheit in das Lagergehäuse eingeführt werden und schließlich mit dem Lagerdeckel verspannt und verschlossen. Eine Abfolge, in der die Lager zuerst ins Gehäuse gefügt werden, ist außerdem denkbar und dem Montagearbeiter in Absprache mit der Konstruktionsabteilung gestattet. Durch eine hydraulische Presse oder Temperaturänderung der Lager (vor allem bei aufziehen auf eine Welle), kann eine ordnungsgemäße Fügung erfolgen. Wichtig ist es die M8 Schrauben nicht nacheinander, sondern gegenüberliegend anzuziehen, um die Lager gleichmäßig zu spannen. Ob es vorgabengemäß geschah, kann durch die Spaltkontrolle überprüft werden. Dieser muss konstant 0,5mm sein.

Die externe Lagereinheit muss vor Einbau in die Messvorrichtung komplett montiert sein, sonst sind die Lager nur schwer rechtwinklig und fluchtend ffügbar.

6.4.3 Gestell zur Montage der Lagerträger

Wie in Kapitel 6.5.2 skizziert wurden für das Aufnahmegestell im Jahr 2015 diverse Vorüberlegungen getroffen. Es wurde sich auf eine Schweißkonstruktion als Rohteil verständigt, welche mithilfe eines Bohrwerkes fertigtbearbeitet werden muss. Der Anhang 4 beschreibt dabei eine genauere Betrachtung der Rohteilkonstruktion, während der Anhang 5 das Fertigteil konkretisiert.

Die Dimensionierung und Abmessung des Bauteils wurde aus dem ersten Entwurf des Anhang 3 übernommen. Das heißt bei der weiteren Bearbeitung wurde nach Absprache vorausgesetzt, dass die Finite-Elemente-Methode (FEM) schon stattgefunden hat. Weitere konkretere Maßenpassungen erfolgten im Rahmen der Aufgabenstellung und dem Versuch so viele Lagerträgertypen der P-Reihe wie möglich betrachten zu können. Der Anhang 4 zeigt eine Schweißteilzeichnung, die unsere Apollokonstruktionsabteilung

erstellt. In Absprache mit der Abteilung des Anlagenbaus wurden Absprachen getroffen, die eine solche Baugruppenschweißteilzeichnung rechtfertigen. Unsere Schweißfachleute bereiten die Zeichnung für die Facharbeiter immer auf. Dieses Vorgehen spart Zeit. Somit muss ein Konstrukteur sein Hauptaugenmerk auf Dimensionierung und Auslegung richten. Die korrekte Zeichnungsbearbeitung wird dann den Fachleuten überlassen, was bei dieser Art der Organisation zu Fehlervermeidung führt, da jeder Bearbeiter sich auf sein Fachgebiet konzentrieren kann.

Als Toleranzangabe dient die DIN EN ISO 13920 und DIN 7168 – grob. Des Weiteren sollen alle Stoßkanten verschweißt und Enden aufgefüllt bzw. umlaufend auszuführen sein. Der Vorbereitungsgrad P2 soll nach DIN EN ISO 8501-3 eingehalten werden. Diese Norm spezialisiert „Vorbereitungsgrade von Schweißnähten, Kanten und anderen Flächen mit Oberflächenunregelmäßigkeiten“⁴⁸, als Vorbereitung für eine mögliche Beschichtung. Für eine Einlagerung nach den Versuchen, dient eine Industrielackierung dem Korrosionsschutz.

Nach dem Schweißen sollte das Bauteil gestrahlt werden, wobei Gewinde vor der Bearbeitung geschützt werden sollten. Genannte Gewinde müssen zwingend vor dem Schweißen in die Stahlprofile eingebacht werden. Festgelegt wird eine 100% VT- und PT Prüfung, um eventuelle Schweißfehler frühzeitig zu erkennen und somit Vorauslegung der Kräfte zu gewährleisten.

Um eine spätere spanende Bearbeitung zu erleichtern, wird im Blech eine $\varnothing 160$ Bohrung vor der Schweißbearbeitung ausgebrannt. Die Dicke des Bleches der Pos. 1 konnte nicht kleiner für Gewichtseinsparung gewählt werden, da wie im folgenden Unterkapitel beschrieben, 3 Passungen für Zentrierungen mit Befestigungsgewinden eingebracht werden müssen. Das Gewicht beträgt laut Berechnung der Konstruktionssoftware ca. 108 kg. Somit muss besondere Rücksicht beim Transport mit Portalkran und Gabelstapler, gemäß dem Arbeitsschutz genommen werden.

