



**INSTITUT FÜR  
ENERGIETECHNIK  
UND THERMODYNAMIK**  
Institute of Energy Systems and Thermodynamics

Diplomarbeit

# **Experimentelle Untersuchung von Axial- und Radialkräften in der Lagerung einer Modellpumpturbine**

unter der Leitung von

**Senior Scientist Dipl.-Ing. Dr.techn. Maly Anton**

E302 – Institut für Energietechnik und Thermodynamik

Eingereicht an der Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften

der Technischen Universität Wien

zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades

Diplom-Ingenieur (Dipl.-Ing.)

von

**Tobias Amann, BSc**



# Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre hiermit an Eides statt, dass ich meine Diplomarbeit nach den anerkannten Grundsätzen für wissenschaftliche Abhandlungen selbstständig ausgeführt habe und alle verwendeten Hilfsmittel, insbesondere die zugrunde gelegte Literatur genannt habe.

Weiters erkläre ich, dass ich diese Diplomarbeit bisher weder im In- noch im Ausland (einer Beurteilerin / einem Beurteiler zur Begutachtung) in irgendeiner Form als Prüfungsarbeit vorgelegt habe und dass diese Arbeit mit der vom Begutachter beurteilten Arbeit übereinstimmt.

Wien, August 2023

.....

Tobias Amann, BSc

## Kurzfassung

Pumpspeicherkraftwerke spielen im Zuge des Ausbaus der erneuerbaren Energien eine immer wichtigere Rolle. Durch das Hochpumpen von Wasser wird überschüssige Energie in Form von potenzieller Energie gespeichert, um sie bei Bedarf im Turbinenbetrieb wieder in elektrische Energie umzuwandeln. Darüber hinaus sind Pumpspeicherkraftwerke ein wichtiger Lieferant von Regelenergie, die innerhalb kürzester Zeit zur Stabilisierung des Netzes zur Verfügung stehen muss. Daraus ergeben sich hohe Lastwechselzahlen und eine starke Beanspruchung der einzelnen Komponenten einer Pumpturbine. Vor diesem Hintergrund muss die Lagerung der Laufradwelle für jeden einzelnen Betriebszustand ausreichend dimensioniert sein.

In dieser Arbeit wird der Axial Schubverlauf in den 4 Quadranten einer Pumpturbine am Institut für Energietechnik und Thermodynamik der Technischen Universität Wien durch Differenzdruckmessungen im Spur- und Gegenspurlager untersucht. Den Zusammenhang zwischen Differenzdruck und einwirkender Axialkraft liefert dabei eine Kalibriergerade, die vor den Messungen mit einer für diesen Prüfstand entworfenen Kalibriereinrichtung ermittelt wird. Ein Vergleich zwischen den aufgenommenen Messergebnissen und einem zusätzlich analytisch bestimmten Axial Schubverlauf soll Aufschluss über die Reproduzierbarkeit und die Genauigkeit der analytischen Abschätzung geben.

Der spezielle Aufbau der Lagerung ermöglicht es zudem, die auftretenden axialen und radialen Druckschwankungen mittels piezoresistiver Drucksensoren in den Lagertaschen zu erfassen. Durch eine FFT-Analyse der in den einzelnen Betriebspunkten aufgezeichneten Messergebnisse werden die Ursachen für die auftretenden Druckschwankungen näher untersucht.

# Abstract

Pumped storage power plants are playing an increasingly important role in the course of the expansion of renewable energies. By pumping up water, surplus energy is stored in the form of potential energy to be converted back into electrical energy when needed in turbine operation. In addition, pumped storage power plants are an important supplier of balancing power, which must be available within a very short time to stabilise the grid. This results in high numbers of load changes and heavy stress on the individual components of a pump turbine. With this in mind, the bearing of the impeller shaft must be sufficiently dimensioned for each individual operating condition.

In this work, the axial thrust curve in the 4 quadrants of a pump turbine is investigated at the Institute of Energy Technology and Thermodynamics of the Vienna University of Technology by differential pressure measurements in the thrust bearing. The correlation between the differential pressure and the acting axial force is provided by a calibration line, which is determined before the measurements with a calibration device designed for this test rig. A comparison between the recorded measurement results and an additional analytically determined axial thrust curve should provide information about the reproducibility and accuracy of the analytical estimation.

The special design of the bearing also makes it possible to record the axial and radial pressure fluctuations that occur by means of piezoresistive pressure sensors in the bearing pockets. Through an FFT analysis of the measurement results recorded at the individual operating points, the causes of the occurring pressure fluctuations are investigated in more detail.

# Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung .....	1
1.1	Aufgabenstellung .....	1
1.2	Stand der Technik .....	2
1.3	Theoretische Grundlagen .....	3
1.3.1	Axial- und Radialkraft .....	4
1.3.2	Kennzahlen .....	9
1.3.3	4-Quadranten Kennfeld .....	10
1.3.4	Messgenauigkeit .....	12
2	Experimenteller Aufbau und Kalibrierung .....	16
2.1	Pumpturbinenprüfstand .....	16
2.2	Messtechnik Axialschubmessung.....	19
2.3	Messtechnik hochfrequente Messungen .....	20
2.3.1	Spurlager .....	22
2.3.2	Gegenspurlager.....	23
2.3.3	Schwankungen Hydraulikaggregat.....	24
2.3.4	Führungslager .....	25
2.4	Kalibrierung Axialschubmessung .....	28
2.4.1	Kalibriervorrichtung .....	28
2.4.2	Kalibrierkurven .....	30
3	Maschinenkennlinien .....	32
3.1	$Q_{ED} - n_{ED}$ Diagramm .....	32
3.2	$T_{ED} - n_{ED}$ Diagramm .....	34
3.3	H - Q Diagramm .....	35
4	4-Quadranten-Axialschubverlauf .....	37
4.1	Messergebnisse .....	37
4.1.1	H = konstant .....	38
4.1.2	n = konstant.....	40
4.2	Analytischer Axialschubverlauf.....	42
4.3	Axialschubvergleich.....	46
4.4	Einfluss der Leitapparatstellung .....	48

4.5	Einfluss der Öltemperatur auf den Tarierwert.....	51
5	Hochfrequente Messungen.....	54
5.1	Druckschwankungen im Spur- und Gegenspurlager ( $p_{SL}$ , $p_{GL}$ ) .....	55
5.2	Druckschwankungen im Führungslager ( $p_{FL1}$ , $p_{FL3}$ , $p_{FL4}$ ) .....	59
6	Erkenntnisse und Ausblick auf weitere Arbeiten.....	61
	Literaturverzeichnis.....	63
A	Diagramme - Einfluss der Leitappartstellung.....	65
B	Diagramme - Hochfrequente Messungen.....	66
C	Technische Zeichnungen Ventilblock .....	89

## Nomenklatur

Abkürzung	Beschreibung
DMS	Dehnungsmessstreifen
RSI	Rotor-Stator-Interaktion
BP	Betriebspunkte

Formelzeichen	Beschreibung	Einheit
$\dot{m}_{La}$	Massenstrom durch Laufrad	kg/s
$A_{We}$	Querschnittsfläche für Wellenschubkraft	m <sup>2</sup>
$c_A$	Axialkraftsenkungsbeiwert	-
$d_D$	Durchmesser mittlere Labyrinthdichtung Tragscheibe	m
$d_{L1,DS}$	Durchmesser erste Stufe Labyrinthdichtung	m
$e_r$	Zufällige Messabweichung	*
$e_{s,b}$	erfassbare systematische Messabweichung	*
$e_{s,u}$	zufällige systematische Messabweichung	*
$e_s$	Systematische Messabweichung	*
$F_{ax,ED}$	Axialschub-Faktor	-
$f_R$	Rotationsfrequenz des Laufrades	Hz
$F_{rDs}$	Radiale Deckscheibenkraft	N
$F_{rR}$	Radiale Kräfte auf Radseitenwände	N
$F_{rS}$	Radiale Schaufelkräfte	N
$F_{rSpalt}$	Radiale Kräfte durch Spaltdichtungen	N
$F_W$	Eingeleitete Wellenkraft	N
$F_{We}$	Wellenschubkraft	N
$\bar{k}$	Mittlerer Rotationskoeffizient	-
$n_{ED}$	Geschwindigkeits-Faktor	-
$n_{QE}$	Spezifische Geschwindigkeit	-
$p_{Head}$	Druck vor Spiraleneintritt	Pa
$p_{Tailrace}$	Druck am Saugrohrende	Pa

$Q_{ED}$	Durchfluss-Faktor	-
$s^2(\bar{x}_i)$	Varianz	*
$T_{ED}$	Drehmoment-Faktor	-
$u_M$	Messunsicherheit	*
$x_D$	Durchmesser Verhältnis Tragscheibe	-
$x_E$	Korrigiertes Messergebnis	*
$x_i$	Messwert	*
$X_i$	Eingangsgröße	*
$x_{ov}$	Überdeckung am Laufrad	m
$x_{sp}$	Durchmesser Verhältnis Deckscheibe	-
$x_w$	Wahrer Wert einer Messgröße	*
$\bar{x}$	Arithmetisches Mittel der Messwerte/unberichtigtes Messergebnis	*
$y_{K, Malik}$	Funktionsvorschrift Kalibriergerade Malik	N
$y_K$	Funktionsvorschrift Kalibriergerade	N
$\varepsilon_1$	Winkel zwischen mittlerer Stromlinie am Austritt und der Laufradachse	°
$\rho_w$	Dichte von Wasser	kg/m <sup>3</sup>
$\mu$	Erwartungswert einer Messgröße	
$\Delta c_m$	Differenz der Meridiangeschwindigkeiten	m/s
$\Delta p_{La}$	Druckdifferenz zwischen Druckseite- und Saugseite	Pa
$\Delta p_{We}$	Druckdifferenz zwischen Saugseite und Umgebung	Pa
$a$	Leitapparatöffnung	mm
$c$	Geschwindigkeit	m/s
$d$	Durchmesser	m
$D$	Laufraddurchmesser	m
$E$	Spezifische Energie	J/kg
$e$	Messabweichung	*
$f$	Frequenz	Hz
$F$	Kraft	N
$H$	Förder-/Fallhöhe	m



## Nomenklatur

$k$	Rotationskoeffizient	-
$n$	Drehzahl des Laufrades	U/s
$p$	Druck	Pa
$Q$	Durchfluss	m <sup>3</sup> /s
$T$	Drehmoment	Nm
$u$	Umfangsgeschwindigkeit	m/s
$Y$	Ergebnisvariable	*
$y$	Messergebnis	*
$z$	Anzahl	-
$\beta$	Winkelgeschwindigkeit Kernströmung Radseitenraum	1/s
$\omega$	Winkelgeschwindigkeit Laufrad	1/s

\*Einheit abhängig von Messgröße

Indizes	Beschreibung
<i>ax</i>	Axial
<i>amb</i>	Umgebung
<i>Ds</i>	Deckscheibe
<i>Ts</i>	Tragscheibe
<i>L</i>	Labyrinthdichtung
<i>sp</i>	Spalt
<i>La</i>	Laufrad
<i>u</i>	Umfangskomponente
<i>m</i>	Meridiankomponente
<i>D</i>	Druck
<i>Hy</i>	Hydraulisch
<i>G</i>	Gewicht
<i>I</i>	Impuls
<i>Le</i>	Leitapparat
<i>r</i>	radial
<i>Z</i>	Zug
<i>max</i>	maximal
<i>P</i>	Pumpe
<i>T</i>	Turbine
<i>FL</i>	Führungslager
<i>SL</i>	Spurlager
<i>GL</i>	Gegenspurlager
<i>HZL</i>	Hydraulische Zuleitung
1	Größe auf Druckseite
2	Größe auf Saugseite

# 1 Einleitung

Pumpspeicherkraftwerke sind ein wichtiger Anwendungsbereich in der hydraulischen Energietechnik. Mit ihnen lässt sich überschüssige elektrische Energie im Netz in Form von potentieller Energie speichern, indem die eingesetzten Pumpturbinen im Pumpmodus betrieben werden und Wasser vom Unterwasserbecken zum Oberwasserbecken fördern. Durch eine Drehrichtungsumkehr der Welle einer Pumpturbine ist es möglich diese in den Turbinenmodus zu schalten und elektrische Energie in das Netz einzuspeisen, um den Spitzenbedarf im Versorgungsnetz bereitzustellen. Auch der Einsatz als Regelreserve für die Frequenzhaltung im Stromnetz ist eine der Hauptaufgaben von Pumpspeicherkraftwerken.[1]

## 1.1 Aufgabenstellung

Pumpturbinen müssen aufgrund des Betriebs eines Pumpspeicherkraftwerkes mehrmals täglich ihre Betriebsart vom Turbinen- in den Pumpmodus oder umgekehrt wechseln und somit immer wieder gestartet und gestoppt werden [2]. Es ergeben sich Verlängerungen des Betriebs in ungünstigen Betriebsbereichen. Prinzipiell ist es möglich das eine Pumpturbine alle vier Quadranten durchläuft, wobei sie unterschiedlichsten transienten Prozessen unterworfen ist und sich komplexe Strömungsverhältnisse einstellen [3],[4].

Eine Folge dieser Strömungsinstabilitäten sind Änderungen der hydraulischen Axial- und Radialkräfte, welche entscheidend für die Auslegung der Lager und der damit verbundenen Axialschub Ausgleichseinrichtung sind [2],[5],[6]. Unterdimensionierungen der Lagereinheiten von Pumpturbinen sind in jedem Fall zu vermeiden, wodurch sich Sicherheiten bis zum zweifachen des maximal erwarteten Axialschubes ergeben. Andererseits führen überdimensionierte Radial- und Axiallager zu steigenden Kosten.[7] Starke Axialschubschwankungen und zu hohe Lasten zeichnen sich durch schnelleren Verschleiß und im ungünstigsten Fall durch mechanisches Versagen der Lager aus [7],[8].

Im ersten Schritt dieser Arbeit sollen die an der Lagereinheit des Pumpturbinenprüfstands am Institut für Energietechnik und Thermodynamik der Technischen Universität Wien vorhandenen Druckmessstellen zur Bestimmung der radialen und axialen Druckverhältnisse instrumentiert werden. Der Verlauf des Axialschubes, sowie Kenntnisse der instabilen Bereiche über alle vier Quadranten werden im zweiten Schritt experimentell durch Druckdifferenzmessungen in den Öltaschen des Axiallagers für eine Leitapparatöffnung von 14 mm ermittelt und anschließend mit einer analytischen Berechnung verglichen. Darüber hinaus werden

zur Erfassung der radialen und axialen Druckschwankungen in der Lagereinheit, hochfrequente Messungen mit piezoresistiven Sensoren durchgeführt. Diese geben Aufschluss über die auf die Lagereinheit der Pumpturbinenwelle wirkenden Radial- und Axialkräfte und werden im Rahmen einer Spektralanalyse näher untersucht.

## 1.2 Stand der Technik

Die Bedeutung von Radial- und Axialkräften für die Entwicklung einer Pumpturbine fordert die Validierung von theoretischen Berechnungen und Simulationen mit zuverlässigen experimentellen Daten unter verschiedensten Betriebsbedingungen. In den letzten Jahren wurden Messungen von Radial- und Axialkräften mit einer Vielzahl von Techniken durchgeführt.[6],[9]

Für die Untersuchung des Schubes einer Axialdampfturbine bei unterschiedlichen Nenndruck- und Geschwindigkeitsverhältnissen verwendeten Stasenکو et al. [10] Kraftsensoren, welche unter jedem einzelnen Segment des doppelt wirkenden Drucklagers verbaut worden waren. Für die Validierung eines Numerischen Modells, welches ermittelt ob bei einem Durchlaufen einer Prototypen Propellerturbine die Eigenfrequenzen angeregt werden, wenn einerseits die Axiallager im Modell berücksichtigt und andererseits nicht berücksichtigt werden, bedienten sich Cupillard et al. [11] an Wegesensoren für die Vibrationsmessung und an Kraftsensoren basierend auf Dehnungsmessstreifen (DMS) für die axiale Lagerbelastung. Die Sensoren wurden dabei an den Schwenkhalterungen der Segmente angebracht. Bei Chen et al. [12] kamen ebenfalls DMS-Kraftsensoren für die Untersuchung einer Rohrturbine zum Einsatz. Sie untersuchten den Axialkraftverlauf sowohl für den stationären als auch den transienten Betrieb. Bei variierender Drehzahl, sowie sich änderndem Öffnungswinkel der Lauf- und Leitschaufel, ergab sich eine abnehmende Axialkraft mit zunehmender Drehzahl und eine steigende mit kleiner werdender Laufschaufelöffnung. Bidaut et al. [13] verwendeten DMS-Kraftsensoren an den Segmenten des Lagers, um Axialschubberechnungsverfahren für Zentrifugalkompressoren unter Volllast experimentell zu validieren.

Eine andere Technik für die Messung des axialen Schubes wurden von Baun et al. [14] eingesetzt, welche Magnetlager als Kraftsensoren für die Untersuchung einer Kreiselpumpe bei variierenden Durchflüssen nutzten. Hierbei lässt sich die Kraft direkt ermitteln, da diese von den elektromagnetischen Spulenströmen abhängig ist. Es stellte sich heraus, dass der Axialschub mit steigendem Durchfluss kontinuierlich abnimmt, jedoch im Bereich des Nenndurchflusses eine kurze Anhebung erfährt. Magnetlager zur Axialkraftmessung wurden auch von Tiainen et al. [7] verwendet, um die Genauigkeit einer neuen Axialschubabschätzungsmethode für Turbomaschinen anhand eines Zentrifugalkompressors zu demonstrieren.

Neben den direkten Messungen kommen auch Techniken zum Einsatz, welche indirekt die axiale Last auf Lagereinheiten ermitteln [9]. So untersuchte Gustavsson et al. [4] die Axialkraft einer Generator-Francis-Turbinenanordnung unter stationären und transienten Betriebsbedingungen durch die Anbringung von Dehnungsmessstreifen auf der Welle zwischen dem unteren Generatorlager und dem Turbinenleitlager. Zusätzlich wurden die Lager auch mit radialen Wegesensoren ausgestattet, um Abweichungen in der x- und y- Richtung zwischen der Welle und dem Lagergehäuse zu erfassen. Für die anschließende Berechnung der radialen Lasten wurde die Lagersteifigkeit als Funktion der Wellenverschiebung verwendet. Auch Gantar et al. [5] setzten Dehnungsmessstreifen an einem speziell ausgelegtem Lagerträger ein, der für eine Versuchsanordnung bestehend aus einer separaten Stufe einer mehrstufigen Pumpe vorgesehen war. Ziel der Messungen war es, die Auswirkungen der Flüssigkeitsrotation in den Radseitenräumen auf den Axial Schub unter verschiedensten Leckageströmungen in den Spaltringdichtungen zu erfassen. Für die Validierung eines empirischen Ansatzes zur Bestimmung der Radialkräfte an einer Pumpenturbine wurden von Novotný et al. [15] sechs Dehnungsmessstreifen an den Lagerstützen angebracht. Dabei wurden zwei verschiedene Leitapparatstellungen im Pumpbetrieb und acht verschiedene Leitapparatstellungen im Generatorbetrieb untersucht, wobei der Schwerpunkt der Betriebsweise im S-förmigen Kennlinienbereich lag.

Gao et al. [16] verwendeten im Gegensatz zu den oben genannten Verfahren einen Messansatz, der auf der Synchronisation von Messeinrichtung und Wellendrehung basiert, um den Einfluss des Trägheitsmoments auf die dynamischen Messergebnisse zu reduzieren. Es wurden vier biaxiale piezoelektrische Sensoren mit hoher Steifigkeit, breitem Frequenzbereich und schnellem Ansprechverhalten verwendet. Insbesondere bei der Messung der Radialkraft einer Kreiselpumpe zeigte sich ein signifikanter Unterschied, da die tatsächliche Radialkraft nur 26,97% der gemessenen Kraft betrug.

### 1.3 Theoretische Grundlagen

In diesem Abschnitt sollen die wichtigsten theoretischen Grundlagen für das Verständnis dieser Arbeit behandelt werden. Dazu gehört die Eruiierung der Ursachen für die im Betrieb auftretenden Axial- und Radialkräfte. Im Weiteren werden die in dieser Arbeit verwendeten Kennzahlen und das 4-Quadranten-Kennfeld näher beschrieben. Abschließend erfolgt eine Erläuterung, wie sich die Unsicherheiten der Messergebnisse einer Messgröße zusammensetzen und wie sie bestimmt werden können.

### 1.3.1 Axial- und Radialkraft

Die auf das Laufrad einer Pumpturbine wirkenden Axial- und Radialkräfte werden für den Betriebszustand Pumpen erläutert. In den folgenden Erläuterungen und Darstellungen dieser Arbeit wird, wie bei Pumpturbinen allgemein üblich, die Druckseite mit einem Index von 1 und die Saugseite mit einem Index von 2 gekennzeichnet. Die nachfolgenden Berechnungen und Aussagen basieren auf der Annahme, dass die Strömungen in den Radseitenräumen rotationssymmetrisch sind[17].

#### Axialkraft

Der auf die Laufradwelle wirkende Axial Schub ist die Summe aller auf das Laufrad wirkenden Axialkräfte. Dieser setzt sich aus Druckkräften (statische Anteile) sowie Impuls- und Staudruckschwankungen (dynamische Anteile) zusammen. Darüber hinaus können weitere Axialkräfte durch die verwendete Antriebsmaschine, Wellenabdichtungen und das Eigengewicht von Welle und Laufrad ( $F_G$  in Gleichung (1) bei vertikaler Anordnung) auftreten. Im Allgemeinen wird ein Axial Schub erwartet, der in Richtung der Saugseite wirkt. Abbildung 1 zeigt die auf eine horizontal angeordnete Maschine wirkenden Kräfte.[18]

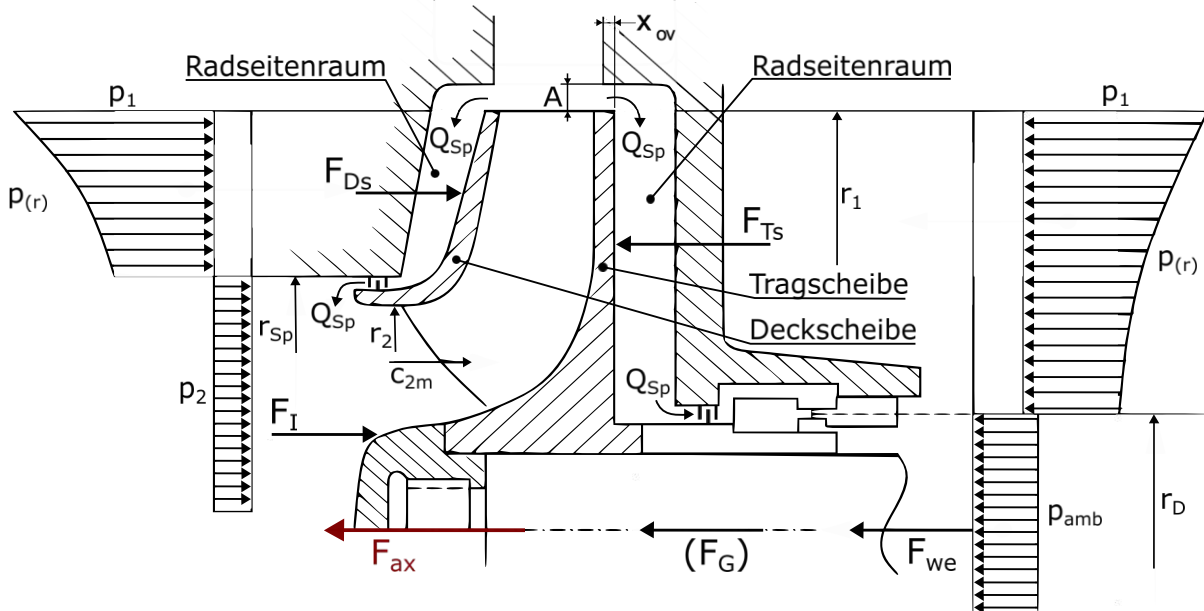


Abbildung 1: Axiale Kräfte am Laufrad angelehnt an [17]

Die Gleichung zur Bestimmung des Axialschubs  $F_{ax}$  lautet somit:[18],[17]

$$F_{ax} = F_{Ts} - F_{Ds} - F_I + F_{We} + (F_G) \quad (1)$$

Die Impulskraft  $F_I$  ergibt sich aus der Multiplikation des das Laufrad durchströmenden Massenstromes  $\dot{m}_{La}$  mit der Differenz der Meridiankomponenten der Geschwindigkeiten in axialer Richtung am Laufradeintritt  $c_{2m}$  und am Laufradaustritt  $c_{1m}$ .  $\varepsilon_1$  entspricht dem Winkel zwischen der mittleren Stromlinie am Austritt und der Laufradachse.  $Q_{La}$  ist die Durchflussmenge die durch das Laufrad strömt und  $\rho_W$  die Dichte von Wasser:[17]

$$F_I = \dot{m}_{La} * \Delta c_m = \rho_W * Q_{La} * (c_{2m} - c_{1m} * \cos \varepsilon_1) \quad (2)$$

Der unausgeglichene Wellenschub  $F_{We}$  folgt aus der Druckdifferenz  $\Delta p_{We}$  zwischen dem Umgebungsdruck  $p_{amb}$  und dem Druck auf der Saugseite  $p_2$  zu:[18]

$$F_{We} = A_{We} * \Delta p_{We} = \frac{\pi * d_D^2}{4} * (p_{amb} - p_2) \quad (3)$$

$F_{Ts}$  und  $F_{Ds}$  in Gleichung (1) sind die Druckkräfte auf die Trag- und Deckscheibe und liefern den größten Axialschubanteil. Sie ergeben sich aus den Strömungen in den Radseitenräumen (siehe Abbildung 1) und den daraus resultierenden Druckverteilungen vor und hinter dem Laufrad.[17]

Bedingt durch die Rotation des Laufrades ist die Umfangsgeschwindigkeit des Fluids an der Laufradoberfläche im Radseitenraum mit  $c_u = \omega * R$  entsprechend der Haftbedingung gegeben. Wobei  $\omega$  für die Winkelgeschwindigkeit des Laufrades steht. Mit zunehmendem Abstand von der Laufradoberfläche nimmt die Umfangsgeschwindigkeit in der Grenzschicht ab. Umgekehrt hat das Fluid an der Gehäuseoberfläche im Radseitenraum eine Umfangsgeschwindigkeit von  $c_u = 0$ , die jedoch innerhalb der Grenzschicht mit zunehmendem Abstand größer wird.[17] Bei ausreichend großem Abstand zwischen Laufrad und Gehäuse bildet sich so eine Kernströmung aus, die bei üblichen Spaltweiten mit einer Winkelgeschwindigkeit  $\beta = 0.5 * \omega$  rotiert.[18] Wesentlichen Einfluss auf diese Kernströmung haben die Oberflächenbeschaffenheit von Laufrad und Gehäuse sowie die turbulente Dissipation, die mit zunehmender Laufradspaltweite und steigendem Fluidvolumen zunimmt. [17]

Zusätzlich zu den Kernströmungen treten in den Radseitenräumen des Laufrades Zirkulationsströmungen auf. Aufgrund der Zentrifugalkräfte strömt das Medium an der Laufradoberfläche radial nach außen und an der Gehäuseoberfläche radial nach innen. Im Vergleich zu den Umfangsgeschwindigkeiten der Kernströmung sind die dabei auftretenden Radialgeschwindigkeiten jedoch klein.[17]

Den Strömungen in den Radseitenräumen des Laufrades können auch Strömungen überlagert sein, die durch Leckagen in den Laufraddichtungen verursacht werden. Dieser zusätzliche Spaltwasserstrom  $Q_{Sp}$  (siehe Abbildung 1) ist deckscheibenseitig praktisch immer vorhanden und strömt radial entlang der Gehäuseoberfläche von

außen nach innen. Dadurch wird die Rotation der Strömung im Radseitenraum um den von der Fördermenge der Laufradauslegung und der Leitapparatstellung abhängigen Drehimpuls  $\rho_W * Q_{Sp} * c_{1u} * r_1$  zusätzlich angeregt.[17] Die Folge ist eine Axialschubverminderung durch Verlust der Gültigkeit der parabolischen Druckverteilung [18].

Eine Kopplung der Hauptströmung am Laufradaustritt mit der Radseitenströmung führt zu einem zusätzlichen turbulenten Impulsaustausch. Dieser nimmt mit steigender Geschwindigkeitsdifferenz zu und ist abhängig vom Spalt A und der Überdeckung  $x_{ov}$  (siehe Abbildung 1). So wird beispielsweise bei Teillastrückströmung die Umfangsgeschwindigkeit  $c_{1u}$  zum Teil stark reduziert und die Rotation der Radseitenraumströmung abgebremst.[17]

Die Rotationsgeschwindigkeit  $\beta$  der Strömung stellt sich schließlich als Gleichgewicht aller Einflussgrößen und den daraus resultierenden Momenten ein, die auf das im Radseitenraum eingeschlossene Fluid wirken. Zur Beschreibung der Kernströmung und zur Berechnung der auf die Trag- und Deckscheibe wirkenden Kräfte  $F_{TS}$  und  $F_{DS}$  wird der Rotationskoeffizient  $k$  verwendet. Dieser ist definiert als das Verhältnis der Umfangsgeschwindigkeit des Fluids  $c_u$  zur Umfangsgeschwindigkeit  $u$  des Laufrades:[17]

$$k = \frac{c_u}{u} = \frac{\beta}{\omega} \quad (4)$$

Bei einem durchströmten Radseitenraum ist  $k$  eine Funktion des Radius, während er bei einem nicht durchströmten Radseitenraum als konstant angenommen werden kann.[17]

Eine Berechnung der Druckkräfte  $F_{TS}$  und  $F_{DS}$  auf die Radscheiben erfolgt schließlich nach Gleichung (5). Sie resultieren aus dem Integral über die Druckverteilung  $p(r)$  (siehe Abbildung 1) im jeweiligen Radseitenraum:[17]

$$F = 2 * \pi * \int p(r) * r * dr \quad (5)$$

Durch Integration von Gleichung (5) und Einsetzen eines Mittelwertes  $\bar{k}$  für den Rotationskoeffizient erhält man letztendlich:

$$F = \pi * r_1^2 * \left\{ (1 - x^2) * \Delta p_{La} - \frac{\rho}{4} * u_1^2 * \bar{k}^2 * (1 - x^2)^2 \right\} \quad (6)$$

Für die Deckscheibenkraft  $F_{DS}$  gilt  $x = x_{sp} = d_{sp}/d_1$  und für die Tragscheibenkraft  $F_{TS}$  gilt  $x = x_D = d_D/d_1$  (siehe Abbildung 1).  $\Delta p_{La} = p_1 - p_2$  entspricht der Druckdifferenz zwischen der Druck- und Saugseite am Laufrad.  $u_1 = r_1 * \omega$  und gibt die Umfangsgeschwindigkeit am Laufradaustritt an.[17]



Die bei der Berechnung des Axialschubs auftretenden Unsicherheiten haben ihre Ursache in Größen, die nicht exakt bestimmbar sind. Dazu gehören die Laufradverluste, die Rotationskoeffizienten  $k$  in den Radseitenräumen und die Beträge der Spaltströme  $Q_{sp}$ . Darüber hinaus sind auch Rezirkulationen im Teillastbereich zu berücksichtigen. Aufgrund der genannten Unsicherheiten bei der Axialschubberechnung wird bei der Auslegung von Axiallagern ein ausreichender Sicherheitszuschlag berücksichtigt.[17],[19]

### Radialkraft

Die auf das Laufrad wirkende resultierende Radialkraft muss für die Berechnung der Radiallager sowie der Wellenspannungen und Wellenverformungen bekannt sein. Radialkräfte haben ihre Ursache in einer ungleichmäßigen Verteilung des statischen Druckes über den Umfang des Laufrades. Dies kann durch eine unsymmetrische Anströmung des Leitapparates (z.B. durch den Sporn bei Spiralgehäusen) oder durch eine nicht rotationssymmetrische Anströmung des Laufrades hervorgerufen werden.[18],[17] Durch eine Integration der Druckverteilung am Laufradaustritt im Pumpbetrieb erhält man einen zeitlichen Mittelwert, der als statische Radialkraft bezeichnet wird, und einen zeitlich veränderlichen Anteil, der als dynamische Radialkraft bezeichnet wird.[17]

Bei einer aus dem Laufrad austretenden ungleichförmigen Strömung kommt es zu einer instationären Anströmung der Leitschaufeln, wodurch ein Druckfeld erzeugt wird, das im raumfesten Bezugssystem mit der Frequenz  $f_{La} = z_{La} * f_R$  rotiert.  $z_{La}$  gibt die Anzahl der Laufschaufeln und  $f_R$  die Laufraddrehzahl in Hz an. Der höchste lokale Druck wird erreicht, wenn sich eine Laufschaufel unmittelbar vor einer Leitschaufel oder dem Sporn befindet, wodurch es zu einer Art Staudruckeffekt kommt. Der geringste lokale Druck ist beim Passieren einer Laufschaufel an einer Leitschaufel zu erwarten, da das Fluid durch den Spalt zwischen Laufschaufel und Leitschaufel strömen muss. Umgekehrt beeinflusst ein durch die Leitschaufelströmung hervorgerufenen Druckfeld auch das Strömungsfeld im Laufrad. Dieses umläuft im rotierenden Bezugssystem mit der Frequenz  $f_{Le} = z_{Le} * f_R$ . Hierbei steht  $z_{Le}$  für die Anzahl der Leitschaufeln. Die beschriebenen Vorgänge werden der sogenannten Rotor-Stator-Interaktion (RSI) zugeordnet. Bei den daraus resultierenden hydraulischen Kräften handelt es sich um dynamische Radialkraftkomponenten, die zu erzwungenen Schwingungen führen. Ebenfalls den dynamischen Radialkraftkomponenten zuzuordnen sind die Ungleichförmigkeiten in der Radseitenströmung, deren Ursachen in der Druckverteilung im Leitapparat und in der ungleichförmigen Spaltströmung liegen.[17]

Darüber hinaus treten instationäre Reaktionskräfte auf, die durch Schwingungen des Rotors hervorgerufen werden. Eine davon ist die hydraulische Laufradwechselwirkung. Durch die Auslenkung des Laufrades aus der zentrischen Lage ändert sich die Druckverteilung über den Laufradumfang und es entstehen Reaktionskräfte. Aber auch Kräfte in den Spaltdichtungen zählen zu den instationären Reaktionskräften.[17]

Abbildung 2 zeigt die auf das Laufrad wirkenden Radialkräfte. Darin enthalten sind die radialen Komponenten der Schaufelkräfte ( $F_{rS}$ ), die Kräfte auf die zylindrischen Anteile der Radseitenwände ( $F_{rR}$ ) und die radialen Anteile der Kräfte auf die Deckscheibe ( $F_{rDS}$ ). Hinzu kommen die radialen Kraftanteile im Radseitenraum der Tragscheibe ( $F_{rTs}$ ) und die Kräfte in den Spaltdichtungen ( $F_{rSpalt}$ ).[17]

Eine exakte Berechnung der resultierenden Radialkraft ist selbst mit einer aufwändigen CFD-Analyse der Strömungen im Laufrad, im Leitapparat, in den Radseitenräumen und in den Spaltdichtungen schwer möglich. Auch im Falle einer messtechnischen Erfassung der Radialkräfte ist eine vollständige Trennung der verschiedenen Einflussgrößen nicht möglich. Die aus den Gleichungen zur Ermittlung der Radialkräfte berechneten Werte sind daher immer als Näherungswerte zu verstehen.[17]

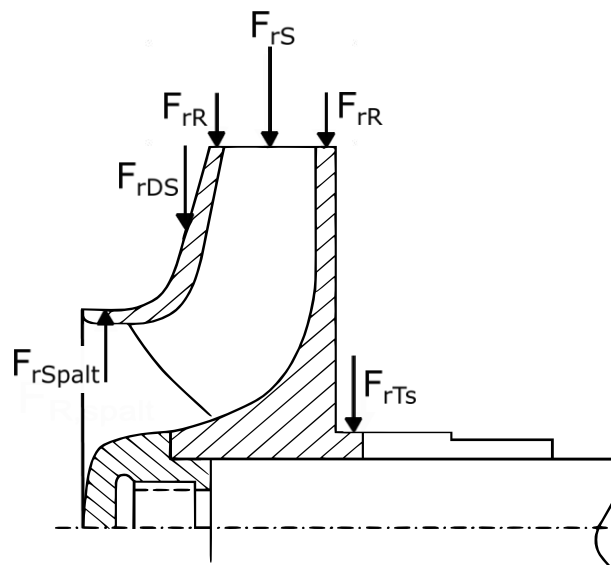


Abbildung 2: Radiale Kräfte am Laufrad angelehnt an [17]

### 1.3.2 Kennzahlen

Die folgenden Kennzahlen nach IEC 60193 [20] basieren auf den Ähnlichkeitsbedingungen. Sie ermöglichen die Umrechnung der in Modellversuchen ermittelten Modellgrößen auf eine fiktive geometrisch ähnliche Einheitsturbine, um unterschiedliche Turbinenausführungen einheitlich charakterisieren und vergleichen zu können. Mit Hilfe der dimensionslosen Kennzahlen ist es möglich, Kennfelder aus Modellversuchen unabhängig von Baugröße und Drehzahl darzustellen und als Grundlage für die Auslegung einer Großausführung zu verwenden.[1]

#### Spezifische Geschwindigkeit:

$$n_{QE} = \frac{n * \sqrt{Q}}{E^{3/4}} \quad (7)$$

Die spezifische Geschwindigkeit gibt die Drehzahl einer fiktiven Maschine bei einem Durchfluss  $Q = 1 \text{ m}^3/\text{s}$  und einer spezifischen Energie  $E = 1 \text{ J/kg}$  an. Dabei gilt für die spezifische Energie  $E = g * H$ , mit  $g$  der Erdbeschleunigung und  $H$  der Fallhöhe. Alle Werte sind in SI-Einheiten einzusetzen.

Nach IEC 60193 [20] sind die Größen Durchfluss, Drehzahl und Drehmoment wie folgt zu normieren:

#### Durchfluss-Faktor:

$$Q_{ED} = \frac{Q}{D^2 * \sqrt{E}} \quad (8)$$

Mit  $D$  für den Laufraddurchmesser.

#### Drehzahl-Faktor:

$$n_{ED} = \frac{n * D}{\sqrt{E}} \quad (9)$$

Mit  $n$  für die Drehzahl des Laufrades.

#### Drehmoment-Faktor:

$$T_{ED} = \frac{T}{\rho_W * D^3 * E} \quad (10)$$

Mit  $T$  dem Drehmoment und  $\rho_W$  der Dichte von Wasser.

#### Axialschub-Faktor:

Für die Darstellung des Axialschubes über  $n_{ED}$  wird in dieser Arbeit der Axialschub-Faktor als weitere dimensionslose Kennzahl eingeführt:

$$F_{ax,ED} = \frac{F_{ax}}{E * \rho_W} * \frac{1}{D^2} \quad (11)$$

Eine Anwendung der dimensionslosen Kennzahlen erfolgt bei der Darstellung der Kennlinie einer Pumpturbine im 4-Quadranten-Kennfeld.

### 1.3.3 4-Quadranten Kennfeld

Zur Charakterisierung von Pumpturbinen wird vorwiegend ein 4-Quadranten-Kennfeld verwendet. Dieses zeigt den Verlauf der Kennlinie für verschiedene Leitapparatstellungen in Abhängigkeit von  $Q_{ED}$  und  $n_{ED}$ . Eine Kennlinie mit konstanter Leitapparatöffnung  $a$  ist in Abbildung 3 dargestellt. Zu sehen sind auch die vier Quadranten Turbine I, Pumpenbremse II, Pumpe III und Turbinenpumpe IV.

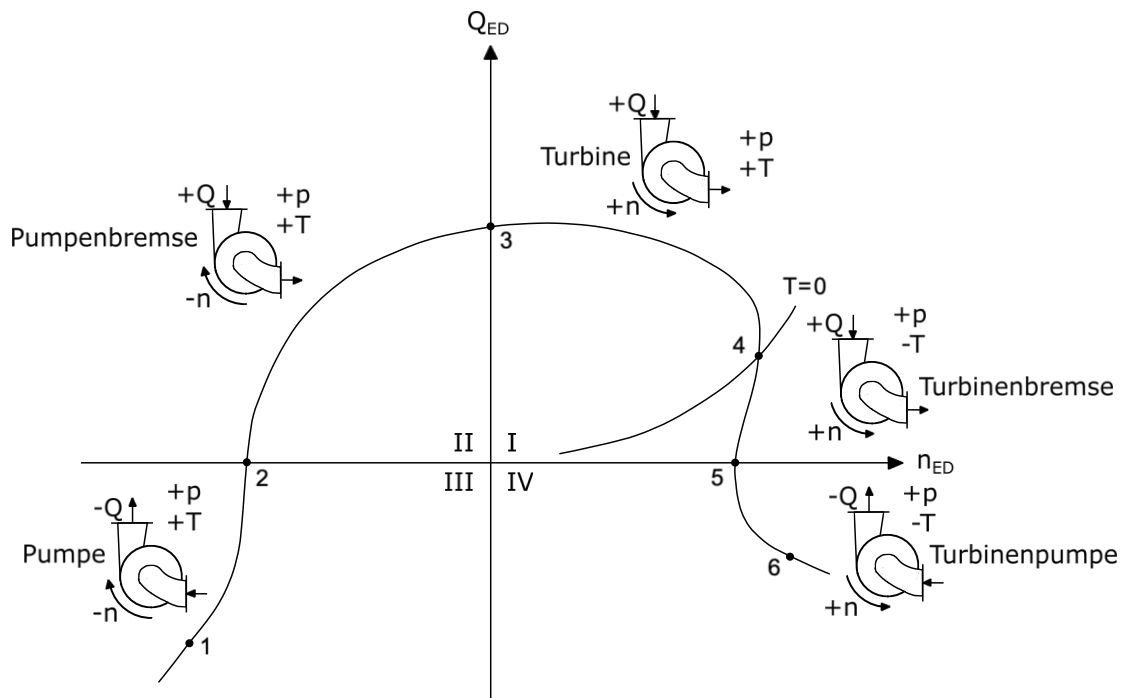


Abbildung 3: 4-Quadranten-Kennfeld angelehnt an [17],[21]

Ausgehend von Punkt 1 arbeitet die Pumpturbine als Pumpe (Drehzahl  $n < 0$ ) mit geringer Förderhöhe und hohem Durchfluss ( $-Q$ ). Der Differenzdruck zwischen Druck- und Saugseite ( $+p$ ) und das Drehmoment sind positiv ( $+T$ ). Wird der Gegendruck erhöht, so verschiebt sich der Betriebspunkt auf der Kennlinie in Richtung des Punktes 2 und  $Q$  nimmt ab. Im Punkt 2 ist  $Q$  schließlich Null und die maximale Förderhöhe ist erreicht. Bei weiterem Anstieg des Gegendrucks kehrt sich die Strömungsrichtung um und das Fördermedium fließt durch die Pumpturbine zurück, auch wenn diese immer noch in Pumpendrehrichtung rotiert. Zwischen Punkt 2 und 3 wird die Pumpturbine

vollständig im Pumpenbremsbetrieb  $(+Q, -n, +p, +T)$  betrieben. Dabei wird die gesamte Antriebsleistung dissipiert. Im Punkt 3 erfolgt anschließend eine Drehzahlumkehr und die Pumpturbine arbeitet bis zum Punkt 4 im normalen Turbinenbetrieb  $(+Q, +n, +p, +T)$ . Punkt 4 liegt auf der Leerlaufkennlinie, die durch die Null-Drehmomentpunkte der einzelnen Kennlinien bei unterschiedlichen Leitapparatstellungen gebildet wird. Ein Null-Drehmoment bedeutet, dass der Durchfluss gerade ausreicht, um die Verluste zu überwinden. Die Pumpturbine muss nun angetrieben werden, um den Bereich zwischen 4 und 5 zu durchfahren, wodurch sich ein negatives Drehmoment einstellt. Dieser Kennlinienabschnitt wird als Turbinenbremsbetrieb  $(+Q, +n, +p, -T)$  bezeichnet und besitzt schon Zonen der Rückströmung am äußeren Laufraddurchmesser. Ab Punkt 5 ist der anliegende Differenzdruck so gering, dass die Pumpturbine bei einer Rotation in Turbinendrehrichtung das Medium von der Saugseite zur Druckseite fördert. Den Betriebsbereich zwischen Punkt 5 und 6 bezeichnet man folglich als Turbinenpumpe  $(-Q, +n, +p, -T)$ . Durch Stoßverluste infolge der ungünstigen Anströmungen des Laufrades sind Förderhöhe und Wirkungsgrad jedoch stark vermindert.[17]

Eine Bedingung für die Stabilität einer Kennlinie kann im Allgemeinen durch ihre Steigung gegeben sein. Das Instabilitätskriterium für eine Kennlinie im Turbinenbetrieb lautet:[22]

$$\frac{dQ_{ED}}{dn_{ED}} > 0 \quad (12)$$

Ein instabiler Kennlinienverlauf kann in Abhängigkeit von der spezifischen Geschwindigkeit einer Pumpturbine im Bereich der Turbinenbremse und der Turbinenpumpe beobachtet werden. Abbildung 4 zeigt eine solche instabile Kennlinie, die aufgrund ihrer Form auch als S-Kennlinie („S-Schlag“) bezeichnet wird. Es ist ersichtlich, dass für einen  $n_{ED}$ -Wert zwei verschiedene  $Q_{ED}$ -Werte gegeben sind. Die Untersuchung dieser Kennlinien war und ist immer noch Gegenstand zahlreicher Forschungsarbeiten sowohl auf numerischer als auch auf experimenteller Ebene.[22]

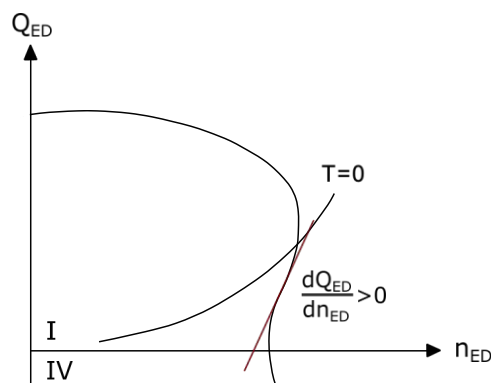


Abbildung 4: S-förmige Kennlinie angelehnt an [22]

Der S-förmige Kennlinienverlauf ist insbesondere bei kleinen Leitapparatöffnungen von großem Interesse, da er für das Synchronisationsverhalten beim Hochfahren der Pumpturbine in den Turbinenbetrieb entlang der  $T=0$  Linie entscheidend ist. Liegt dieser S-Schlag im Bereich der Synchronisationsdrehzahl, besteht die Gefahr, dass die Pumpturbine zwischen Turbinen- und Turbinenpumpenbetrieb hin- und herpendelt, was starke Druckschwankungen zur Folge hat.[21] Hinzu kommt, dass beim Betrieb der Pumpturbine in der Turbinenpumpe Leistung aus dem Netz entnommen würde, anstatt wie gefordert Leistung in das Netz einzuspeisen. Bei der Auslegung der Pumpturbine ist daher das transiente Verhalten zu berücksichtigen und eine ausreichende Stabilität im Synchronisierungsbereich sicherzustellen [21].