Das Fertigteil gemäß des Anhang 5 wird an einem Horizontal-Bohr- und Fräswerk gefertigt. Hierbei wird zu aller erst die Bezugsfläche, welche im Schnitt A-A gekennzeichnet ist, bearbeitet. Dabei ist so lang Material abzutragen, bis die Höhe der ausgebrannten Bohrung von Pos 1 des Rohteils ca. 292,5mm gemäß Zeichnung entspricht. Folglich muss das Teil so umgespannt werden, dass die Vorderansicht fertigbar ist. Nun ist der $\varnothing 170$ mit der genauen Höhe von 292,5mm zur Bezugsfläche zu bearbeiten. Das bewirkt, dass dann alle andere Zentrierdurchmesser und Lochkreise eine Bezugsachse vorweisen, wenn während der Bearbeitung keine Umspannung erfolgt. Alle sichtbaren Zentrierdurchmesser/ Lochkreise sind angepasst an die Baukastenzeichnungen der P2 bis P4 Lagerträger. Die Zentrierung weist eine h6/H7 Passungstolerierung auf (gemäß externes Axiallager). An jede dieser Absätze wird für

⁴⁸ DIN EN ISO 8501-3:2007-10 Teil 3 S.7

die bessere Montierbarkeit eine $2 \times 15^\circ$ Phase angebracht. Die Bohrungen müssen aufgrund der Kollidierung mit den Durchmessern einen Millimeter tiefer eingesenkt werden, als die dazugehörigen Absätze bemaßt sind. Alle nicht genauer tolerierten Maße sind gemäß Allgemeintoleranz DIN ISO 2768-m-K auszuführen.

Der P1 konnte nicht weiter betrachtet werden, da die Befestigungsbohrung dafür in der des P2 gesessen hätten. Wenn also im späteren Verlauf der Messreihen ein P1 geprüft werden sollte, muss ein Ring in der Zentrierung des P3 oder P4 eingeschraubt werden, der dann ein Befestigen möglich macht. Insgesamt müsste dann aber noch die Spindel für die Kraftaufnahme neu an die Längen angepasst werden. Sie würde länger werden, als die bisherige Ausführung. Dementsprechend müsste auch bei einer Versuchsreihe bei den M- Lagerträgern (BB-Pumpenreihe) / Sonderlagerträgern (OH3 bis OH5) vorgegangen werden.

7 Schlussbemerkung

Die Apollo Gößnitz GmbH ist ein traditionell gewachsenes Pumpenunternehmen, welches mit Strategie und Bereitstellung hochwertiger Prozesspumpen in Verbindung mit pumpenspezifischen Anlagensystemen Komplettlösungen mit hoher Zuverlässigkeit bereitstellt. Dabei ist klar zu erkennen, dass Apollo durch die Entwicklungen der jüngsten Vergangenheit und dem Anschluss an die HMS- Gruppe im Jahr 2012 im Umbruch ist. Es wird die Zusammenarbeit weiterwachsen müssen. Außerdem wird sich Apollo sicher durch weitere Investitionen des russischen Haupthauses vergrößern um technisch voranzukommen.

Abzuwarten bleibt außerdem, welche Unternehmenszweige sich im Zuge der wirtschaftlichen und markttechnischen Lage weiterentwickeln und welche nicht. Meiner Beurteilung nach werden immer größere und technisch anspruchsvollere Systemtechnikanlagen sowie Pumpenskits an Bedeutung gewinnen. Durch die gewachsene Struktur wird sich das Unternehmen jedoch weiter erfolgreich entwickeln. Des Weiteren wurde, um das Problem der Axialkräfte einzuleiten eine detaillierte Erläuterung der vorhandenen Lagerkonzepte vorgenommen.

Folgende Kapitel der Bachelorthesis beschäftigen sich konkreter mit den Axialkräften. Die entstehung und erste Untersuchungsansätze sind aufgezeigt. Es wurde außerdem bewertet, dass klassische Messmethoden zu umständlich sind und somit nicht wirtschaftlich bei jeder Pumpe durchgeführt werden können.