### 1.3.4 Messgenauigkeit

Eine Messung ist grundsätzlich nicht exakt. Das Ergebnis einer Messung hängt im Allgemeinen von vielen Faktoren ab. Zu diesen zählen beispielsweise das verwendete Messsystem, das Messverfahren, die Fähigkeiten des Anwenders und die Messumgebung. Werden Messungen in gleicher Weise und unter gleichen Einflussfaktoren wiederholt, so ergeben sich bei ausreichender Auflösung des Messsystems immer gewisse Abweichungen der Messwerte voneinander.[23]

Diese Messabweichungen sind auf bekannte und unbekannte Größen zurückzuführen. Durch den Einfluss von unbekanntem Größen ist die Bestimmung des wahren Wertes  $x_w$  einer Messgröße, auch als ideale Messung bezeichnet, nicht durchführbar [24]. Folglich unterscheidet sich der bei einer Messung gewonnene Messwert  $x$  vom wahren Wert  $x_w$  durch die Abweichung  $e$ , wobei dieser Zusammenhang in Gleichung (13) ausgedrückt wird. Diese Abweichung  $e$  wiederum lässt sich, wie in Gleichung (14) dargestellt, in eine systematische Messabweichung  $e_s$  und in eine zufällige Messabweichung  $e_r$  unterteilen. Im Unterschied zur zufälligen Messabweichung  $e_r$ , welche eine unbekannte Größe darstellt, setzt sich die systematische Messabweichung  $e_s$  einerseits aus einer erfassbaren Messabweichung  $e_{s,b}$  und andererseits aus einer nicht erfassbaren Messabweichung  $e_{s,u}$  zusammen (siehe Gleichung (15)).[25]

$$x = x_w + e \quad (13)$$

$$e = e_s + e_r \quad (14)$$

$$e_s = e_{s,b} + e_{s,u} \quad (15)$$

Die systematische Abweichung  $e_s$  lässt sich auch als Abweichung des Erwartungswertes  $\mu$  vom wahren Wert der Messgröße verstehen (siehe Gleichung (16)). Eine unter gleichen Wiederholbedingungen gewonnene Messreihe hat für jeden

Messwert das gleiche  $e_s$  und damit auch das gleiche  $e_{s,b}$  und  $e_{s,u}$ . Systematische Abweichungen können ihre Ursache in der Unzulänglichkeit oder in Einflüssen wie Eigenerwärmung, Abnutzung und Alterung des Messgerätes haben. Der bereits erwähnte Erwartungswert  $\mu$  ist ein der Messgröße zugeordneter Wert, dem sich das arithmetische Mittel  $\bar{x}$  (siehe Gleichung (17)) der Messwerte  $x_i$  der Messgröße mit zunehmender Anzahl der Messwerte annähert. Dabei wird die Abweichung des arithmetischen Mittels vom Erwartungswert umso geringer, je größer die Anzahl der einzelnen Messungen ist. Bei einer endlichen Anzahl von Messungen ist der arithmetische Mittelwert somit der Schätzwert für den Erwartungswert  $\mu$ . Grundsätzlich gilt, dass der Erwartungswert  $\mu$  nicht mit dem wahren Wert  $x_w$  übereinstimmt, da sie sich um die vorher genannte systematische Messabweichung  $e_s$  unterscheiden (siehe Gleichung (16)).[25]

$$e_s = \mu - x_w \quad (16)$$

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i \quad (17)$$

Die zufällige Messabweichung  $e_r$  bedeutet eine zufällige Messwertstreuung um den Erwartungswert  $\mu$  (siehe Gleichung (18)) und ist nicht genau bestimmbar, weil der Erwartungswert wiederum unbekannt ist. Unkontrollierbare Einflüsse der Messgeräte können z.B. die Ursache für solche Abweichungen sein. Als zufällige Abweichung  $e_r$  wird daher die Abweichung des unberichtigten Messergebnisses  $\bar{x}$  vom Erwartungswert  $\mu$  bezeichnet.[25]

$$e_r = \bar{x} - \mu \quad (18)$$

Das Messergebnis ist ein aus Messungen gewonnener Schätzwert für den wahren Wert. Die Schätzung erfolgt in der Regel durch Anwendung statistischer Schätzverfahren. In der Regel wird das unberichtigte Messergebnis  $\bar{x}$  durch arithmetische Mittelwertbildung von  $n$  Messwerten, die unter Wiederholbedingungen durchgeführt wurden, ermittelt. Bei Verwendung anderer Verfahren zur Ermittlung des Messergebnisses müssen diese angegeben werden. Das korrigierte Messergebnis  $x_E$ , dass sich aus dem arithmetischen Mittel abzüglich der erfassbaren systematischen Abweichung  $e_{s,b}$  zusammensetzt, wird dann nach Gleichung (19) berechnet.[25]

$$x_E = \bar{x} - e_{s,b} \quad (19)$$

Zur Festlegung eines Wertebereichs für den wahren Wert der Messgröße wird einerseits das korrigierte Messergebnis  $x_E$  und andererseits die zugehörige Messunsicherheit  $u_M$  aus Messungen verwendet. Jeder Wert innerhalb des Bereiches  $[x_E - u_M; x_E + u_M]$  kommt für den wahren Wert in Frage. Für den Betrag der Messunsicherheit gilt somit folgende Gleichung (20).[25]

$$|x_E - x_W| \leq u_M \quad (20)$$

Bei einem allgemeinen Messauswertungsverfahren werden die einzelnen Eingangsvariablen  $X_i$ , wobei  $i = 1 \dots m$  die Anzahl der Eingangsvariablen angibt, durch eine Modellfunktion  $f$  (siehe Gleichung (21)) auf die Ergebnisvariable  $Y$  abgebildet. Eingangsgrößen können dabei auch Größen sein, die der Korrektur und Kalibrierung dienen. So kann z.B. die systematische Messabweichung  $e_s$  als Schätzwert  $\bar{x}_2$  für die Eingangsgröße  $X_2$  verwenden.[26]

$$Y = f(X_1, \dots, X_m) \quad (21)$$

Um nun das Messergebnis  $y$  und die Unsicherheit  $u_M(y)$  für die Ergebnisvariable  $Y$  zu erhalten, sind die Schätzwerte  $\bar{x}_i$  für die wahren Werte der beteiligten Eingangsvariablen  $X_i$  und deren Unsicherheit  $u_M(\bar{x}_i)$  erforderlich. Nachfolgend sind die Eingangsgrößen unkorreliert, für korrelierende Eingangsgrößen wird auf [26] verwiesen. Zur Bestimmung der Unsicherheiten der Eingangsgrößen  $X_i$ , welche  $n_i$ -mal gemessen werden und sich für  $X_i$  im  $j$ -ten Versuch der Messwert  $x_{ij}$  ( $j = 1, \dots, n_i; n_i > 1$ ) ergibt, werden die Schätzwerte  $\bar{x}_i$  der Messgrößen  $X_i$  durch die Mittelwerte der Messwerte (siehe Gleichung (22)) und die Unsicherheiten  $u_M(\bar{x}_i)$  der Messgrößen durch die Wurzel der Varianzen  $s^2(\bar{x}_i)$  ermittelt (siehe Gleichung (23)).[26]

$$\bar{x}_i = \frac{1}{n_i} \sum_{j=1}^{n_i} x_{ij} \quad (22)$$

$$u_M(\bar{x}_i) = \sqrt{s^2(\bar{x}_i)} = \sqrt{\frac{s_i^2}{n_i}} = \sqrt{\frac{1}{n_i(n_i - 1)} \sum_{j=1}^{n_i} (x_{ij} - \bar{x}_i)^2} \quad (23)$$

In den meisten Fällen kann jedoch nur eine obere Grenze  $a$  und eine untere Grenze  $b$  für die möglichen Werte einer Eingangsgröße  $X_i$  bestimmt werden. Dies gilt beispielsweise für die systematische Abweichung  $e$ , da sich diese aus einer bekannten und einer unbekannt systematischen Abweichung zusammensetzt. Über eine mögliche oder tatsächliche Änderung der Einflussgröße während der Messung innerhalb der Grenzen liegen keine Informationen vor. Es folgen die Schätzwerte und Unsicherheiten zu Gleichung (24) und (25):[26]

$$\bar{x}_i = \frac{a_i + b_i}{2} \quad (24)$$

$$u_M(\bar{x}_i) = \frac{b_i - a_i}{\sqrt{12}} \quad (25)$$

Die zur Angabe des vollständigen Messergebnisses erforderliche Messunsicherheit  $u_M(y)$ , wird dann nach folgender Gleichung (26) berechnet [26]:



$$u_M(y) = \sqrt{\sum_{i=1}^m \left(\frac{\partial f}{\partial \bar{x}_i}\right)^2 u_M^2(\bar{x}_i)} \quad (26)$$

Dabei ist  $\frac{\partial f}{\partial \bar{x}_i}$  die partielle Ableitung der Modellfunktion  $f$  nach der Eingangsgröße  $X_i$  mit den eingefügten Schätzwerten  $\bar{x}_i$  ( $i = 1, \dots, m$ ). Durch Einsetzen der Schätzwerte  $\bar{x}_i$  in die Modellfunktion  $f$  gemäß Gleichung (27) erhält man das Messergebnis  $y$ . Eine vollständige Angabe des Messergebnisses ist in Gleichung (28) zu sehen, wobei Gleichung (29) zusätzlich den durch die Messunsicherheit gekennzeichneten Bereich angibt, in dem die Werte liegen, die der Messgröße zugeordnet werden können.[26]

$$y = f(\bar{x}_1, \dots, \bar{x}_m) \quad (27)$$

$$Y = y \pm u_M(y) \quad (28)$$

$$y - u_M(y) \leq Y \leq y + u_M(y) \quad (29)$$

Die Ermittlung der Messunsicherheit erfolgt in dieser Arbeit durch das verwendete Messprogramm.

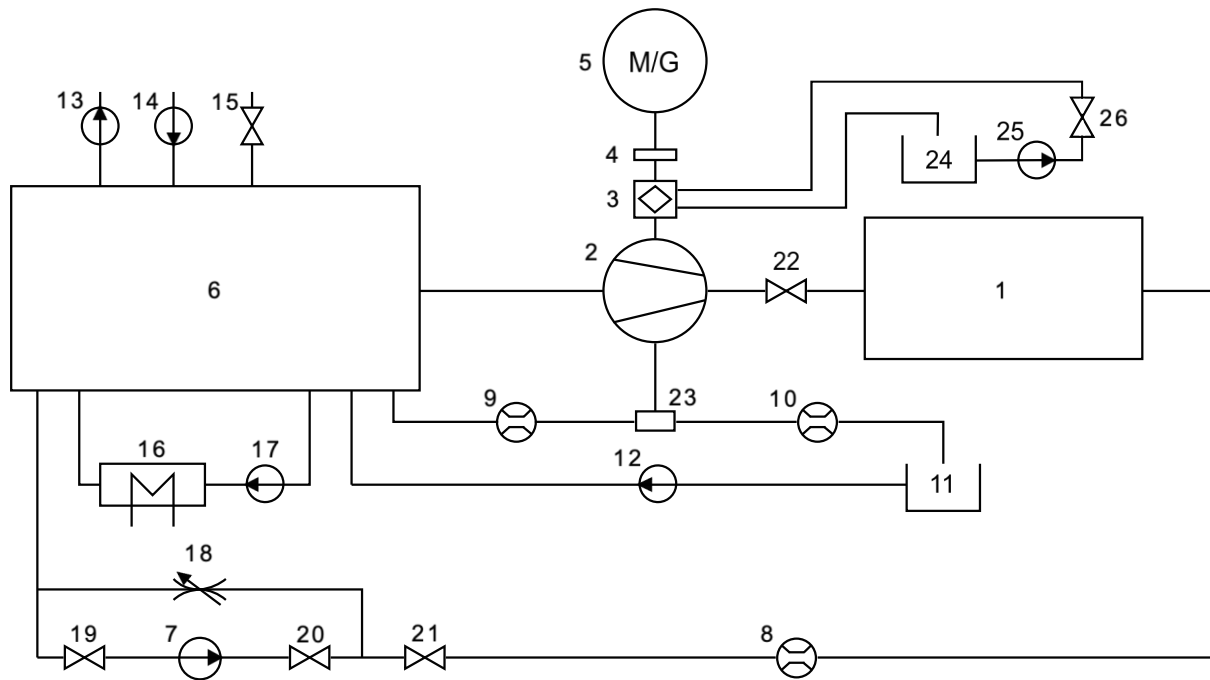
## 2 Experimenteller Aufbau und Kalibrierung

In den nachstehenden Abschnitten wird der Pumpturbinenprüfstand am Institut für Energietechnik und Thermodynamik der Technischen Universität Wien beschrieben. Zunächst wird die am Pumpturbinenprüfstand bereits vorhandene Messtechnik erläutert, die zur Bestimmung der Betriebspunkte und damit zur Aufnahme des Kennlinienverlaufs im 4-Quadranten-Kennfeld erforderlich ist. Die beiden folgenden Abschnitte 2.2 und 2.3 befassen sich mit der zusätzlich instrumentierten Messtechnik, die sowohl für die Axialschubmessung als auch für die hochfrequenten Messungen benötigt wird. Um für die Axialschubmessung einen Zusammenhang zwischen der eingeleiteten Axialkraft und dem in den Lagertaschen gemessenen Differenzdruck zu erhalten, wird in Abschnitt 2.4 auf die Kalibriereinrichtung und die daraus gewonnene Kalibrierkurve eingegangen.

### 2.1 Pumpturbinenprüfstand

Der prinzipielle Aufbau des Prüfstandes ist in Abbildung 5 dargestellt. Der für den Betrieb der Pumpturbine (2) erforderliche Kreislauf besteht im Wesentlichen aus dem Oberwasserbehälter (1), dem Unterwasserbehälter (6), der Versorgungspumpe (7), den Absperrventilen (19-21) und einem Kugelabsperrventil (22) vor dem Spiraleintritt.[27] Zur Aufnahme der Betriebspunkte im instabilen Kennlinienverlauf und im Pumpenquadrant (siehe Abbildung 4) ist zusätzlich ein Ringkolbenventil (18) vorhanden.

Der Motorgenerator (5) hat eine Leistung von 400 kW und ist mit einem Vier-Quadranten-Frequenz-Vollumrichter ausgestattet, der eine Drehzahlverstellung von -3000 bis +3000 U/min ermöglicht. Zur Bestimmung von Drehmoment und Drehzahl ist unterhalb des Motorgenerators ein kombinierter Drehzahl- und Drehmomentaufnehmer (4) angeordnet. Dieser besitzt ein Nenndrehmoment von 3 kNm und ermöglicht es, die Messwerte mit einer Frequenz von bis zu 6 kHz aufzuzeichnen, sodass sich auch Drehmomentschwankungen bestmöglich erfassen lassen. Die maximale Messunsicherheit liegt bei  $\pm 0.01$  % des gemessenen Wertes. Die Drehzahlmessung erfolgt mittels Infrarotlicht mit einer Frequenz von 73 kHz durch Abtastung einer Metallscheibe mit 360 Schlitzen. Eine Mindestdrehzahl von 2 U/min ist für die korrekte Funktion des Drehzahlsensors einzuhalten.[27]



**Abbildung 5: Aufbau des Pumpturbinenprüfstands angelehnt an [27]:** 1 Oberwasserbehälter, 2 Pumpturbine, 3 Hydrostatische Lagereinheit, 4 Drehzahl- und Drehmomentsensor, 5 Motorgenerator, 6 Unterwasserbehälter, 7 Versorgungspumpe, 8 Durchflusssensor Hauptströmung, 9 und 10 Durchflusssensoren für Leckagenströme, 11 Ausgleichsbehälter, 12 Ausgleichspumpe, 13 Vakuumpumpe, 14 Luftkompressor, 15 Atmosphärenventil, 16 Kreislaufkühler, 17 Kühlwasserpumpe, 18 Ringkolbenventil, 19 bis 21 Absperrventile, 22 Kugelventil, 23 Schaltventil für Leckagenstrom, 24 Ölbehälter, 25 Ölförderpumpe, 26 Magnetventil

Direkt unterhalb des Drehzahl- und Drehmomentaufnehmers befindet sich die hydrostatische Lagereinheit (3) der Pumpturbinenwelle, welche in Abschnitt 2.2 noch näher beschrieben wird. Das Öl für die obere Sektion der Lagereinheit wird von einer Zahnradpumpe (25) über eine mit einem Magnetventil (26) versehene Versorgungsleitung zugeführt. Zusätzlich wird die Temperatur des Öls im Vorratsbehälter (24) von einem Pt100 Temperaturfühler erfasst.

Um den Durchfluss im Hauptstrom (8) zu messen, wird ein Sensor eingesetzt, der nach dem magnetisch-induktiven Prinzip arbeitet. Dieser weist eine Messunsicherheit von  $\pm 0.16\%$  auf. Die Rohrleitungen werden sowohl vor als auch hinter der Messstelle auf einer Strecke von  $> 15$  mal Nenndurchmesser ohne Umlenkungen oder Abzweigungen geführt, um stationäre Strömungsverhältnisse an der Messstelle zu gewährleisten.[28] Das druckseitige Leckagewasser am Pumpturbinenlaufrad und die für die hydraulische Lagereinheit benötigte Wassermenge können über ein Umschaltventil (23) entweder in den Ausgleichsbehälter (11) oder direkt in den Unterwasserbehälter geleitet werden. In beiden Fällen erfolgt eine Durchflussmessung über die magnetisch induktiven Sensoren (9) und (10) mit einer Messunsicherheit von  $\pm 0.1\%$ . Eine Entleerung des Ausgleichsbehälters wird durch die Ausgleichspumpe (12) ermöglicht. Mit Hilfe einer

Vakuumpumpe (13) oder eines Druckluftkompressors (14) ist es möglich, den Absolutdruck am Unterwasserspiegel zwischen 40 *mbar* und 6 *bar* zu regeln. Das Atmosphärenventil (15) dient zur Herstellung des atmosphärischen Drucks im Unterwasserbehälter. Zur Aufrechterhaltung einer konstanten Wassertemperatur ist ein Kühlkreislauf mit einem Kühler (16) und einer Kühlwasserpumpe (17) installiert.[27]

Die am Versuchsstand verwendete Pumpturbine ist ein homologes Modell mit je 20 Stütz- und Leitschaufeln. Die Nenndaten finden sich in Tabelle 1. Das Laufrad besteht aus 7 Laufschaufeln und hat auf der Druckseite einen Durchmesser von  $D_1 = 487.5 \text{ mm}$  und auf der Saugseite einen Durchmesser von  $D_2 = 276.4 \text{ mm}$ . Im Auslegungspunkt ist die spez. Geschwindigkeit im Turbinenbetrieb mit  $n_{QE,T} = 0.126$  und im Pumpbetrieb mit  $n_{QE,P} = 0.125$  gegeben. Ein ungeteiltes Ellbogensaugrohr schließt sich an das Laufrad an.[27] In der Nähe des Auslasses des Saugrohrs befindet sich außerdem ein Pt100-Element, mit dem die Temperatur des Wassers erfasst wird[28].

**Tabelle 1: Auslegungsdaten der Model Pumpturbine [27]**

	Model
Nennfallhöhe (m)	68.64
Nenndurchfluss (m <sup>3</sup> /s)	0.377
Nennleistung (MW)	0.253
Laufraddurchmesser $D_1$ (m)	0.4875
Nenndrehzahl (U/min)	1500

Zur Bestimmung der Fallhöhe wird einerseits der Druck  $p_{Head}$  vor dem Eintritt in die Spirale und andererseits der Druck  $p_{Tailrace}$  am Ende des Saugrohrs verwendet (siehe Abbildung 6). Der Sensor für den Druck  $p_{Head}$  besitzt einen Messbereich von -1 bis 10 *bar* mit einer Messunsicherheit von 0.07 % *FS*. Der Drucksensor  $p_{Tailrace}$  hat einen Messbereich von -1 bis 4 *bar* und ebenfalls eine Messunsicherheit von 0.07 % *FS*. [27] Die für die Axialschubmessung erforderliche zusätzliche Instrumentierung wird im nächsten Abschnitt näher erläutert.

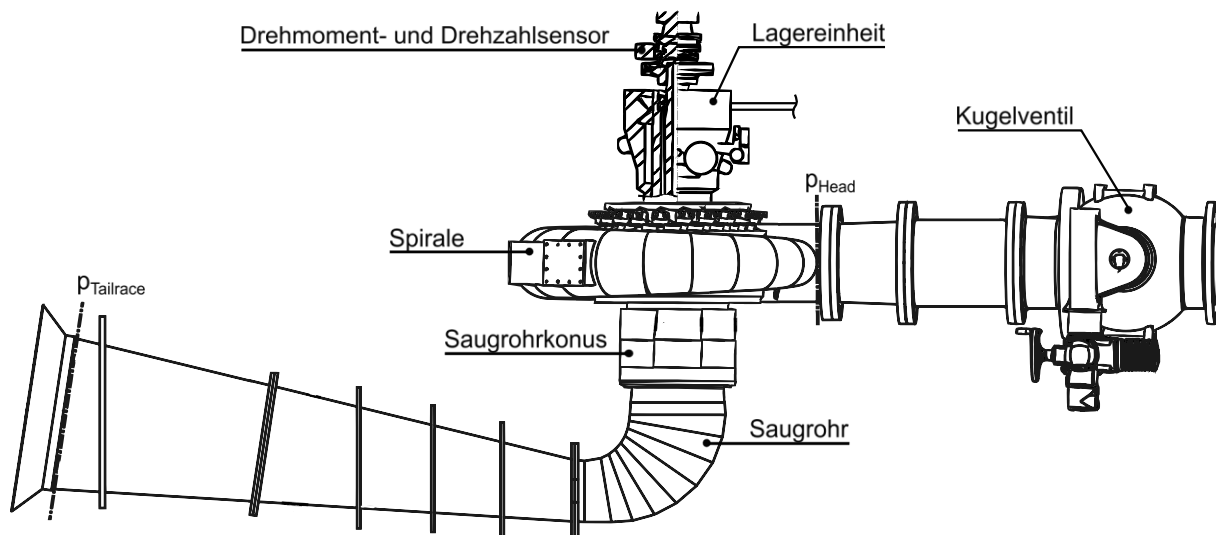


Abbildung 6: Aufbau Model Pumpturbine angelehnt an [27],[29]

## 2.2 Messtechnik Axialschubmessung

Der Pumpturbinenprüfstand verfügt über eine hydrostatische Lagereinheit, bestehend aus einer Gleit- und einer Wälzlagerereinheit, wie in Abbildung 7 dargestellt. Die Welle der Pumpturbine ist dabei über Wälzlager in einer Hohlwelle gelagert, wobei die Wälzlager die Drehbewegung innerhalb der Hohlwelle ermöglichen. Ferner wird die Hohlwelle im oberen Bereich der Lagerung durch Spur- und Gegenspurlager in axialer und radialer Richtung und im unteren Bereich durch das Führungslager nochmals radial abgestützt.[29]

Spur- und Gegenspurlager sind als hydrostatische Ölgleitlager ausgeführt und weisen in den jeweiligen Taschen unterschiedliche Drücke auf. Dabei herrscht in der Spurlagertasche ein Druck von 12 *bar* und in der Gegenspurlagertasche ein Druck von 9 *bar*. Der Öldruck für beide Lagertaschen wird durch eine Zahnradpumpe (siehe Abbildung 5) und entsprechenden Drossleinheiten vor dem Lagereintritt bereitgestellt. Der etwas höhere Öldruck im Spurlager ist dem Eigengewicht der Welle und des Laufrades geschuldet.

Das Führungslager wiederum ist als hydrostatisches Wasserlager ausgeführt und wird mit einem Druck von 8 *bar* betrieben. Die Versorgung des Lagers mit Wasser erfolgt wiederum durch eine externe Pumpe.[29]

Für die Messung des Axialschubes, welcher indirekt über die messtechnische Erfassung der Drücke in den beiden Spurlagertaschen erfolgt, wird der Differenzdrucksensor Deltabar M PMD55 der Firma Endress+Hauser mit einer maximalen Druckdifferenz von 16 *bar* bei einem Ausgangssignal von 4 bis 20 *mA* eingesetzt. Der Sensor wurde durch einen Turndown auf einen Messbereich von -1

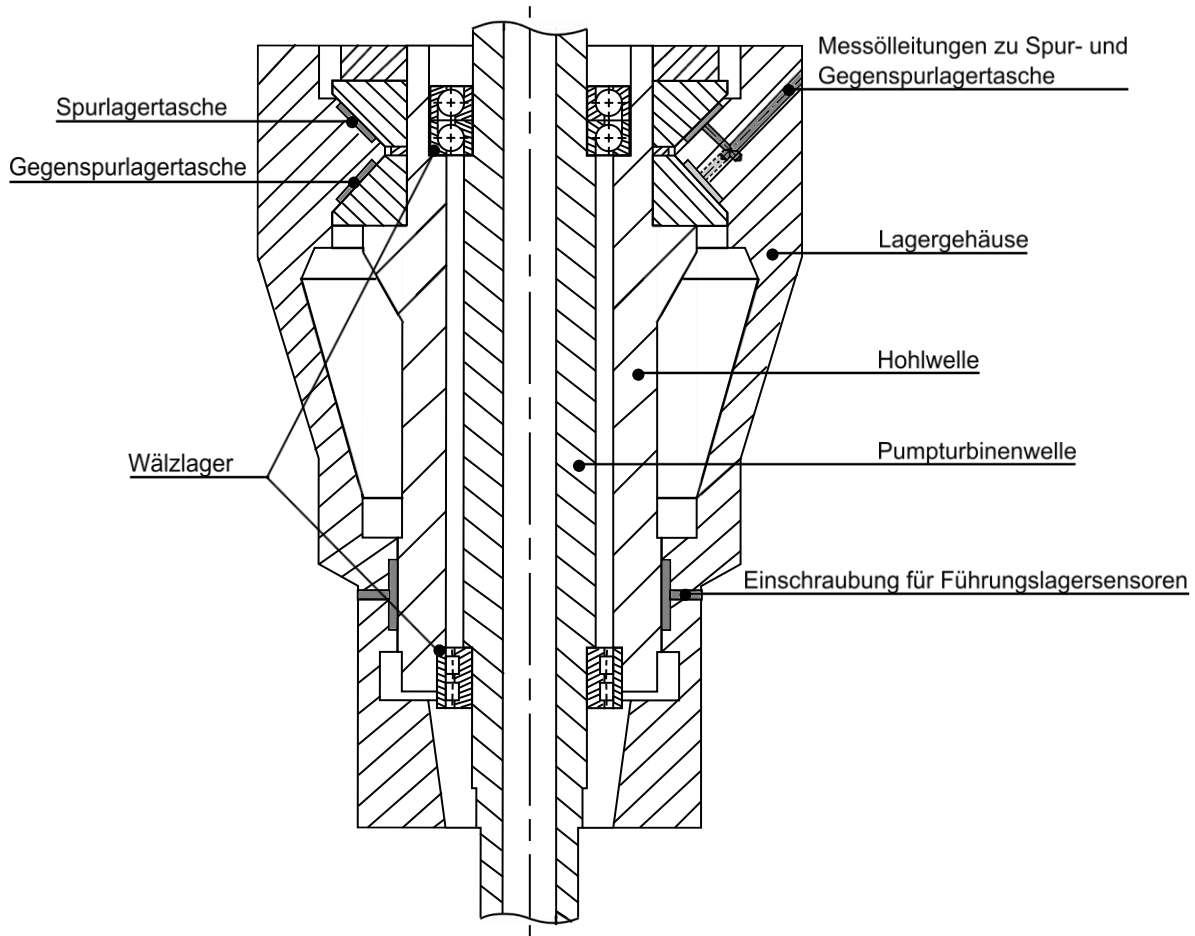


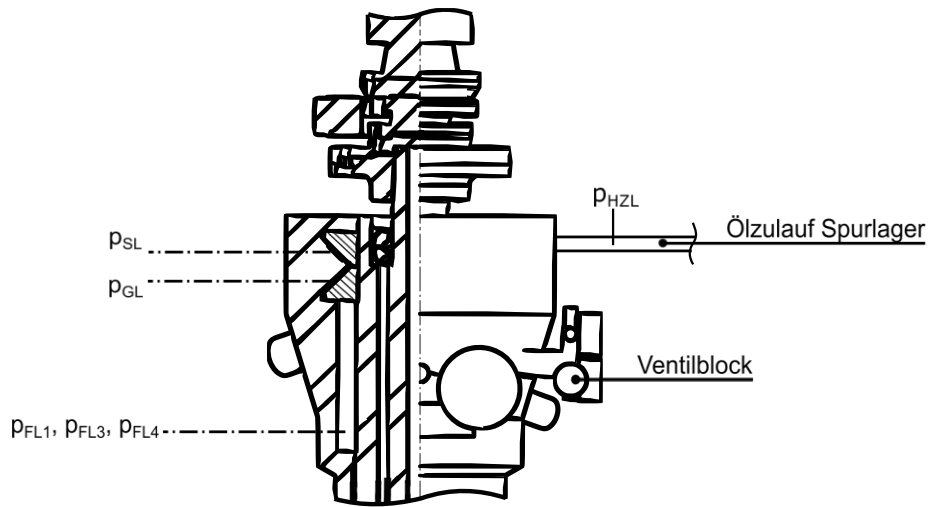
Abbildung 7: Hydrostatische Lagereinheit angelehnt an [28]

bis 3.5 bar eingestellt und besitzt eine Messunsicherheit von 0.1 % FS. Der Anschluss an die Lagereinheit erfolgt über zwei Hydraulikschläuche an die statischen Messöleitungen der Spur- und Gegenspur- lagertasche (siehe Abbildung 7). Im Gegensatz zur niederfrequenten Axialschubmessung werden die hochfrequenten Sensoren zur bestmöglichen Erfassung der Druckschwankungen in den Lagertaschen angebracht.

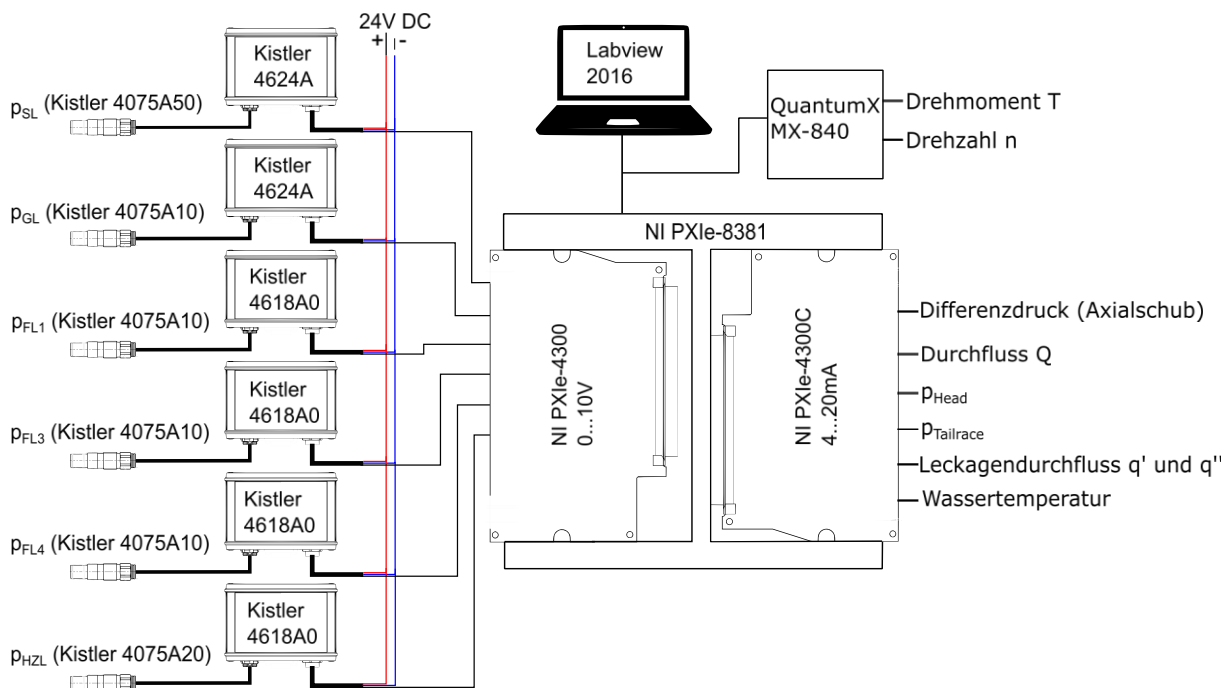
## 2.3 Messtechnik hochfrequente Messungen

Für die hochfrequenten Messungen werden piezoresistive Absolutdrucksensoren verwendet. Zur Ermittlung der Drücke in den Taschen wird je ein Sensor in der Spur ( $p_{SL}$ ) und in der Gegenspur ( $p_{GL}$ ) angeordnet. Um eventuelle Schwankungen des Hydraulikaggregates hinsichtlich der erforderlichen Druckbereitstellung für das hydrostatische Öllager erfassen zu können, wird zusätzlich ein Sensor in der hydraulischen Zuleitung ( $p_{HZL}$ ) des Spurlagers instrumentiert. Die Ermittlung der radialen Druckverhältnisse im hydrostatischen Wasserslager wird durch drei in die

Führungslagertaschen 1, 3 und 4 eingeschraubte Sensoren ( $p_{FL1}, p_{FL3}, p_{FL4}$ ) gewährleistet. Eine Übersicht über die Positionen der sechs Druckmessstellen an der Lagereinheit der Pumpturbine ist in Abbildung 8 dargestellt.



**Abbildung 8: Übersicht der hochfrequenten Druckmessstellen ( $p_{SL}, p_{GL}, p_{FL1}, p_{FL3}, p_{FL4}, p_{HZL}$ ) an der Lagereinheit[27],[29]**



**Abbildung 9: Schema der verwendeten Messkette**

Der Aufbau der in dieser Arbeit verwendeten Messkette für die hochfrequenten Messungen und der bereits in Abschnitt 2.1 und 2.2 erläuterten Messgrößen ist in Abbildung 9 veranschaulicht. Die hochfrequenten Sensoren sind über die Anschlusskabel direkt mit den zugehörigen Messverstärkern verbunden. Eine

Versorgung der Messverstärker erfolgt über ein 24V Gleichspannungsmodul. Das eigentliche Messsignal der Drucksensoren und der zugehörige Potentialbezug werden in ein National Instruments PXIe-4300 Modul geführt. Über das PXIe-Chassis wird das Signal an das Interfacemodul NI PXIe-8381 weitergeleitet und schließlich über ein Datenkabel zu einem Rechner übertragen, auf dem die erforderlichen Programme (NI-Max und NI Labview 2016) zur Durchführung der Messungen eingerichtet sind. In den folgenden Abschnitten wird die Instrumentierung der hochfrequenten Sensoren für die einzelnen Messstellen näher beschrieben.

### 2.3.1 Spurlager

Zur Messung des Drucks  $p_{SL}$  in der Spurlagertasche wird der piezoresistive Sensor 4075A50 der Firma Kistler mit einem Messbereich von 0 bis 50 bar und einer Nennempfindlichkeit von  $2.339 \text{ mV}/(\text{mA} * \text{bar})$  verwendet. Dieser ist an den Messverstärker 4624A angeschlossen und liefert ein Ausgangssignal von 0 bis 10 V. Abbildung 10 zeigt die Position des Drucksensors in einer vergrößerten Detailansicht der hydrostatischen Lagereinheit. Der Sensor wird über eine Zugangsbohrung in eine vorhandene Montagehülse eingeschraubt und liegt mit der Druckmessfläche direkt in der Öltasche, so dass kleinste Druckschwankungen im Betrieb des Lagers erfasst werden können. Die Herausforderung bei der Instrumentierung bestand darin, den Sensor zu positionieren und mit einem vom Hersteller vorgeschriebenen Drehmoment von 12 bis 20 Nm einzuschrauben.

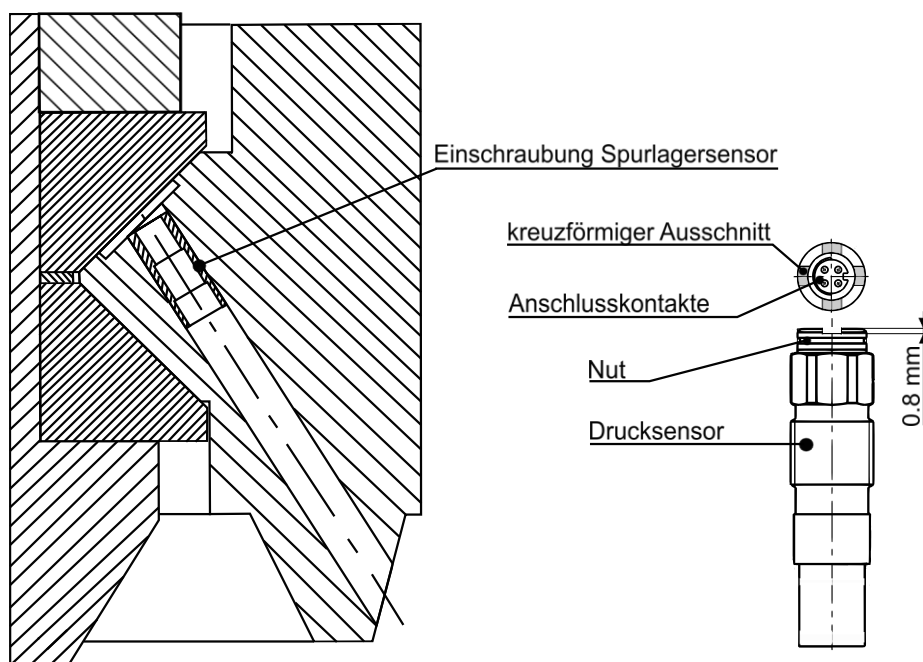


Abbildung 10: Sensorposition Spurlager und bearbeiteter Drucksensor



Grund dafür ist, dass der Durchmesser der Zugangsbohrung nur 13  $mm$  misst und der zum Anziehen vorgesehene Sechskant am Sensor eine Schlüsselweite von 11 aufweist. Die Anfertigung eines entsprechend schmalen Montageschlüssels, der ein Umschließen des Sechskants und zusätzlich ein sicheres Anziehen gewährleisten sollte, war aus fertigungstechnischen Gründen nicht möglich. Eine Erweiterung der Zugangsbohrung auf einen Durchmesser von 16  $mm$  erschien als Lösungsansatz naheliegend, jedoch stellte sich beim Versuch des händischen Aufbohrens heraus, dass die Einhaltung der Konzentrität ohne den Einsatz einer entsprechenden Führungseinrichtung nur schwer zu bewerkstelligen ist. Aus diesem Grund wurde auf der Oberseite des Sensors ein kreuzförmiger Ausschnitt mit einer Tiefe von 0.8  $mm$  ausgefräst (siehe Abbildung 10 rechte Seite). Die elektrischen Anschlusskontakte für das Verbindungskabel zwischen Sensor und Messverstärker befinden sich in einer Tiefe von 1.5  $mm$ , wodurch die Höhe des Ausschnittes begrenzt war. Zusätzlich musste bei der Fertigung eine dünne Kunststoffscheibe zum Schutz der Kontakte aufgelegt werden. Mit einem entsprechend gefertigten Montageschlüssel konnte schließlich der Sensor eingeschraubt werden. Der Anschluss des Verbindungskabels wurde durch ein 3D-gedrucktes Kunststoffrohr ermöglicht. Dieses umschließt die Verriegelungshülse des Steckverbinders und fungiert als eine Art Verlängerung. Für die Demontage des Sensors wurde ebenfalls ein 3D-gedrucktes Kunststoffrohr entworfen, das in eine am Umfang des Sensors vorhandene Nut eingreift, den Sensor so festklemmt und aus der Zugangsbohrung herauszieht.

### 2.3.2 Gegenspurlager

Um die Druckschwankungen  $p_{GL}$  in der Gegenspurlagertasche zu erfassen, wird der piezoresistive Sensor 4075A10 in Kombination mit einem Messverstärker des Typs 4624A der Firma Kistler eingesetzt. Dieser hat im Unterschied zum Spurlagersensor eine nominelle Empfindlichkeit von 9.397  $mV/(mA * bar)$  und einen Messbereich von 0 bis 10  $bar$  bei einem Messverstärker Ausgangssignal von 0 bis 10  $V$ . Eine Einschraubhülse für den Sensor ist auch hier vorhanden (Abbildung 11) und über eine Montagebohrung zugänglich. Eine Montage des Gegenspurlagersensors erfolgte anhand der gleichen Methode wie sie auch beim Spurlager (siehe 2.3.1) angewendet wurde.