Eine Alternative wurde durch die BeMoS® Sensoren charakterisiert. Durch einen in Zukunft folgenden Messversuch sollte die Wirtschaftlichkeit sowie der praktische Nutzen für die Apollo Gößnitz GmbH untersucht werden. Eine Vergleichsmessung wäre durch den Entwurf der Messvorrichtung möglich. Dazu wären nun noch Detailzeichnung, Stücklisten und Arbeitspläne nötig. Der Grundstein wurde aber dafür gelegt und dokumentiert, um eine rasche zukünftige Umsetzung einzuleiten.

Außerdem sollte die Serientauglichkeit und Notwendigkeit dieser Anwendung untersucht werden. Die Ausführungen des Kapitel 5 legen die Möglichkeit nahe, dass eine einmalige Untersuchung der Axialkräfte bei einer neuen Pumpenhydraulik ausreichend wäre. Die Messung wies die näherungsweise die Richtigkeit der vorrausgegangenen Rechnung nach. Das würde bedeuten, dass bei jedem Hydraulikversuch eine Axialkraftmessung mit verändernden Prüfstands Aufbau notwendig wäre. Wenn sich diese Variante als praktikabler darstellen sollte, sollten die Untersuchungen mit beschriebener Sensorik lediglich im Falle einer Kundenforderung angewendet werden. Neben dem sollte außerdem eine Untersuchung vorhandener Einrichtungen im gesamten Konzern untersucht werden, um den Technologieaustausch voranzutreiben.

Das System der BestSens AG gibt jedoch einen klaren technologischen Fortschritt vor. Die Verwendung eines solchen Systems könnte also einen gerechtfertigten Kundenwusch darstellen. Es macht also Sinn einen Pumpenprüfstand mit einer solchen Technologie auszustatten und dadurch Erfahrungen zu sammeln. Der daraus entstehende Wissensvorsprung könnte als Verkaufsargument genutzt werden.

Abschließend ist anzumerken, dass der erfolgreiche Einsatz des Systems zur Axialkraftüberwachung eine erhöhte Sicherheit für Apollo und den Betreiber darstellen könnte.

BestSens AG-BeMoS Sensor L8 - Zeichnung

BÖGE, Alfred: Technische Mechanik, Braunschweig, 2017

DAX, DROZD, GLÄSER, ITSCHNER, KOTSCH, SLABY, WEISS, ZEIMER,
Tabellenbuch für Metalltechnik, Hamburg, 2012

Medias Schäffler: https://medias.schaeffler.com/medias/de!hp.ec.br.pr/73..-B*7311-B-XL-MP?pattern=7311 (13.07.2019)