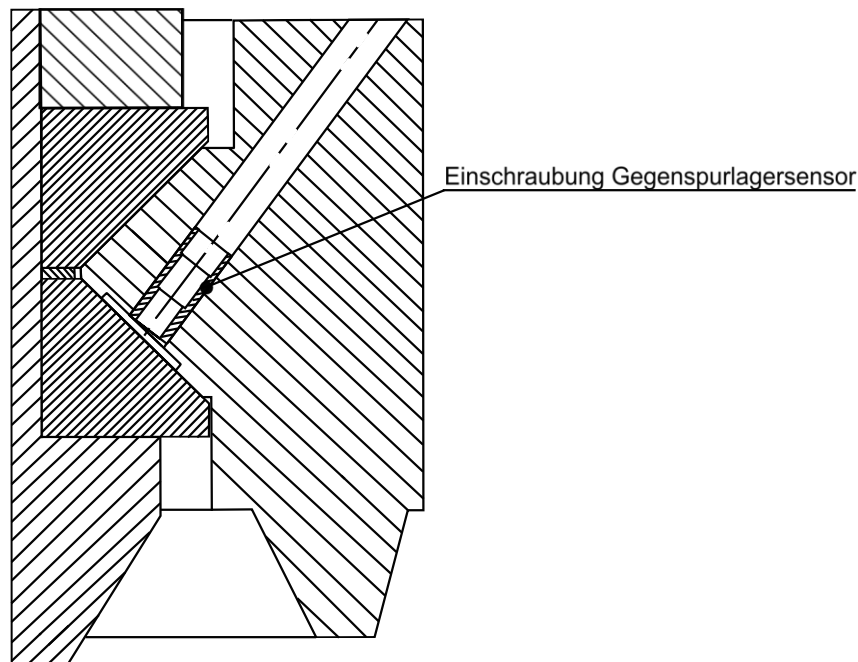
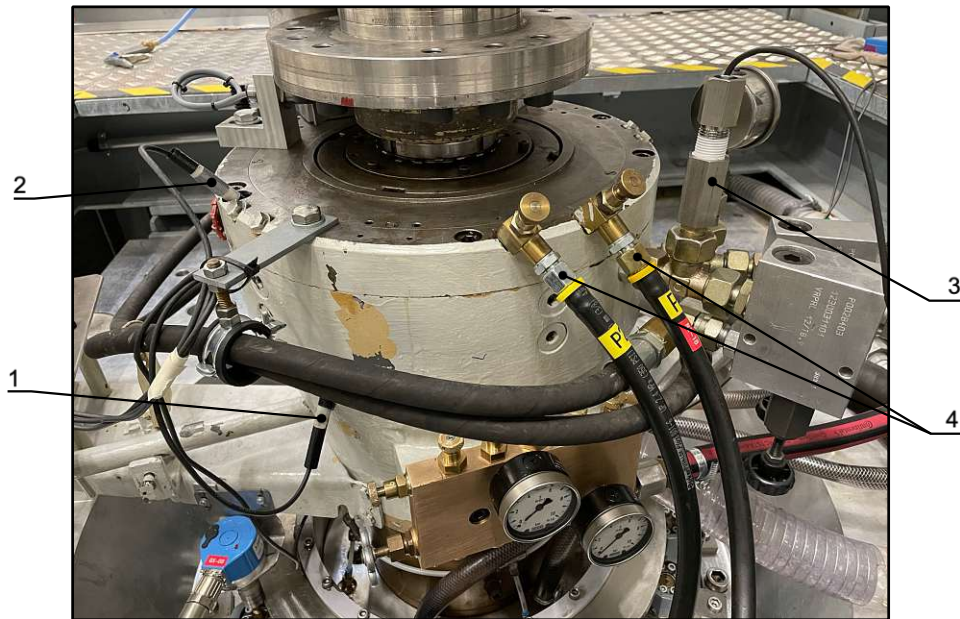


Abbildung 11: Sensorposition Gegenspurlager

### 2.3.3 Schwankungen Hydraulikaggregat

Durch die hochfrequenten Messungen direkt in den hydrostatischen Öllagertaschen werden kleinste Druckschwankungen erfasst. Um auszuschließen, dass eventuelle Druckschwankungen in den Öllagertaschen durch das Hydraulikaggregat verursacht werden, wird in der hydraulischen Versorgungsleitung des Spurlagers ein piezoresistiver Drucksensor 4075A20 der Firma Kistler mit einem Messbereich von 0 bis 20 *bar* eingesetzt. Zur Sensorsignalverarbeitung wird ein Messverstärker vom Typ 4618A0 mit einem Spannungsausgang von 0 bis 10 *V* verwendet. Durch die Bestimmung des Drucks  $p_{HZZ}$  ist es also möglich, einen potentiellen äußeren Störeinfluss für die Messungen im Spur- und Gegenspurlager in der Auswertung zu berücksichtigen und die tatsächlich auftretenden Druckänderungen im Lager für verschiedene Betriebspunkte zu ermitteln. Abbildung 12 gibt einen Überblick über die an der Lagereinheit instrumentierten Sensoren zur Messung der axialen und radialen Drücke in der hydrostatischen Öllagerung.



**Abbildung 12: Sensoren hydrostatische Öllagerung: 1 Spurlagersensor, 2 Gegenspurlagersensor, 3 Sensor für hydraulische Zuleitung des Spurlagers, 4 Messleitungen zu Differenzdrucksensor**

### 2.3.4 Führungslager

Drei Sensoren des Typs 4075A10 in Kombination mit je einem Messverstärker des Typs 4618A0 der Firma Kistler werden zur Ermittlung der Druckpulsationen im hydrostatischen Wasserführungslager eingesetzt. Dieser Sensortyp verfügt über einen Messbereich von 0 bis 10 bar, wobei der Messverstärker ein Spannungssignal im Bereich von 0 bis 10 V liefert. Die Einschraubposition für einen Sensor des Führungslagers ist in Abbildung 7 dargestellt. Es stehen grundsätzlich fünf Einschraubpositionen zur Verfügung, die über den Umfang der Lagereinheit verteilt sind. Eine Instrumentierung erfolgte dabei in den Führungslagertaschen 1 ( $p_{FL1}$ ), 3 ( $p_{FL3}$ ) und 4 ( $p_{FL4}$ ) wie in Abbildung 13 zu erkennen ist. Da sich der Sporn der Pumpturbinenspirale bei  $270^\circ$  befindet, ist insbesondere im Pumpen in der Führungslagertasche 4 eine erhöhte Druckamplitude im Vergleich zur Führungslagertasche 3 zu erwarten[17].

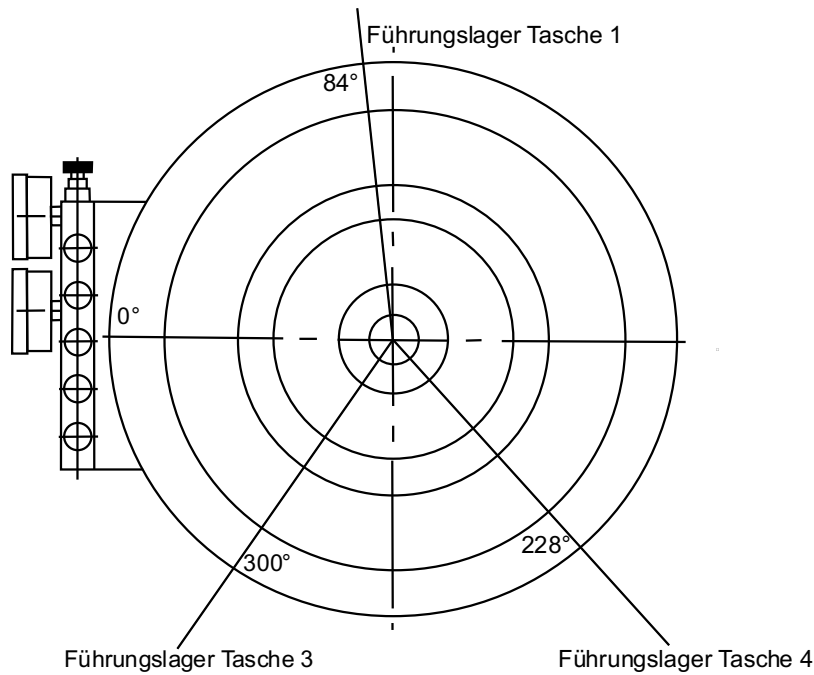


Abbildung 13: Anordnung der Führungslagersensoren

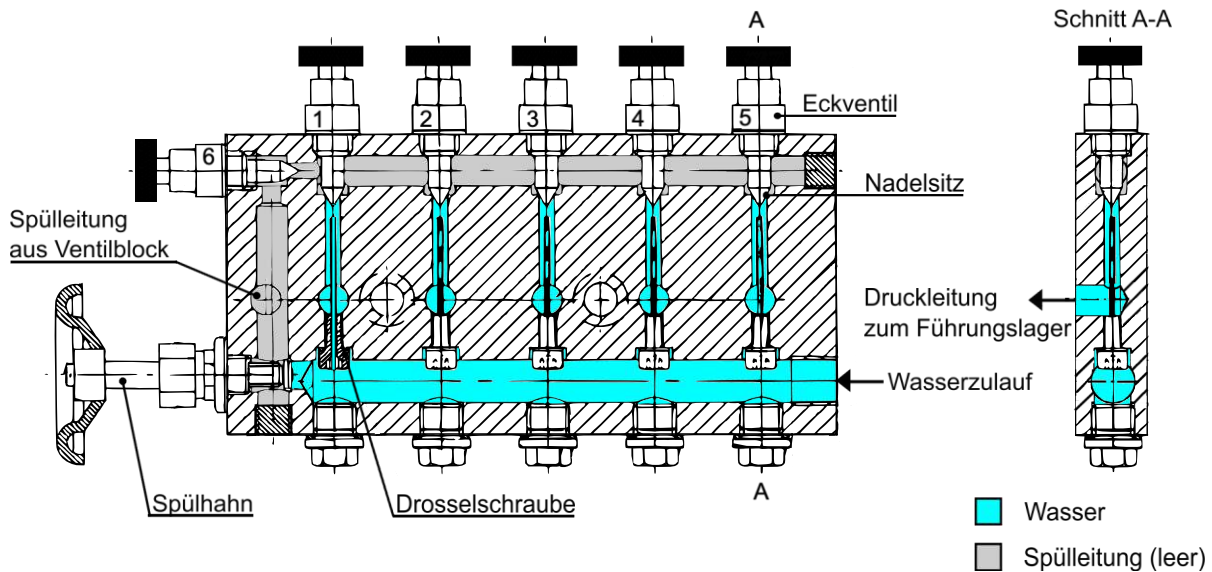


Abbildung 14: Aufbau Ventilblock

Im Rahmen der Instrumentierung wurde auch eine Revision des Ventilblocks, der dem Wasserführungslager vorgeschaltet ist, durchgeführt. Dieser hat die Aufgabe, das von einer Pumpe bereitgestellte Wasser über fünf Leitungen auf die entsprechenden Führungslagertaschen zu verteilen. Der Aufbau des Ventilblocks mit allen Komponenten ist in Abbildung 14 dargestellt. Zusätzlich eingetragen sind der Strömungsverlauf des Wassers und die Anordnung der im Betrieb leeren Spülleitung.

Das Wasser tritt über den Zulauf in den Ventilblock ein, wird auf fünf Drosselschrauben verteilt und von 10 auf 8 bar gedrosselt. Nachdem das Wasser die Drosseln passiert hat, wird die Strömungsrichtung bedingt durch die geschlossenen Eckventile um 180° umgelenkt. Schließlich verlässt es den Ventilblock und wird über Druckleitungen, die innerhalb der Lagereinheit verlaufen, dem Führungslager zugeführt. Nach der Führungslagereinheit wird das Wasser über eine Rücklaufleitung gesammelt und dem Ausgleichsbehälter oder Unterwasserbehälter zugeführt.

Eine Spülung des Zulaufes erfolgt durch Öffnen des Spülhahns. Dabei wird das Wasser über eine Spülleitung direkt in den Rücklauf geleitet. Es besteht aber auch die Möglichkeit, durch Öffnen der jeweiligen Eckventile 1 bis 5 und zusätzlich des Eckventils 6 jede der fünf Leitungen einzeln zu spülen.

Wie zuvor erwähnt, sollte für den Betrieb des Pumpturbinenprüfstandes das Wasser für die Führungslagertaschen über den vorgeschalteten Ventilblock mittels Drosselschrauben von 10 bar auf 8 bar gedrosselt werden. Eine Überprüfung ergab jedoch, dass der Wasserdruck nach dem Ventilblock nur 3 bis 4 bar beträgt. Um eventuell fehlerbehaftete Bauteile frühzeitig zu erkennen und den Reparaturaufwand zu reduzieren, wurde vor der Demontage ein Funktionstest durchgeführt.

Dabei wurde festgestellt, dass die Eckventile 1 bis 6 nicht mehr vollständig schließen und die Gewindedichtungen nach außen undicht sind. Bei der anschließenden Demontage des Ventilblocks in seine Einzelteile wurde ein sichtbarer Verschleiß an den einzelnen Dichtsitzen der Nadeln festgestellt. Auch die einzelnen Nadelführungen in den Eckventilen wiesen Verschleißerscheinungen auf, wodurch eine erneute Verwendung nicht mehr möglich war. Aufgrund der genannten Erkenntnisse wurde eine Überarbeitung des Ventilblocks und eine Neuanfertigung der Eckventile durchgeführt. Die Technischen Zeichnungen sind dem Anhang C zu entnehmen. Die Einschraubbohrungen für die Eckventile 1 bis 5 wurden für eine optimale Konzentrität ausgemessen und anschließend die Nadelsitze durch eine Abtragung auf Form gefräst. Eine passgenaue Senkung in den Ventilblock sichert nach der Einschraubung der Eckventile die zuvor ermittelte Konzentrität zum Nadelsitz ab. Beim Zusammenbau wurden neue Dichtungen verwendet und die Drosselschrauben gereinigt, um eine einwandfreie Abdichtung und Funktion des Ventilblocks nach der Montage an der Pumpturbinenlagereinheit zu gewährleisten.

## 2.4 Kalibrierung Axialschubmessung

Eine Kalibrierung wurde für den Differenzdrucksensor aus Abschnitt 2.2 durchgeführt. Mittels einer Kalibriervorrichtung und dem dazu gehörigen Kalibrierprogramm, welche im Zuge einer Diplomarbeit von Malik [28] für den Pumpturbinenprüfstand konstruiert und implementiert wurden, soll der vom Sensor ermittelte Differenzdruck aus der Spur- und Gegenspurlagertasche in Relation zu einer Axialkraft gesetzt werden.

### 2.4.1 Kalibriervorrichtung

Am Prinzip einer Pendelstütze mit der Möglichkeit des händischen Auflegens von Gewichten und den daraus resultierenden Kräften  $F_D$  und  $F_Z$  können Druck- sowie Zugkräfte in den Pumpturbinenwellenstrang eingeleitet werden. Abbildung 15 zeigt den Aufbau und das Funktionsprinzip der Kalibriervorrichtung. Die Unterbaugruppe wird dabei direkt mit der Laufradmutter verschraubt. Die Gleichung zur Bestimmung der einwirkenden Kraft  $F_W$  lautet:[28]

$$a * F_Z * \cos(\alpha) - c * F_W - b * F_D * \cos(\alpha) = 0 \text{ Nm} \quad (30)$$

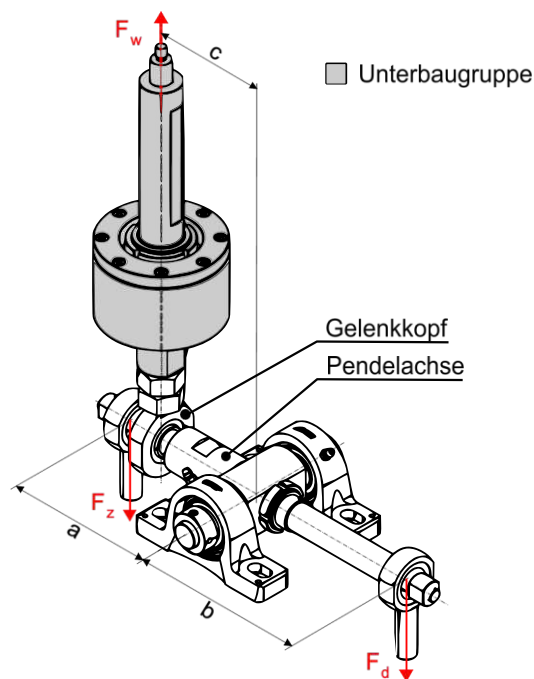


Abbildung 15: Funktionsprinzip Kalibriervorrichtung[28]

Zur Sicherstellung der rein axialen Einleitung der Kräfte in den Wellenstrang ist es notwendig, dass der Winkel  $\alpha$  zwischen der Horizontalen und der Pendelachse  $0^\circ$

beträgt. Durch ein Verdrehen der Gewindeverbindung zwischen Unterbaugruppe und Gelenkkopf lässt sich der Winkel einstellen. Eine Kontrolle der horizontalen Ausrichtung erfolgt anschließend mit einem Lasernivelliergerät durch Belichten der Zentrierbohrungen an beiden Enden der Pendelachse. Der Abstand  $c$  stellt sich beim Einstellvorgang selbst ein, da die Verbindung von Unterbaugruppe mit der Pendelachse als Spielpassung mit einer Schmierung der Führungsfläche ausgeführt ist. Dieser ist dann gegenüber einer Achsschulter nachzumessen und in das Messprogramm für die Kalibriervorrichtung einzutragen. In Abbildung 16 ist der vollständige Aufbau bei abgenommenem Saugrohr dargestellt. Die einzelnen Massen der Komponenten der Kalibriervorrichtung erzeugen auch ohne aufgelegte Messgewichte eine Einleitung einer Axialkraft in den Wellenstrang. Um den Messpunkt  $F_W = 0$  erfassen zu können, ist für das System Pendelachse mit allen darauf befindlichen Bauteilen eine Ausgleichsmasse vorhanden.[28]

Die im Messprogramm hinterlegten Werte wurden vorab auf ihre Richtigkeit überprüft. Anschließend wurde die Kalibrierung durchlaufen und die Kalibrierkurven aufgezeichnet.

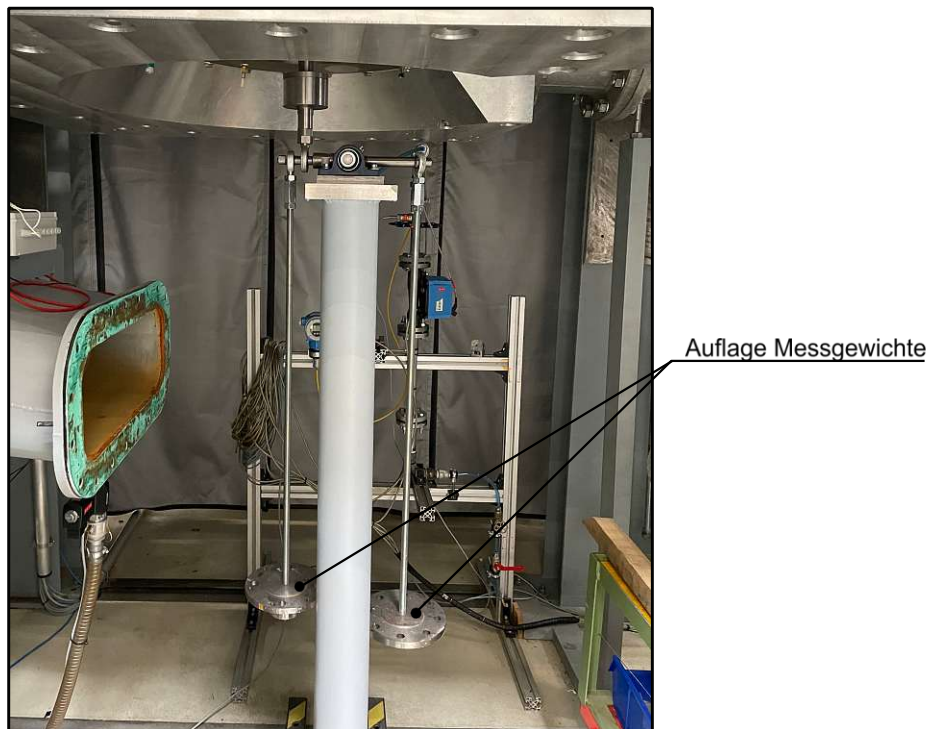


Abbildung 16: Aufbau Kalibriervorrichtung

## 2.4.2 Kalibrierkurven

Die Kalibrierkurven zeigen den Zusammenhang zwischen der auf die Pumpturbinenwelle wirkenden Axialkraft in Newton ( $N$ ) und dem Messsignal des Differenzdrucksensors in Ampere ( $A$ ). Es wurden drei Messreihen bei Stehender Welle aufgezeichnet. Dabei bewegte sich die Öltemperatur des hydrostatischen Gleitlagers zwischen  $43$  und  $45$  °C, entsprechend dem Bereich der normalen Betriebstemperatur. Nach jedem Auflegen eines neuen Messgewichtes wurde außerdem eine Abklingzeit von drei Minuten abgewartet, um eventuell auftretende Systemschwingungen abklingen zu lassen[28]. Die aus der anschließenden Auswertung erhaltenen Kalibrierkurven sind in Abbildung 17 dargestellt.

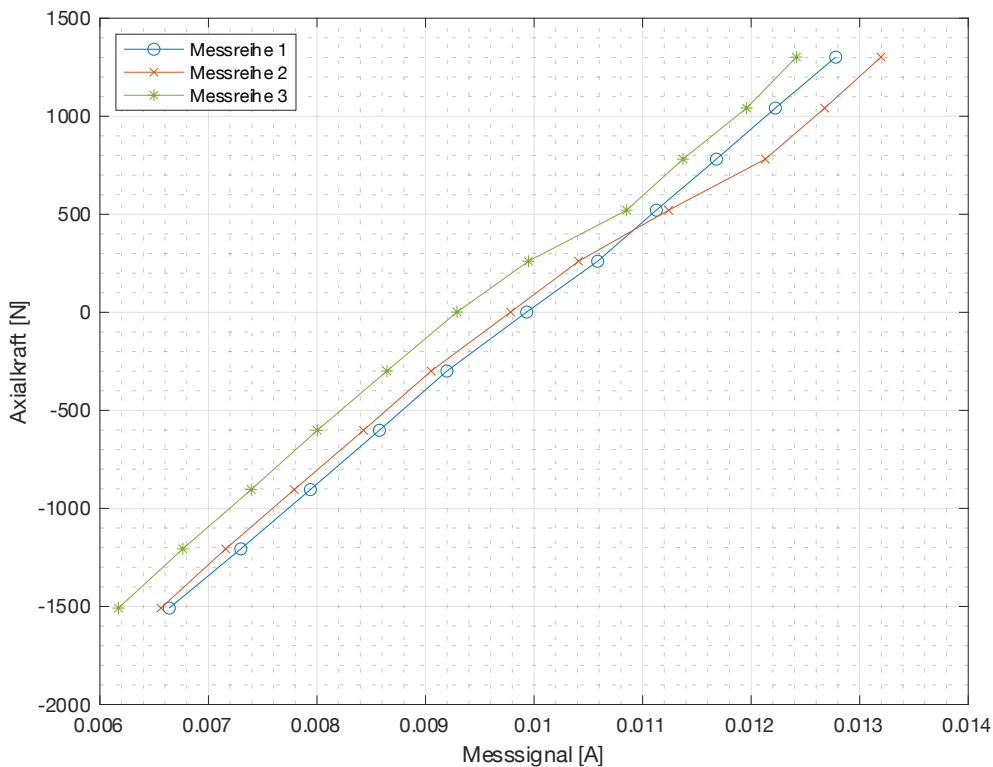


Abbildung 17: Kalibrierkurven

Eine Richtung Saugseite der Pumpturbine wirkende Axialkraft wird dabei durch ein positives Vorzeichen gekennzeichnet. Um eine genauere Abbildung der wahren Werte der Messgröße zu erhalten, wurde das arithmetische Mittel der drei Messreihen gebildet. Für eine Eingabe der Mittelwertkurve in das Programm NI MAX wird ein linearer Zusammenhang von Axialkraft und Messsignal gefordert, der durch eine einfache lineare Regression bewerkstelligt wird. Die daraus gewonnene Kalibriergerade und die Kurve der Mittelwerte sind in Abbildung 18 dargestellt. Die



Kalibriergerade mit der Funktionsvorschrift  $y_K = 432243.70 * x - 4236.81$  wird im Abschnitt 4 zur Ermittlung der Axialschubverläufe verwendet.