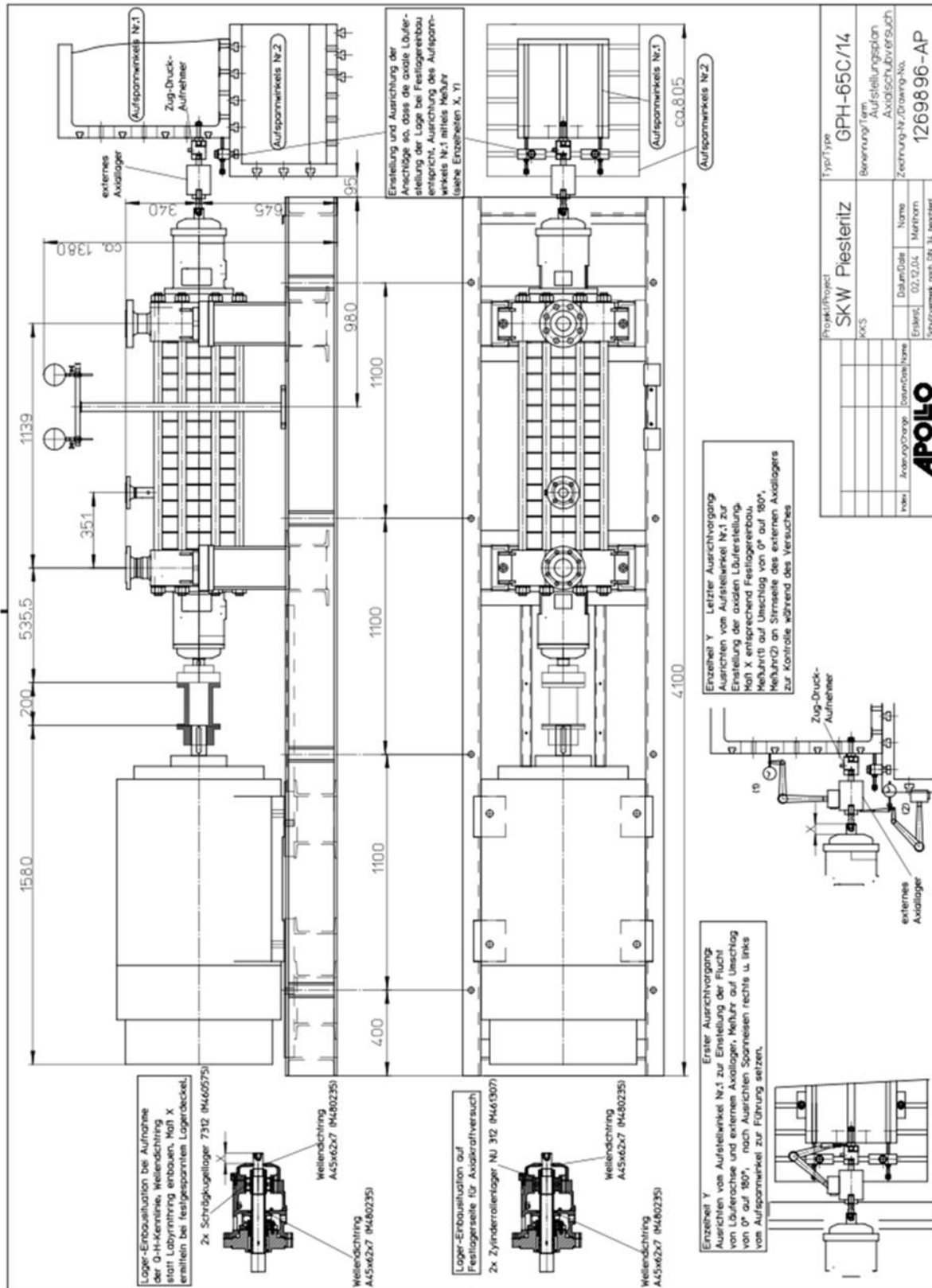
Medias Schäffler: https://medias.schaeffler.com/medias/de!hp.ec.br.pr/73..-B*7311-B-XL-MP;aV35cCtZz0rg?mode=calc (13.07.2019)