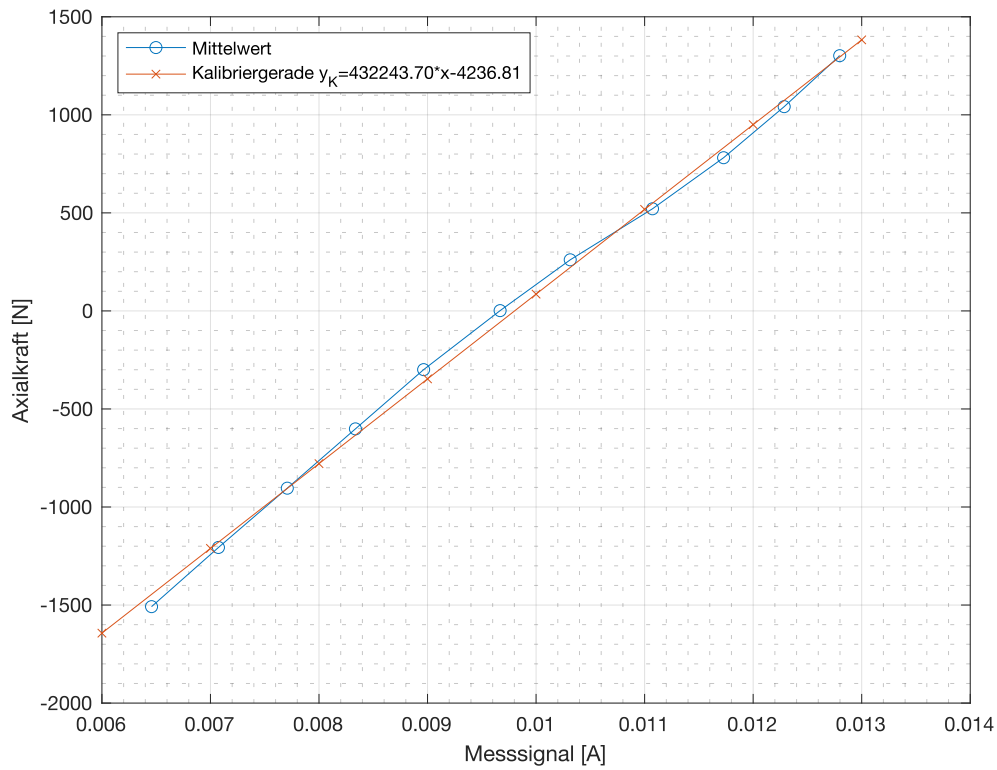


Abbildung 18: Kalibriergerade

### 3 Maschinenkennlinien

Maschinenkennlinien werden, wie bereits in Abschnitt 1.3.3 erläutert, für verschiedene Leitapparatstellungen ermittelt. Aus den Messergebnissen der Kennlinien und Axialschubverläufe von Malik [28] für die in dieser Arbeit untersuchte Modelpumpturbine geht hervor, dass im Vergleich zu den Leitapparatöffnungen von  $a = 6$  und  $10 \text{ mm}$  die größten Axialschubschwankungen bei  $a = 14 \text{ mm}$  zu erwarten sind.

Eine Aufnahme der Kennlinien und des Axialschubverlaufes erfolgte daher für eine konstante Leitapparatöffnung von  $a = 14 \text{ mm}$ , bei einer konstanten Höhe des Wasserspiegels im Unterwasserkessel von  $2 \text{ m}$ . Die Öltemperatur in der Lagereinheit bewegte sich dabei in einem Bereich von  $43$  bis  $44 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Zunächst werden die Messergebnisse der Kennlinie für eine konstante Fall- bzw. Förderhöhe  $H$  im 4-Quadranten-Kennfeld dargestellt. Anschließend wird der Verlauf der Drehmomentkennlinie bei  $H = \text{konst.}$  in einem  $T_{ED} - n_{ED}$  Diagramm aufgezeigt. Neben der Ermittlung der Kennlinien bei konstanter Fallhöhe wurden auch Kennlinienaufnahmen bei konstanter Pumpturbinendrehzahl  $n$  durchgeführt. Die hieraus resultierenden Messergebnisse werden abschließend in einem  $H - Q$  Diagramm erläutert.

#### 3.1 $Q_{ED} - n_{ED}$ Diagramm

Zur Untersuchung des Verhaltens einer Pumpturbine unter instationären Betriebsbedingungen ist die Kennlinie im 4-Quadranten-Kennfeld in Abhängigkeit der Pumpturbinendrehzahl zu ermitteln.[30] Hierfür wird die Fall-/Förderhöhe  $H$  durch eine beidseitige Drehzahlregelung der Versorgungspumpendrehzahl und der Pumpturbinendrehzahl  $n$  auf einem konstanten Wert von  $H = 20 \text{ m}$  gehalten. Das Anfahren unterschiedlicher Betriebspunkte ist nun durch eine Erhöhung oder Absenkung der Pumpturbinen- und Versorgungspumpendrehzahl gegeben.

Ausgehend vom Turbinenbereich erfolgte die Ermittlung der Betriebspunkte (BP) und den damit verbundenen Messgrößen in den Bereichen Turbinenbremse, Turbinenpumpe, Pumpenbremse und Pumpen. Eine Aufnahme der BP in der Turbinenbremse, der Turbinenpumpe und im Pumpen wurde unter der Zuhilfenahme des Ringkolbenventils (18 in Abbildung 5) wie in Maly [29] beschrieben durchgeführt. In den Bereichen Turbine und Pumpenbremse war das Ringkolbenventil dagegen vollständig geschlossen. Die Messergebnisse in den jeweiligen BP resultieren aus der arithmetischen Mittelung der über eine Messdauer von  $20 \text{ s}$  bei einer Messfrequenz von  $1200 \text{ Hz}$  ermittelten Messwerte.

Abbildung 19 zeigt den Verlauf der Kennlinie für eine Leitapparatoröffnung von  $a = 14 \text{ mm}$  und einer konstanten Fall-/Förderhöhe von  $H = 20 \text{ m}$ , aufgetragen im 4-Quadranten-Kennfeld. Zusätzlich sind in jedem BP die Messunsicherheiten für  $Q_{ED}$  durch schwarze vertikale Balken angegeben.

Es zeigt sich ein leichter S-Schlag im Bereich Turbinenbremse bis Turbinenpumpe. Zu einem gegebenen  $n_{ED}$ -Wert können also mindestens zwei verschiedene  $Q_{ED}$ -Werte existieren [31]. Wie bereits in Abschnitt 1.3.3 erläutert, führt dies zu Instabilitäten und plötzlichen Betriebspunktänderungen.

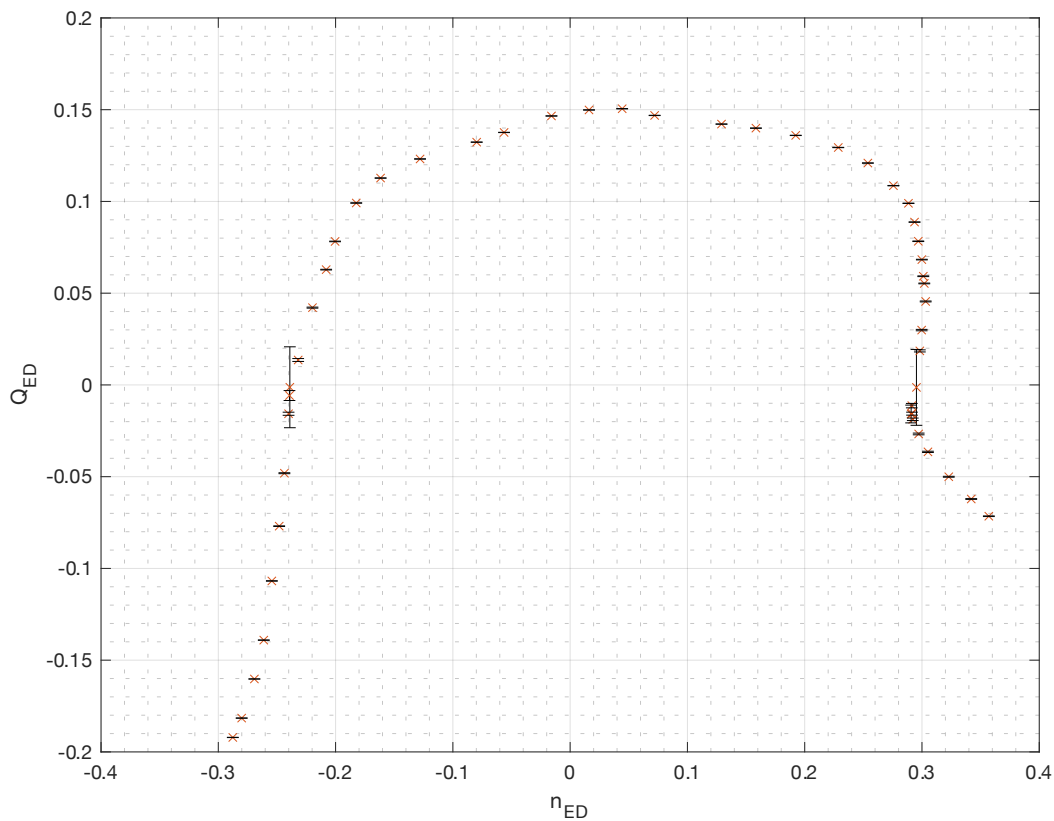


Abbildung 19:  $Q_{ED}$  -  $n_{ED}$  Diagramm für  $H = \text{konstant}$  bei  $a = 14 \text{ mm}$

### 3.2 $T_{ED}$ - $n_{ED}$ Diagramm

In den einzelnen BP wurde auch das anliegende Drehmoment erfasst. Daraus ergibt sich die in Abbildung 20 dargestellte normierte Drehmomentkurve  $T_{ED}$  über  $n_{ED}$ .

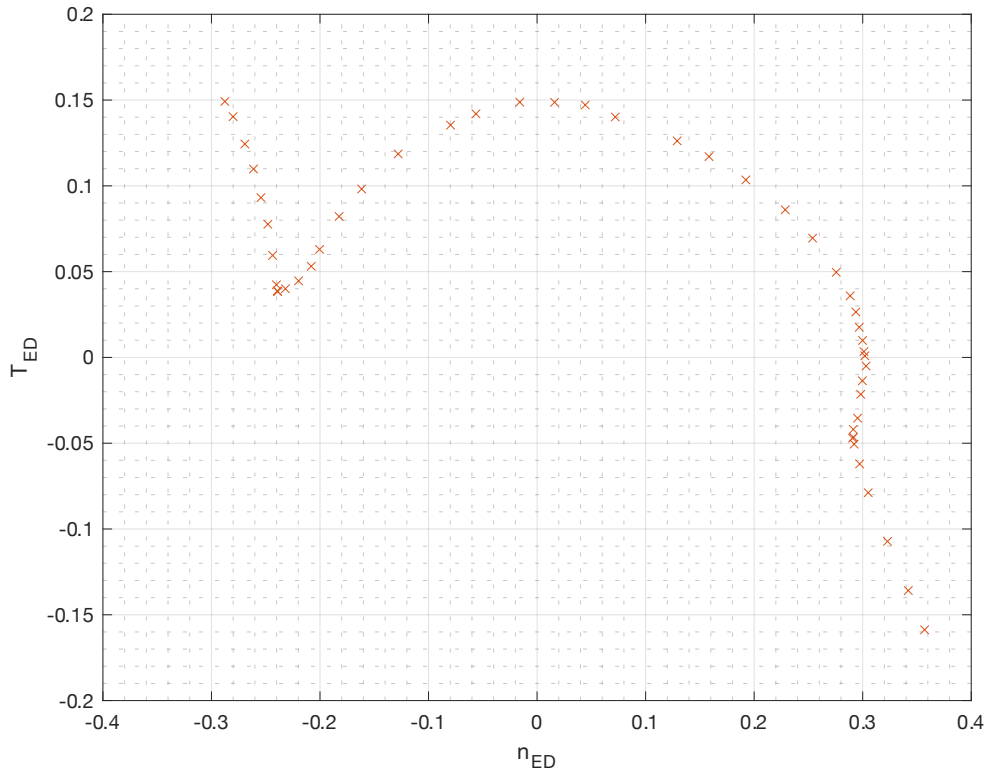


Abbildung 20:  $T_{ED}$  -  $n_{ED}$  Diagramm für  $H = \text{konstant}$  bei  $a = 14 \text{ mm}$

Beginnend im Pumpbetrieb fällt das Drehmoment mit abnehmender Drehzahl immer weiter ab, bis es am Übergang zur Pumpenbremse ein Minimum erreicht. Danach steigt das Drehmoment wieder an und fällt erst im Turbinenbereich wieder ab. Der Übergang vom Turbinenbetrieb zum Turbinenbremsbetrieb ist durch  $T_{ED} = 0$  gekennzeichnet. Im weiteren Verlauf wird die Pumpturbine vom Motorgenerator rotierend in Turbinendrehrichtung angetrieben, wobei das Drehmoment immer weiter ansteigt.

Eine Kennlinienaufnahme ist, wie zuvor erwähnt, nicht nur bei gleichbleibender Fallhöhe möglich. Es kann auch eine Aufnahme bei konstanter Drehzahl der Pumpturbine und variabler Fall-Förderhöhe erfolgen.

### 3.3 H - Q Diagramm

In einem Kraftwerk arbeitet eine Pumpturbine mit konstanter Drehzahl  $n$ , so dass die Ermittlung der Kennlinie für diesen Betriebszustand nahe liegt. Durch Änderung der Drehzahl der Versorgungspumpe ändert sich der anliegende Volumenstrom, woraus sich eine Kennlinie für die Fall- bzw. Förderhöhe  $H$  in Abhängigkeit vom Förderstrom  $Q$  ergibt.[30]

Die Kennlinien, die sich für die 5 verschiedenen Betriebsbereiche der Pumpturbine bei einer Leitapparatöffnung von  $a = 14 \text{ mm}$  und einer Drehzahl von  $n = 600 \text{ U/min}$  ergeben, sind in Abbildung 21 dargestellt. Auf der Ordinate ist dabei die Fall-/Förderhöhe  $H$  bezogen auf die maximal gemessene Höhe  $H_{max}$  und auf der Abszisse der Durchfluss  $Q$  bezogen auf den maximal gemessenen Durchfluss  $Q_{max}$  aufgetragen.

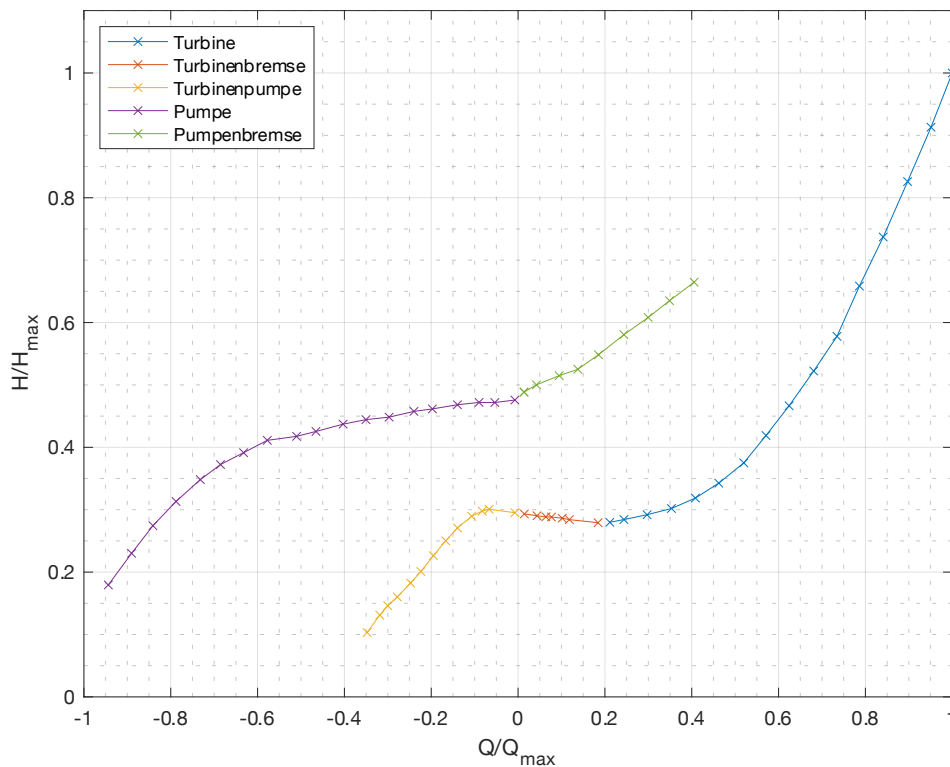


Abbildung 21: H - Q Diagramm für  $n = \text{konstant}$  bei  $a = 14 \text{ mm}$

Die Betriebsbereiche Pumpe und Turbinenpumpe in Abbildung 21 sind durch einen negativen Durchfluss  $Q$  gekennzeichnet, was einer Förderung des Wassers von der Saugseite zur Druckseite entspricht. Im Pumpbetrieb ist eine maximale Förderhöhe von  $0.48 \times H_{max}$  und im Turbinenpumpen eine maximale Förderhöhe von  $0.3 \times H_{max}$  zu erkennen. In der Pumpenbremse zeigt sich, wie mit steigendem  $Q$  auch  $H$

anwächst, wobei  $Q$  von der Druckseite zur Saugseite strömt. Der Leerlaufdurchfluss im Turbinenbetrieb ist mit  $0.2 \times Q_{max}$  ersichtlich, bevor mit abnehmendem  $Q$  aber leicht zunehmendem  $H$  in den Turbinenbremsbereich übergegangen wird.

Zu beachten ist, dass die Kennlinien der Pumpenbremse und der Turbine noch weiter ansteigen würden, bis sie sich in einem Punkt kreuzen. Allerdings hätte dies auch einen Anstieg des Drehmoments zur Folge. Für die Untersuchungen in dieser Arbeit wurde jedoch ein maximales Drehmoment festgelegt, wodurch die Kennlinien an den in Abbildung 21 dargestellten Punkten enden.

# 4 4-Quadranten-Axialschubverlauf

In diesem Abschnitt werden die Ergebnisse der Axialschubmessungen für die in Abschnitt 3 ermittelten Kennlinien im 4-Quadranten-Kennfeld aufgezeigt und näher untersucht. Hierzu wurde der Differenzdruck zwischen Spur- und Gegenspurlager durch den in Abschnitt 2.2 beschriebenen Differenzdrucksensor in jedem Betriebspunkt erfasst und mittels der Kalibriergerade aus Abschnitt 2.4.2 in eine Axialkraft umgerechnet.

Im Anschluss erfolgt eine Beschreibung der Berechnungen zur Ermittlung der analytischen Axialschubverläufe. Abschließend werden die einzelnen Axialschubverläufe aus den Messungen und der analytischen Berechnung miteinander verglichen, wobei auch der von Malik [28] aufgenommene Axialschub für eine Leitapparatöffnung von  $a = 14 \text{ mm}$  hinzugezogen wird. Anhand der daraus gewonnenen Erkenntnisse wird der Einfluss der Leitapparatkorrektur und der Öltemperatur in der Lagereinheit erläutert.

## 4.1 Messergebnisse

Die Ergebnisse der Axialschubmessungen einschließlich der Messunsicherheiten sind im Folgenden für die Kennlinien, die bei einer konstanten Höhe  $H$  und einer konstanten Drehzahl  $n$  aufgenommen wurden, dargestellt.

Es ist anzumerken, dass die Messergebnisse die Gewichtskraft  $F_G$  der Pumpturbinenwelle nicht berücksichtigen. Denn eine Axialkraft von  $0 \text{ N}$  in der in Abschnitt 2.4.2 ermittelten Kalibriergerade bedeutet lediglich, dass ausgehend von der Gewichtskraft keine zusätzliche Kraft auf den Wellenstrang einwirkt.

Da die Ermittlung der Kalibriergerade bei abgenommenem Saugrohr und leerem Unterwasserkessel erfolgte, ergibt sich im Stillstand bei gefülltem Unterwasserkessel und angebrachtem Saugrohr eine Axialkraft die den vertikalen Wellenstrang nach oben drückt. Eine Tarierung im Stillstand wurde daher vor jeder Messreihe durchgeführt, um als Startwert  $0 \text{ N}$  zu erhalten.

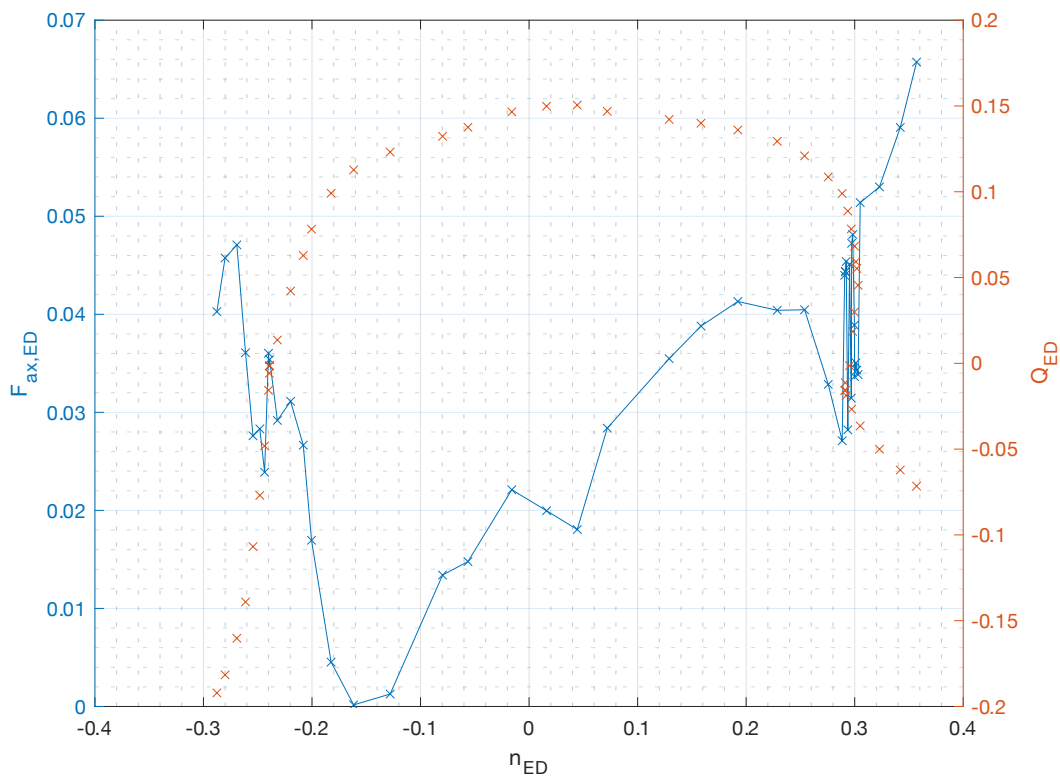
In der Auswertung der Messdaten zeigte sich zudem, dass der sich einstellende Tarierwert von  $-1380 \text{ N}$  für eine Unterwasserspiegelhöhe von  $2\text{m}$ , nahezu exakt mit dem Wert der Wellenschubkraft  $F_{We}$  in Gleichung (3) übereinstimmt. Da  $p_2 = (p_{Tailrace} + p_{amb})$  in Gleichung (3) sich entsprechend der Höhe des Wasserspiegels im Unterwasserkessel einstellt, bedeutet dies in weiterer Folge das auch die Werte der Wellenschubkraft  $F_{We}$  eine Abhängigkeit zu  $p_2$  aufweisen. Die zur Durchführung der Versuchsreihen in dieser Arbeit verwendete Prüfstandsverschaltung

erschwert jedoch eine Konstanzhaltung des Wasserspiegels im Unterwasserkessel, weshalb nachfolgend eine Korrektur der Axialschubmesswerte vorgenommen wurde. Dabei wurde  $p_2$  und entsprechend  $F_{We}$  im Stillstand zu Beginn der Messungen als Ausgangswert festgelegt und jegliche im Betrieb auftretenden Abweichungen entsprechend korrigiert. In den nachfolgenden Abschnitten dieser Arbeit sind alle aufgezeigten Messergebnisse und Berechnungen auf eine konstante Unterwasserspiegelhöhe korrigiert.

### 4.1.1 H = konstant

Der im Rahmen der Kennlinienaufnahme bei konstanter Höhe  $H$  aufgezeichnete Axialschubverlauf wird im folgenden Abschnitt aufgezeigt. Anzumerken ist an dieser Stelle, dass bei der Auswertung der Messdaten eine Verschiebung der Axialkraft im Stillstand in Höhe von  $-270\text{ N}$  festgestellt wurde, die auf eine zu niedrige Öltemperatur zum Zeitpunkt der Tarierung zurückzuführen ist. Aus diesem Grund wurde eine nachträgliche Korrektur des Axialschubs vorgenommen. Auf den Einfluss der Öltemperatur auf den Tarierwert wird im Abschnitt 4.5 näher eingegangen. Der mittels Gleichung (11) normierte Axialschubverlauf ist für die linke Ordinate in Abbildung 22 über  $n_{ED}$  aufgetragen. Zusätzlich ist auch die Kennlinie bei konstanter Höhe  $H$  auf der rechten Ordinate aufgetragen.





**Abbildung 22: Axialschubverlauf für  $H = \text{konstant}$  bei  $a = 14 \text{ mm}$**

Im Bereich Turbinenbremse bis Turbinenpumpe in Abbildung 22 ist bedingt durch den S-Schlag folglich auch der Axialschub starken Schwankungen unterworfen. An den S-Schlag anschließend zeigt sich im Turbinenpumpen ein annähernd linearer Anstieg des Axialschubverlaufes auf ein maximales  $F_{ax,ED}$  von 0.065. Umgekehrt kommt es zu einem Abfallen von  $F_{ax,ED}$  von 0.041 im Turbinenbereich auf nahezu null im Pumpenbremsenbereich. Hierbei ist zu erwähnen, dass ein negativer Axialschub noch nicht zu einem Anheben der Pumpturbinenwelle führen würde, da wie bereits zuvor erwähnt, deren Gewichtskraft in den Messergebnissen nicht berücksichtigt wird. Ab Erreichen des Minimalwertes bei  $n_{ED} = -0.16$  steigt der Axialschub mit abnehmendem  $Q_{ED}$  wieder stark an. Beim Übergang von der Pumpenbremse in den Pumpenbereich treten wieder vermehrt Axialschubschwankungen auf. Dabei ist zu erkennen, dass sich nach überschreiten von  $n_{ED} = -0.25$  ein Anstieg des Axialschubs einstellt und mit größer werdender Pumpturbinendrehzahl der Axialschub wieder abfällt.

Zur Angabe der vollständigen Messergebnisse des Axialschubs, sind nach DIN 1319-3 [26] auch die Messunsicherheiten aufzuzeigen. Der Axialschubverlauf und die dazugehörigen Messunsicherheiten in den einzelnen Betriebspunkten sind in Abbildung 23 dargestellt. Die sich ergebenden Messunsicherheitsbereiche sind dabei durch vertikale Balken gekennzeichnet. Neben der Ermittlung des Axialschubes bei

einer konstanten Fallhöhe wurde auch ein Verlauf bei konstanter Pumpturbinendrehzahl aufgezeichnet.

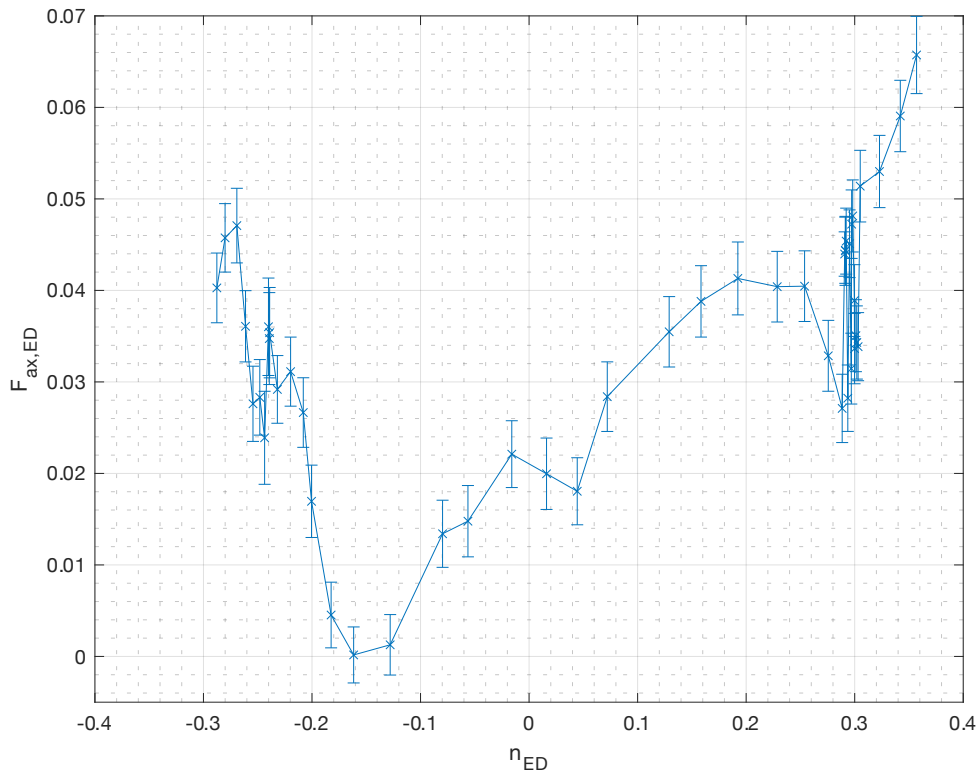


Abbildung 23: Messunsicherheiten Axialschubverlauf für  $H = \text{konstant}$  bei  $a = 14 \text{ mm}$

### 4.1.2 $n = \text{konstant}$

Die Messergebnisse für den Axialschubverlauf bei konstanter Pumpturbinendrehzahl  $n$  sind nachfolgend dargestellt. Eine Normierung des Axialschubes erfolgte wiederum nach Gleichung (11). In Abbildung 24 ist der Axialschub auf der linken Ordinate über  $n_{ED}$  aufgetragen. Neben dem Axialschubverlauf ist auch der Kennlinienverlauf aus Abschnitt 3.3 durch entsprechende Normierung der Messergebnisse für die rechte Ordinate  $Q_{ED}$  über  $n_{ED}$  eingezeichnet.

Aufgrund des in dieser Arbeit vorgegebenen maximalen Drehmomentwertes des Pumpturbinenprüfstandes ist eine vollständige Aufnahme der Kennlinie nicht durchführbar, da das Drehmoment im Turbinen- und Pumpenbremsbereich mit steigendem  $Q_{ED}$  und sinkendem  $n_{ED}$  stark zunimmt. Es zeigt sich, dass der Axialschub im Pumpen- und Turbinenpumpenbereich nahezu konstant ansteigt. Beim Übergang von der Pumpenbremse in den Pumpenbereich und im Bereich des S-Schlages treten wie beim Axialschubverlauf mit konstanter Höhe  $H$  vermehrt Axialschubschwankungen auf. Die Messunsicherheiten in jedem Betriebspunkt sind in Abbildung 25 aufgetragen.

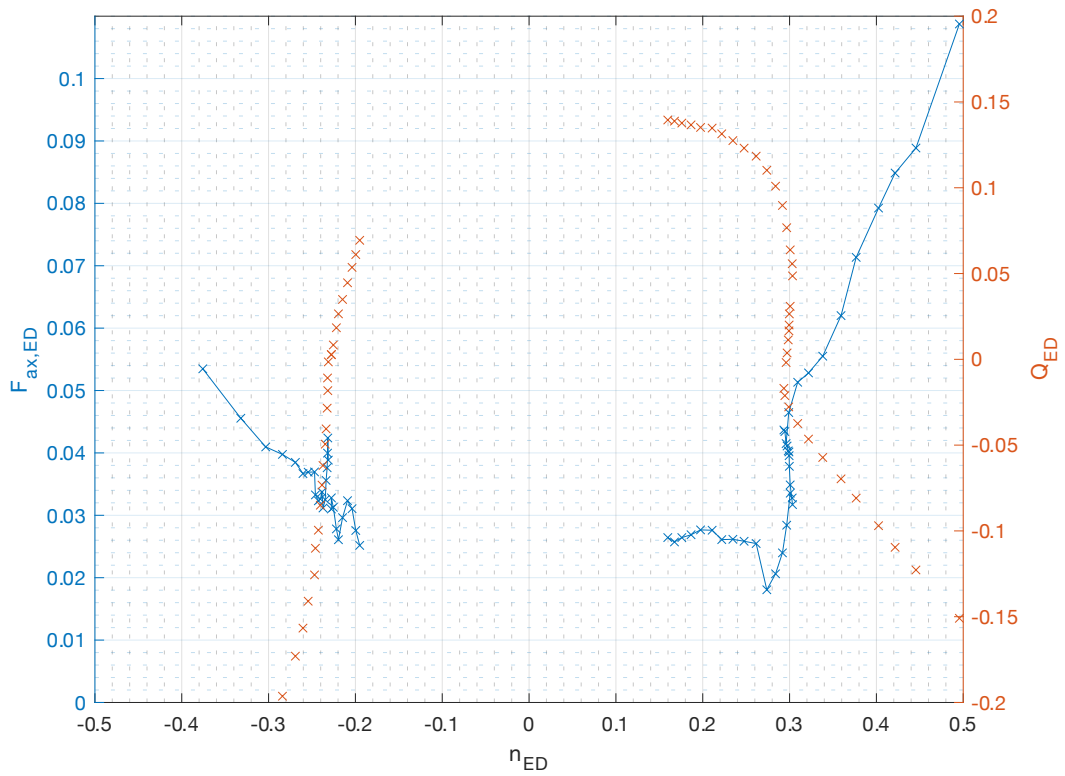


Abbildung 24: Axialschubverlauf für  $n = \text{konstant}$  bei  $a = 14 \text{ mm}$

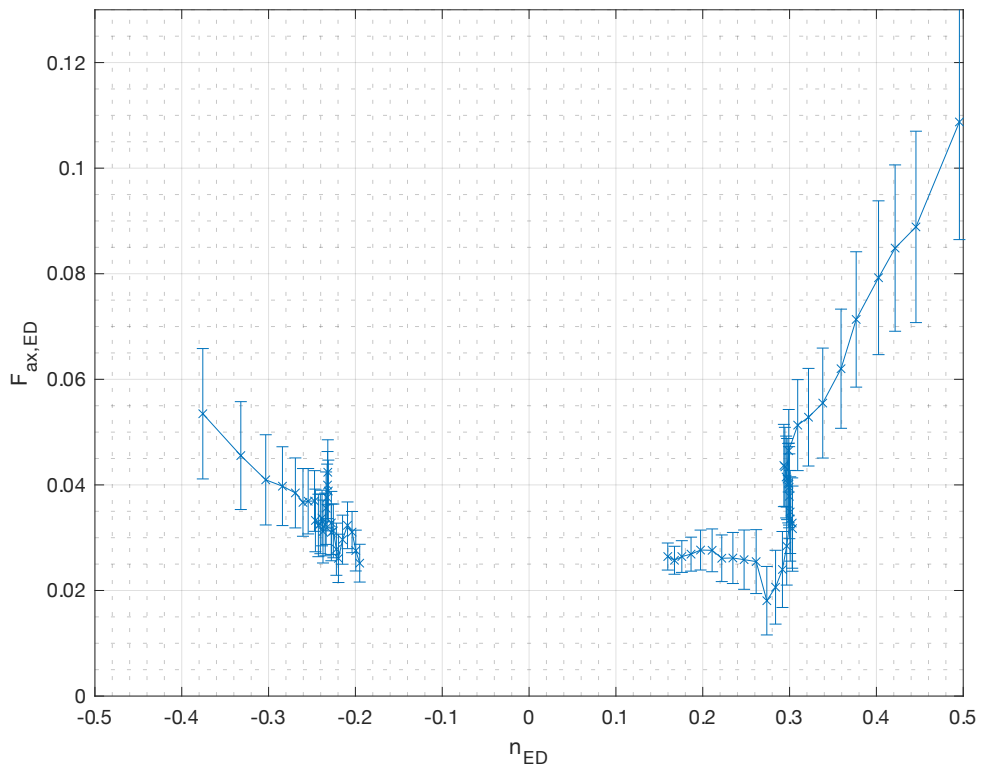


Abbildung 25: Messunsicherheiten Axialschubverlauf für  $n = \text{konstant}$  bei  $a = 14 \text{ mm}$

## 4.2 Analytischer Axialschubverlauf

Eine Abschätzung des Axialschubverlaufs soll nachstehend durch eine analytische Bestimmung erfolgen. In weiterer Folge werden die Messergebnisse der zuvor aufgezeigten Axialschübe hinsichtlich ihres Verlaufs mit dem analytischen Axialschubverlauf in Abschnitt 4.3 verglichen, um etwaige Diskrepanzen feststellen zu können.

Die Berechnung erfolgt nach den in Abschnitt 1.3.1 angegebenen Gleichungen. Ausgehend von Gleichung (1), werden für jeden Betriebspunkt der aus Messungen gewonnenen Kennlinie ( $a = 14 \text{ mm}$  und  $H = \text{konst.}$ ) die zugehörigen Axialschubwerte berechnet. Aufgrund der Tatsache, dass eine exakte analytische Bestimmung der Einflussfaktoren auf den Axialschubverlauf mit großen Unsicherheiten und hohem Aufwand verbunden ist, werden für die Berechnung folgende Annahmen getroffen, welche für eine Abschätzung des Verlaufs ausreichend sind.

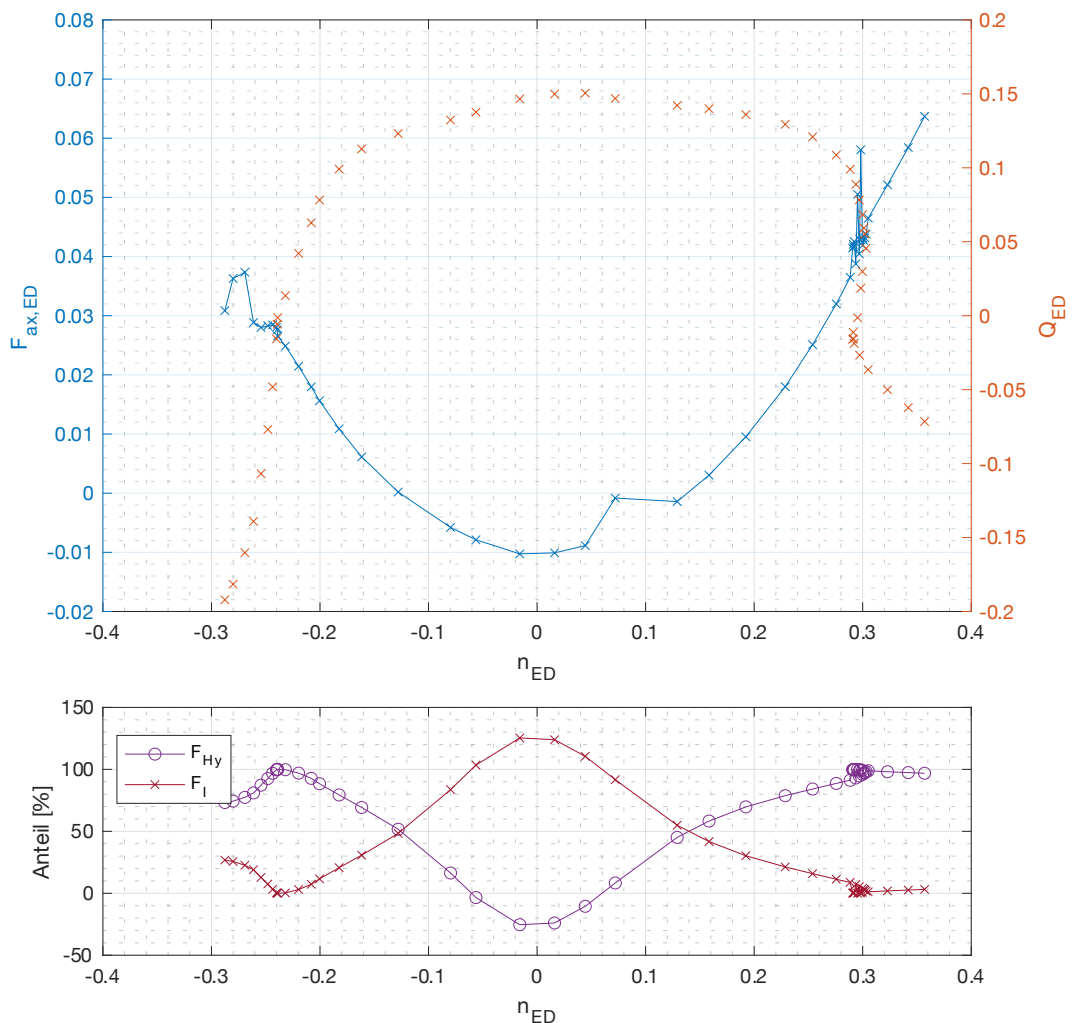
Nach Abbildung 9.8 in [17] liegen die Rotationsfaktoren für eine Kreiselpumpe mit Leitapparat für die Deckscheibe ( $k_{Ds}$ ) im Bereich von 0.55 bis 0.72 und für die Tragscheibe ( $k_{Ts}$ ) im Bereich von 0.4 bis 0.45. Entsprechend dem Mittelwert aus oberer und unterer Grenze werden  $k_{Ds} = 0.635$  und  $k_{Ts} = 0.425$  gewählt. Für den Druck  $p_1$  auf der Druckseite wird  $p_{Head}$  und für den Druck  $p_2$  auf der Saugseite wird  $p_{Tailrace}$  aus Abschnitt 2.1 angenommen. Sowohl die Labyrinthdichtung auf der Tragscheibenseite als auch die Labyrinthdichtung auf der Deckscheibenseite der Pumpturbine sind 3-stufig ausgeführt. Als Spaltdurchmesser  $d_{sp}$  wird daher der Durchmesser bis zur mittleren Labyrinthdichtung auf der Deckscheibe ( $d_{L,Ds}$ ) und für den Durchmesser  $d_D$  der Durchmesser bis zur mittleren Labyrinthdichtung auf der Tragscheibe ( $d_{L,Ts}$ ) gewählt. Die Umfangsgeschwindigkeit  $u_1$  errechnet sich aus der Drehzahl  $n$  im jeweiligen Betriebspunkt. Basierend auf Gleichung (6) ergibt sich somit folgende Gleichung (31) für  $F_{Ts} - F_{Ds}$ :

$$F_{Ts} - F_{Ds} = \pi * r_1^2 \left\{ \left( \frac{d_{L,Ds}^2}{d_1^2} - \frac{d_{L,Ts}^2}{d_1^2} \right) * (p_{Head} - p_{Tailrace}) - \frac{\rho_W}{4} * \left( \frac{d_1 * \pi * n}{2 * 30} \right)^2 \right. \\ \left. * \left[ k_{Ts}^2 * \left( 1 - \frac{d_{L,Ts}^2}{d_1^2} \right)^2 - k_{Ds}^2 * \left( 1 - \frac{d_{L,Ds}^2}{d_1^2} \right)^2 \right] \right\} \quad (31)$$

Die Bestimmung von  $c_{2m}$  folgt aus  $Q_{La}/A$ , wobei zur Berechnung des Querschnitts  $A$  der saugseitige Laufraddurchmesser  $d_2$  laut Abbildung 1 verwendet wird. Der Laufraddurchfluss  $Q_{La}$  entspricht dem aus den Messungen erhaltenen  $Q$  im entsprechenden Betriebspunkt. Bei einer rein radialen Ein-/Ausströmung entspricht  $\varepsilon_1 = 90^\circ$ , wodurch der zweite Term in Gleichung (2) zur Ermittlung der Impulskraft  $F_I$  zu Null wird. Mit diesen Annahmen ergibt sich die nachstehende Gleichung (32):

$$F_I = \frac{\rho * Q^2 * 4}{d_2^2 * \pi} \quad (32)$$

Eine Berücksichtigung der Gewichtskraft  $F_G$  und der Wellenschubkraft  $F_{We}$  ist, wie in Abschnitt 4.1 erläutert, nicht erforderlich. Durch Einsetzen der Gleichungen (31) und (32) in Gleichung (1) ergibt sich für die Messergebnisse der in Abbildung 26 dargestellte normierte analytische Axialschubverlauf. Zusätzlich ist die ermittelte Kennlinie aus Abschnitt 4.1.1 für  $H = \text{konst.}$  eingezeichnet.