DIN EN ISO 8501-3:2007-10 Teil 3, 2007

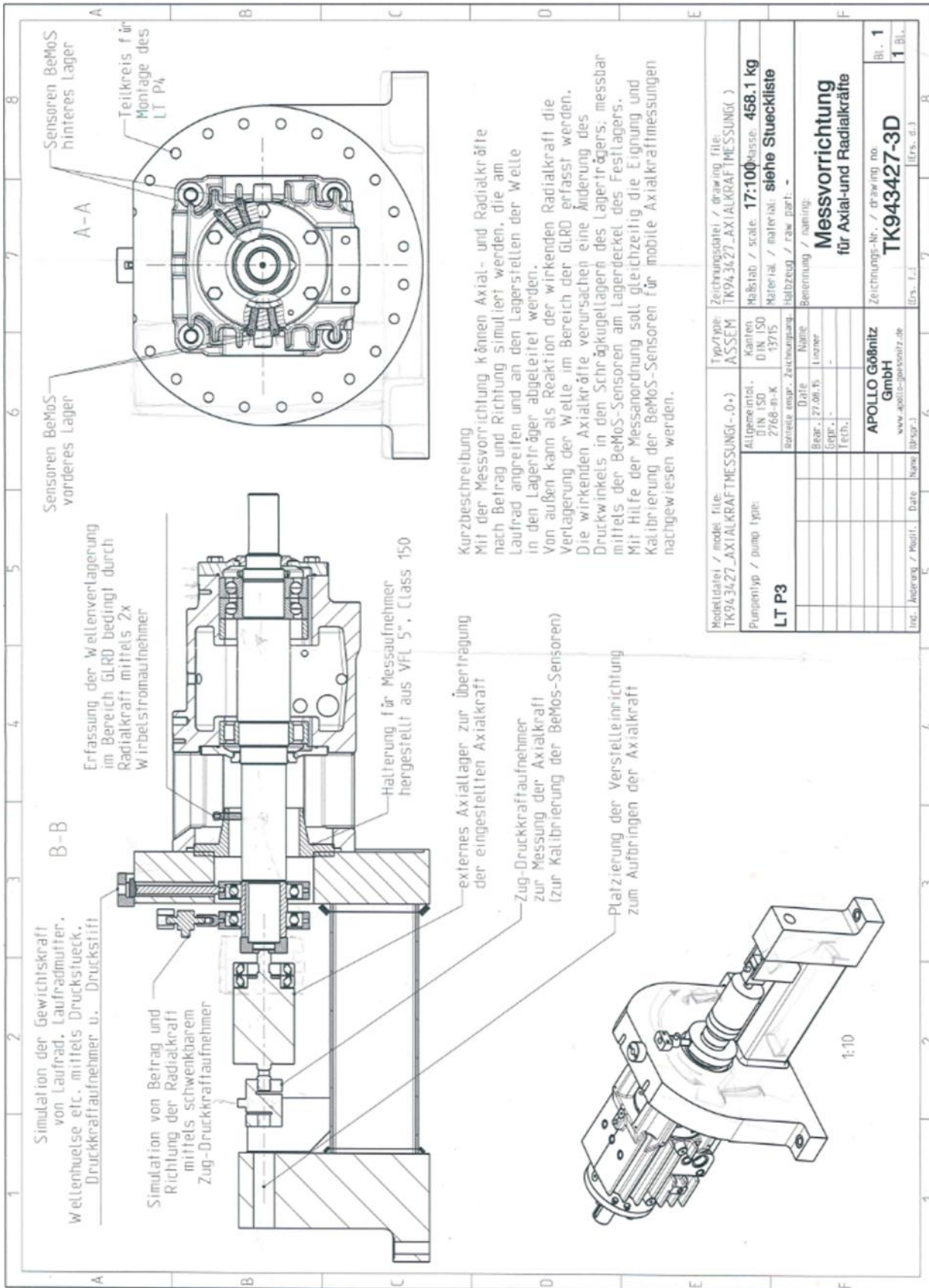
Anhangsverzeichnis

Anhang 1	Aufstellungsplan Axialschubversuch
Anhang 2	Entwurf Massivteil aus Vollmaterial
Anhang 3	Entwurf Schweißteil
Anhang 4	Rohteil- Gestell
Anhang 5	Fertigteil- Gestell

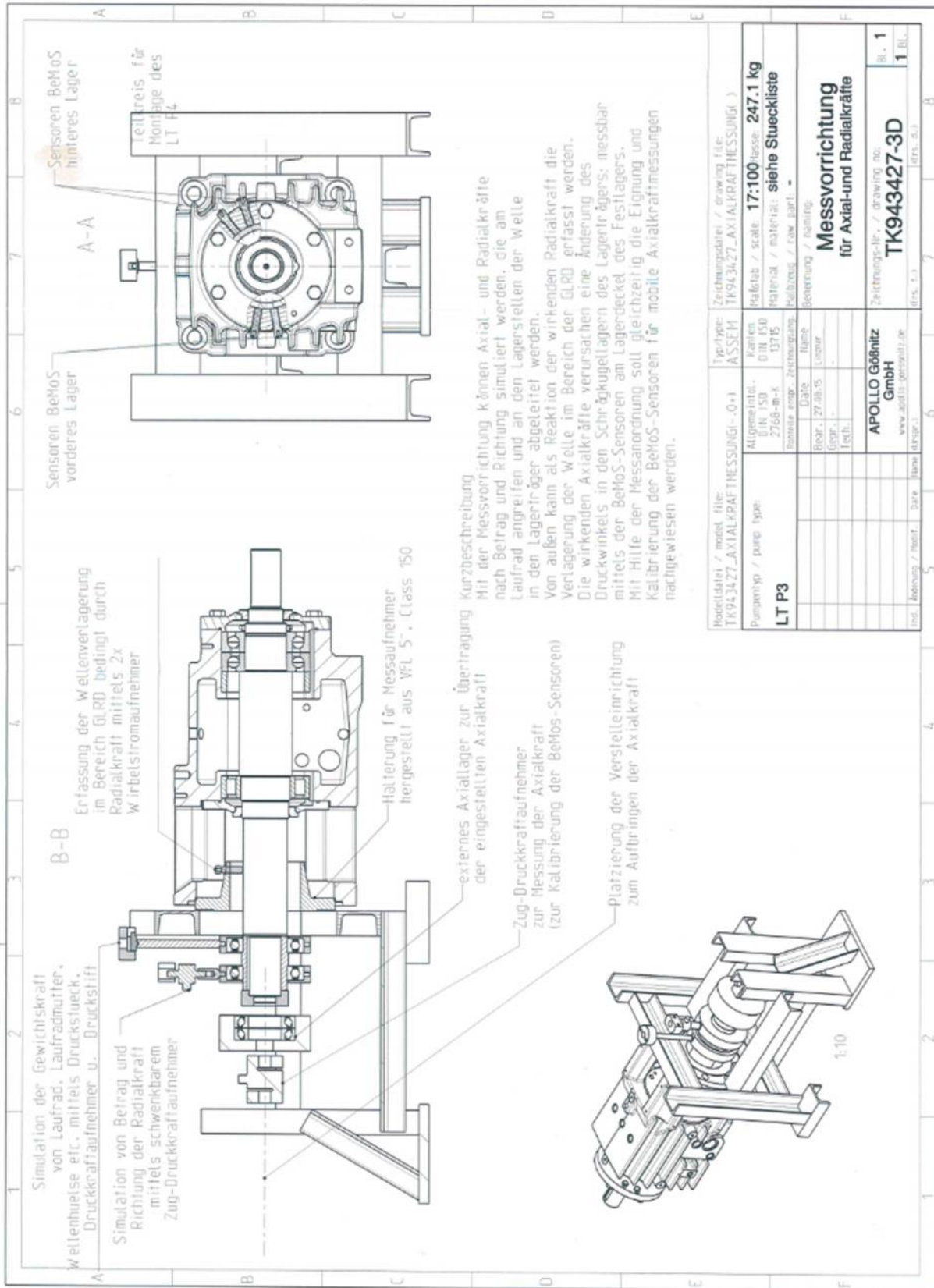
Anhang 1: Aufstellungsplan Axialschubversuch



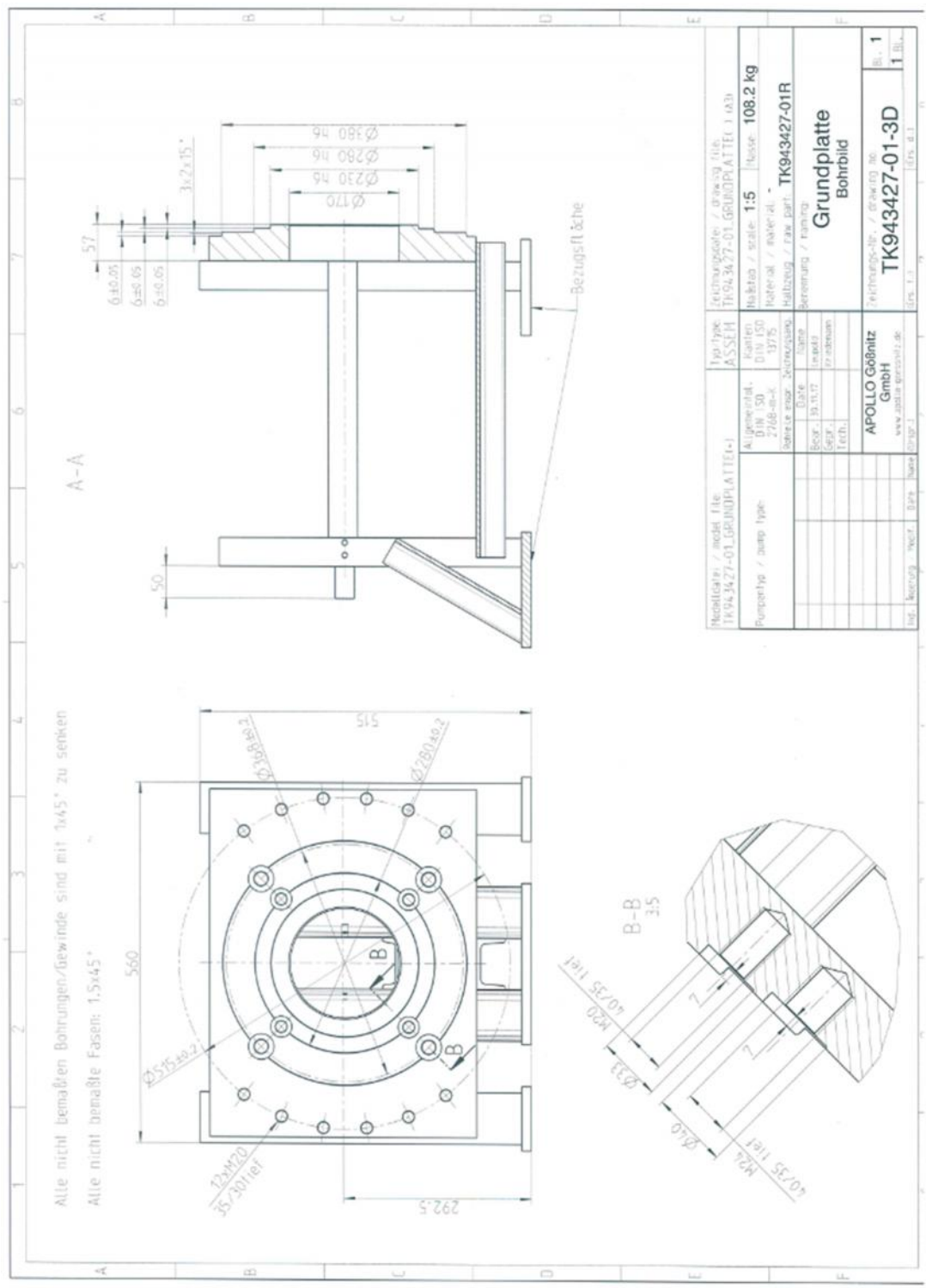
Anhang 2: Entwurf Massivteil aus Vollmaterial



Anhang 3: Entwurf Schweißteil



Anhang 5: Fertigteil- Gestell



Ehrenwörtliche Erklärung

Ich erkläre hiermit ehrenwörtlich,

1. dass ich meine Bachelorthesis mit dem Thema „Axialkraftmessung an Lagerträgern der Apollo Gößnitz GmbH mittels akustischer Oberflächenwellen – Begutachtung vorhandener Einrichtungen bzw. Versuche im Unternehmen“ ohne fremde Hilfe angefertigt habe,
2. dass ich die Übernahme wörtlicher Zitate aus der Literatur sowie die Verwendung der Gedanken anderer Autoren an den entsprechenden Stellen innerhalb der Arbeit gekennzeichnet habe und
3. dass ich meine Bachelorthesis bei keiner anderen Prüfung vorgelegt habe.

Ich bin mir bewusst, dass eine falsche Erklärung rechtliche Folgen haben wird.

Gößnitz, 26.08.2019

Ort, Datum

Unterschrift

Erklärung zur Prüfung wissenschaftlicher Arbeiten

Die Bewertung wissenschaftlicher Arbeiten erfordert die Prüfung auf Plagiate. Die hierzu von der Staatlichen Studienakademie Glauchau eingesetzte Prüfungskommission nutzt sowohl eigene Software als auch diesbezügliche Leistungen von Drittanbietern. Dies erfolgt gemäß §7 des Gesetzes zum Schutz der informationellen Selbstbestimmung im Freistaat Sachsen (Sächsisches Datenschutzgesetz – SächsDSG) vom 25. August 2003 (Rechtbereinigt im Stand vom 31. Juli 2011) im Sinne einer Datenverarbeitung im Auftrag. Der Studierende bevollmächtigt die Mitglieder der Prüfungskommission hiermit zur Inanspruchnahme o.g. Dienste. In begründeten Ausnahmefällen kann der Datenschutzbeauftragte der Staatlichen Studienakademie Glauchau sowohl vom Verfasser der wissenschaftlichen Arbeit als auch von der Prüfungskommission in Entscheidungsprozessen einbezogen werden.

Name:	Gerd
Vorname:	Leupold
Matrikelnummer:	4002281
Studiengang:	Industrielle Produktion – Fachrichtung: Fertigungsmesstechnik, Qualitätsmanagement
Titel der Arbeit:	Axialkraftmessung an Lagerträgern der Apollo Gößnitz GmbH mittels akustischer Oberflächenwellen – Erstellen einer Messvorrichtung zur Kalibrierung.
Datum	26.08.2019
Unterschrift:	