**Abbildung 26: Analytischer Axialschubverlauf**

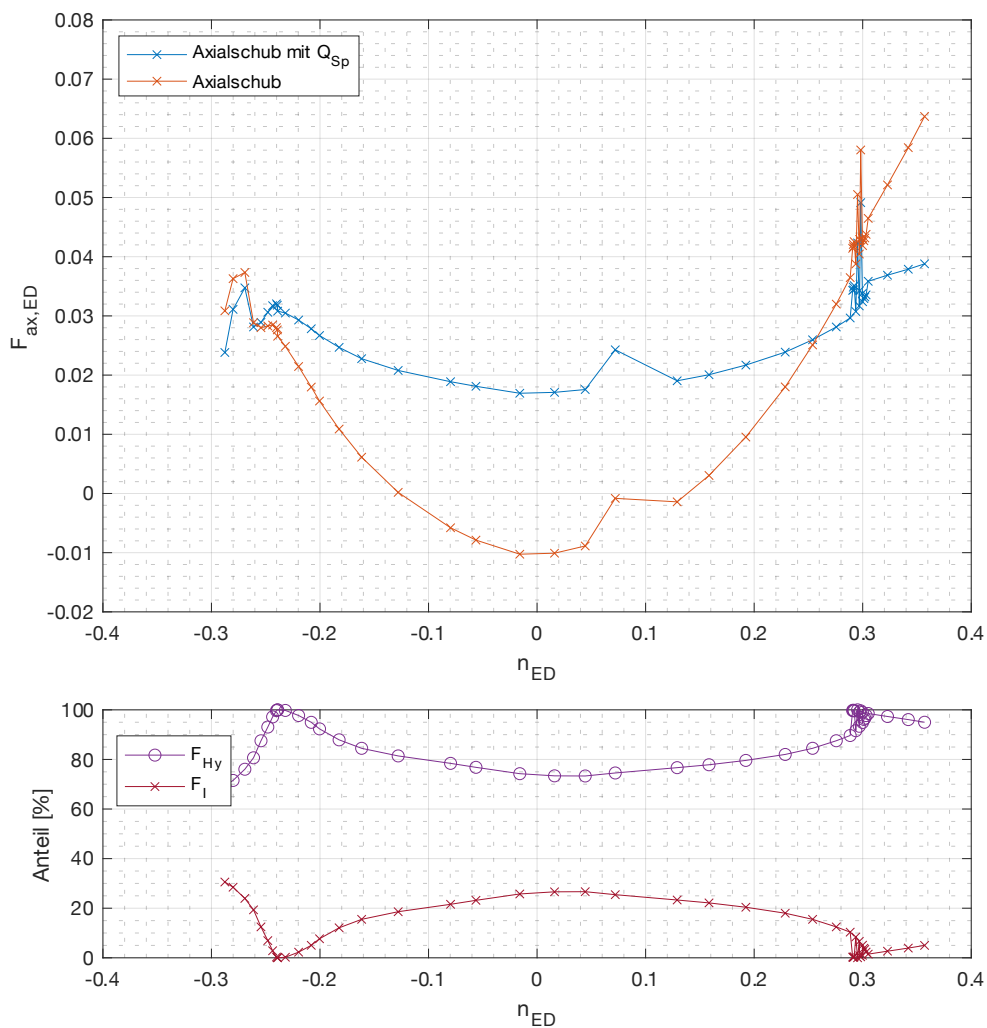
In Abbildung 26 sieht man, dass ausgehend von  $n_{ED} = 0$  der analytische Axialschubverlauf sowohl in Richtung Turbinenquadrant als auch in Richtung Pumpenbremsquadrant nahezu kontinuierlich ansteigt. Im Bereich des S-Schlages und im Übergang von der Pumpenbremse zum Pumpen sind

Axialschubschwankungen zu erkennen. Wobei es im Pumpenquadrant zuerst zu einem Abfall des Axialschubes kommt und mit steigender Drehzahl wieder eine Zunahme festgestellt werden kann. Bei  $n_{ED} = 0.07$  ist zudem eine leichte Erhöhung des Axialschubs zu erkennen, die aus der Korrektur der Höhe des Unterwasserspiegels resultiert (siehe Abschnitt 4.1), welche in diesem Betriebspunkt gegenüber dem Ausgangswert signifikant erhöht ist. In der unteren Darstellung von Abbildung 26 sind die prozentualen Anteile von  $F_{Hy} = F_{Ts} - F_{Ds}$  und  $F_I$  am analytischen Axialschub ( $F_{ax} = F_{Hy} - F_I$ ) über  $n_{ED}$  aufgetragen. Die prozentualen Anteile von  $F_{Hy}$  am Axialschub überwiegen jene von  $F_I$  bis auf einen Bereich von  $n_{ED} = -0.127$  bis  $0.141$ . Aufgrund der niedrigen Drehzahl und dem hohen Durchfluss in diesem Bereich ist  $F_{Hy}$  geringer als  $F_I$  (siehe Gleichungen (31) und (32)). Bei sehr niedrigen Drehzahlen kommt es gar zu einer Umkehrung der resultierenden Kraft  $F_{Hy}$  ( $F_{Ds} > F_{Ts}$ ), wodurch die prozentualen Anteile negativ werden. Dies ist zum größten Teil der Annahme geschuldet, dass der Spaltdurchmesser  $d_{Sp}$  (siehe Abbildung 1) dem Durchmesser bis zur mittleren Labyrinthdichtung  $d_{L,DS}$  entspricht.

Im oben beschriebenen Berechnungsverfahren wird der Einfluss der in den beiden Radseitenräumen radial von außen nach innen strömenden Spaltströme ( $Q_{Sp}$  in Abbildung 1) nicht berücksichtigt, wodurch sich die starke Absenkung des Axialschubes im Turbinen- und Pumpenbremsbereich ergibt. Laut Zemanová et al. [19] liefert Güllich [17] hier einen verbesserten analytischen Ansatz, der eine Berücksichtigung der Spaltströme inkludiert. Hierzu wird der Axialkraftsenkungsbeiwert  $c_A$  eingeführt, welcher die Verringerung des Axialschubes hervorgerufen durch die Rotation des Fluides im Radseitenraum gegenüber dem Fall mit konstantem  $p_1$  ( $k = 0$ ) erfasst. Diese Verringerung bezieht sich auf eine Referenzkraft die eine Druckverteilung von  $k = 1$  aufweist und auf eine Fläche mit  $\pi * r_1^2$  wirkt.[17] Der Axialkraftsenkungsbeiwert  $c_A$  ist sowohl für die Tragscheibe ( $c_{A,Ts}$ ) als auch die Deckscheibe ( $c_{A,Ds}$ ) zu ermitteln. Die Berechnung von  $c_A$  erfolgt durch schrittweise Integration im jeweiligen Radseitenraum nach Tafel 9.1 in [17]. Hierfür wird der eintretende Spaltstrom im jeweiligen Radseitenraum benötigt. Eine Berechnung des Spaltstromes auf der Tragscheibenseite ist durch die Messdaten der Durchflusssensoren 9 bzw. 10 in Abbildung 1 und einem Durchflusssensor der sich in der Zuleitung des hydrostatischen Wasserführungslagers befindet gegeben. Für den Spaltstrom auf der Deckscheibenseite wurde der 1.5-fache Wert des Spaltstromes auf der Tragscheibenseite angenommen. Aufgrund der Erkenntnisse in der vorherigen analytischen Berechnung wird für  $d_{Sp}$  auf der Deckscheibenseite der größere Durchmesser vor der ersten Labyrinthdichtungsstufe  $d_{L1,DS}$  gewählt. Für  $F_{Hy}$  ergibt sich somit folgende Gleichung (33):

$$F_{Hy} = \pi * r_1^2 \left\{ \left( \frac{d_{L1,DS}^2}{d_1^2} - \frac{d_{L,TS}^2}{d_1^2} \right) * (p_{Head} - p_{Tailrace}) - \frac{\rho_W}{4} * \left( \frac{d_1 * \pi * n}{2 * 30} \right)^2 * [c_{A,TS} - c_{A,DS}] \right\} \quad (33)$$

Der sich aus der Berücksichtigung der Spaltströme ergebende analytische Axialschubverlauf („Axialschub mit  $Q_{Sp}$ “) ist zusammen mit dem vereinfachten analytischen Axialschubverlauf („Axialschub“) in Abbildung 27 normiert dargestellt. In der unteren Darstellung sind wiederum die prozentualen Anteile von  $F_{Hy}$  und  $F_I$  aufgetragen.



**Abbildung 27: Analytischer Axialschubverlauf unter Berücksichtigung von  $Q_{Sp}$**

Es zeigt sich in Abbildung 27, dass der analytische Axialschubverlauf unter Berücksichtigung der Spaltströme einen deutlich geringeren Abfall im Turbinen- und

Pumpenbremsenbereich aufweist. Dies ist zum Teil auch der Änderung von  $d_{L,DS}$  zu  $d_{L1,DS}$  geschuldet, wie im prozentualen Anteil von  $F_{Hy}$  bei geringen  $n_{ED}$ -Werten und somit geringer Drehzahl zu erkennen ist. Auch zeigt sich ein geringerer Axialschub in der Turbinenbremse und Turbinenpumpe im Vergleich zur vereinfachten Axialschubberechnung ohne Berücksichtigung der Spaltströme. Der leichte Anstieg des Axialschubs bei  $n_{ED} = 0.07$  ist auch im Axialschubverlauf mit  $Q_{sp}$  aufgrund der gleichen Messdaten, die den beiden analytischen Berechnungen zugrunde liegen, zu verzeichnen.

### 4.3 Axialschubvergleich

Ein Vergleich soll zwischen den Axialschubverläufen der Messergebnisse aus den Abschnitten 4.1.1 ( $H = \text{konst.}$ ) und 4.1.2 ( $n = \text{konst.}$ ), den Ergebnissen von Malik [28] ( $a = 14 \text{ mm}$ ,  $H = 20 \text{ m}$ ) und dem in Abschnitt 4.2 bestimmten analytischen Axialschub mit Berücksichtigung des Spaltstromeinflusses erfolgen. Hierbei soll der analytische Axialschub aufgrund der vereinfachenden Annahmen in der Berechnung rein als Tendenzindikator für den Verlauf dienen. Der Vergleich mit Malik hingegen dient der Untersuchung der Reproduzierbarkeit der Axialschubkennlinie.

Grundsätzlich ist für den Verlauf der Messergebnisse im Vergleich zu Malik [28] eine konstant höhere Axialkraft zu erwarten. Ein Vergleich zwischen der in Abschnitt 2.4.2 ermittelten Kalibriergerade mit der Funktionsvorschrift  $y_K = 432243.70 * x - 4236.81$  und der von Malik [28] mit der Funktionsvorschrift  $y_{K, Malik} = 432900 * x - 4361.5$  in Abbildung 28 zeigt, dass im Zugbereich (+) bei gleichem Sensorausgangssignal für  $y_K$  eine größere Axialkraft in den Messergebnissen ausgegeben wird.

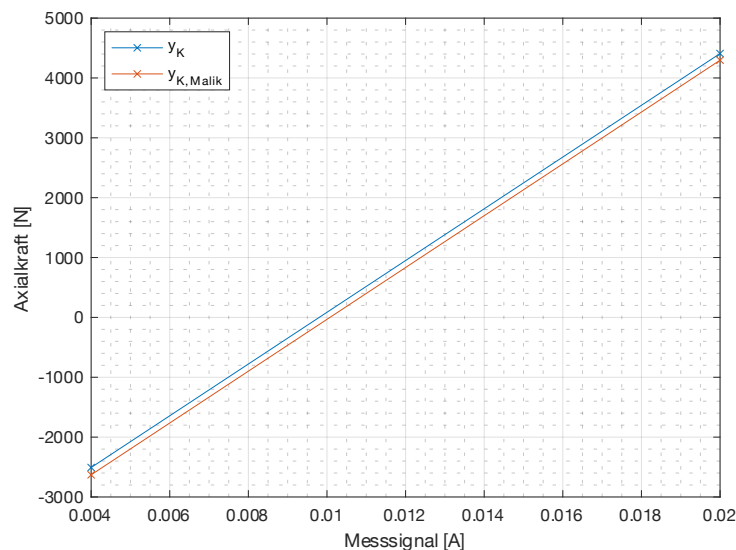


Abbildung 28: Vergleich Kalibriergeraden



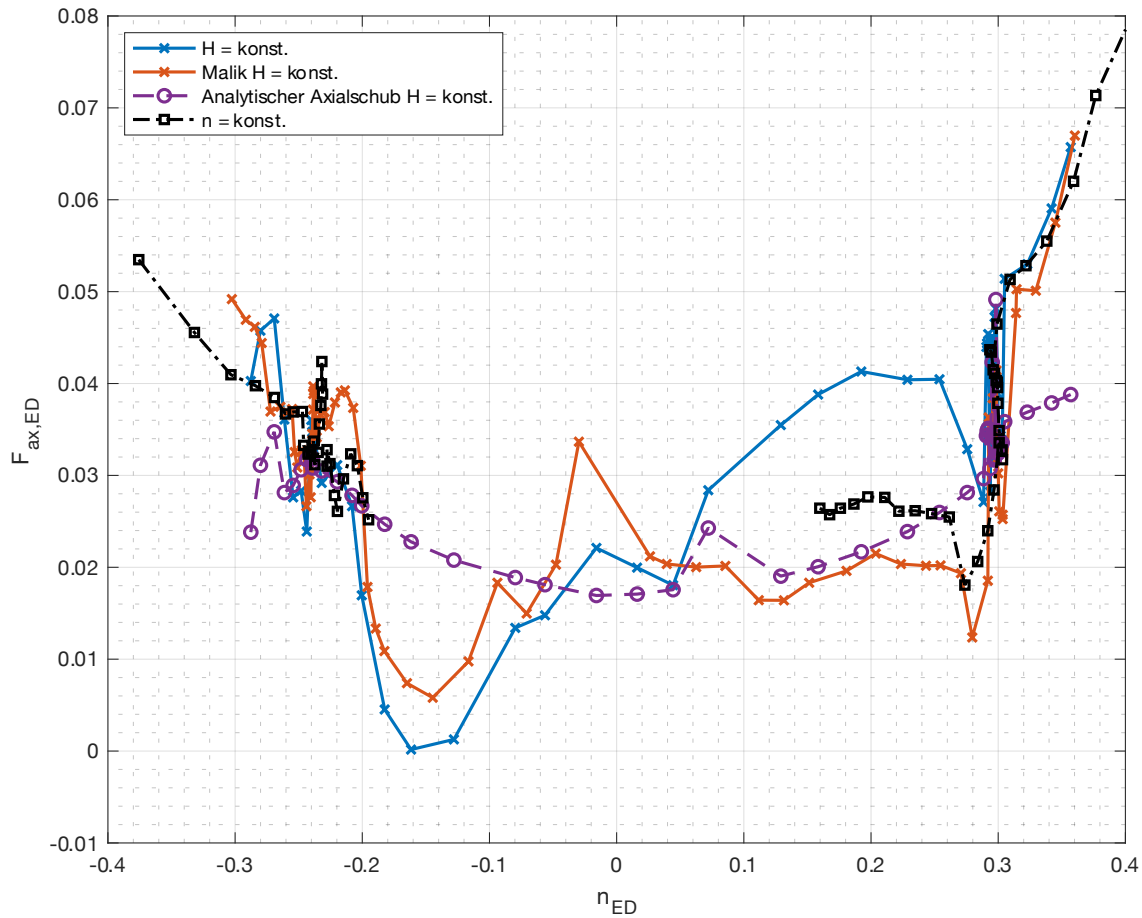


Abbildung 29: Axialschubvergleich

Die vier normierten Axialschubverläufe sind in Abbildung 29 über  $n_{ED}$  dargestellt. Die Tendenzen des analytischen Axialschubverlaufs werden von den Messergebnissen für  $n = konst.$  und jenen von Malik [28] in den Bereichen Turbine, Turbinenbremse und Pumpe weitestgehend erfüllt. Eine Abweichung zeigt sich in der Turbinenpumpe, wo ein deutlich höherer Axialschub in den Messergebnissen zu erkennen ist. Auch in der Pumpenbremse ist zu beobachten, dass der analytische Axialschub von den Messergebnissen abweicht, was vermutlich auf die komplexen Strömungsverhältnisse in diesem Betriebsbereich zurückzuführen ist, die in der Berechnung nicht berücksichtigt werden.

Ein erhöhter Axialschubverlauf bei  $H = konst.$  und  $n = konst.$  zum Axialschubverlauf von Malik [28] aufgrund der unterschiedlichen Kalibriergeraden zeichnet sich in der Turbine, Turbinenbremse und Turbinenpumpe ab. Jedoch kommt es von  $n_{ED} = 0.129$  bis 0.044 zu einem Absinken des Axialschubes für  $H = konst.$ , sodass dieser den Axialschubverlauf von Malik [28] unterschreitet und für den restlichen Verlauf bei sinkendem  $n_{ED}$  auch unter diesem verbleibt. Eine genauere Untersuchung dieses Axialschubabfalles zeigt, dass womöglich ein Nachstellen der Leitapparatöffnung

einen Einfluss darauf hat. Durch die anliegenden Strömungsverhältnisse in diesem Betriebsbereich hat sich die Leitapparatöffnung trotz aktiver Bremse leicht vermindert, wodurch diese wieder auf den ursprünglichen Wert korrigiert wurde. Auch beim Axialschubverlauf von Malik [28] ist bei  $n_{ED} = -0.03$  eine kurzzeitige Anhebung zu erkennen. Dabei zeigt sich in der genaueren Betrachtung der Messwerte, dass in diesem Bereich ebenfalls eine Leitapparatkorrektur vorgenommen wurde.

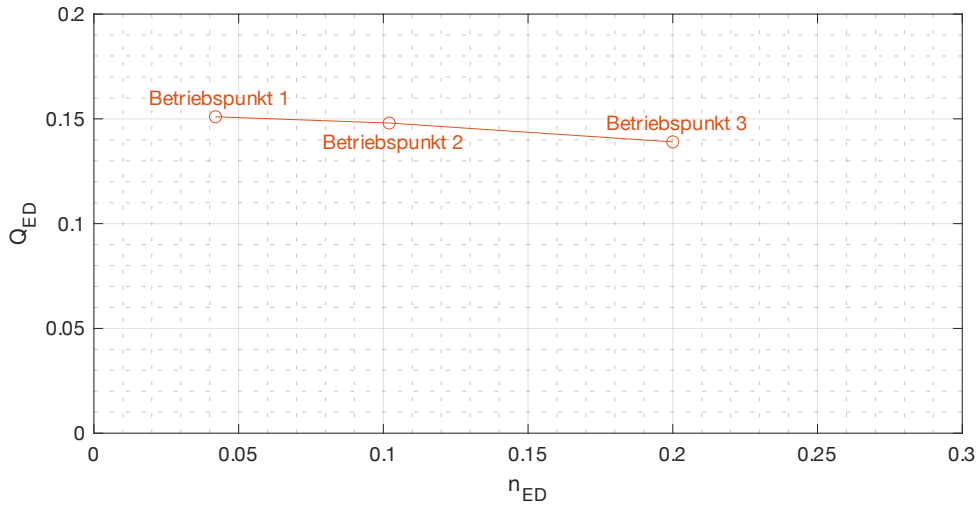
Die ersten angefahrenen Betriebspunkte des Axialschubs für  $H = \text{konst.}$  in Abbildung 29 liegen im Bereich von  $n_{ED} = 0.129$  bis  $0.288$ . Es ist zu erkennen, dass der Axialschub für  $H = \text{konst.}$  in diesem Bereich im Vergleich zu den anderen Verläufen deutlich höhere Werte aufweist. Aufgrund einer zu niedrigen Öltemperatur in der hydrostatischen Öllagerung zu Beginn der Messungen stellte sich vermutlich ein zu niedriger Tarierwert ein. Eine nachträgliche Korrektur der Messergebnisse des Axialschubs für  $H = \text{konst.}$  auf eine Axialkraft von  $0 \text{ N}$  zu Messbeginn wurde, wie bereits in Abschnitt 4.1.1 erläutert, durchgeführt. Eine solche Berichtigung der Messergebnisse ist jedoch erst ab jenem Betriebspunkt erforderlich, bei welchem die Betriebstemperatur des Öls erreicht ist und sich somit der Tarierwert von  $-1380 \text{ N}$  für eine Höhe des Unterwasserspiegels von  $2 \text{ m}$  eingestellt hat.

In den beiden nachfolgenden Abschnitten werden daher der Einfluss der Leitapparatöffnungskorrektur auf den Axialschub und die Abhängigkeit des Tarierwertes von der Öltemperatur in der Lagereinheit näher untersucht.

### 4.4 Einfluss der Leitapparatstellung

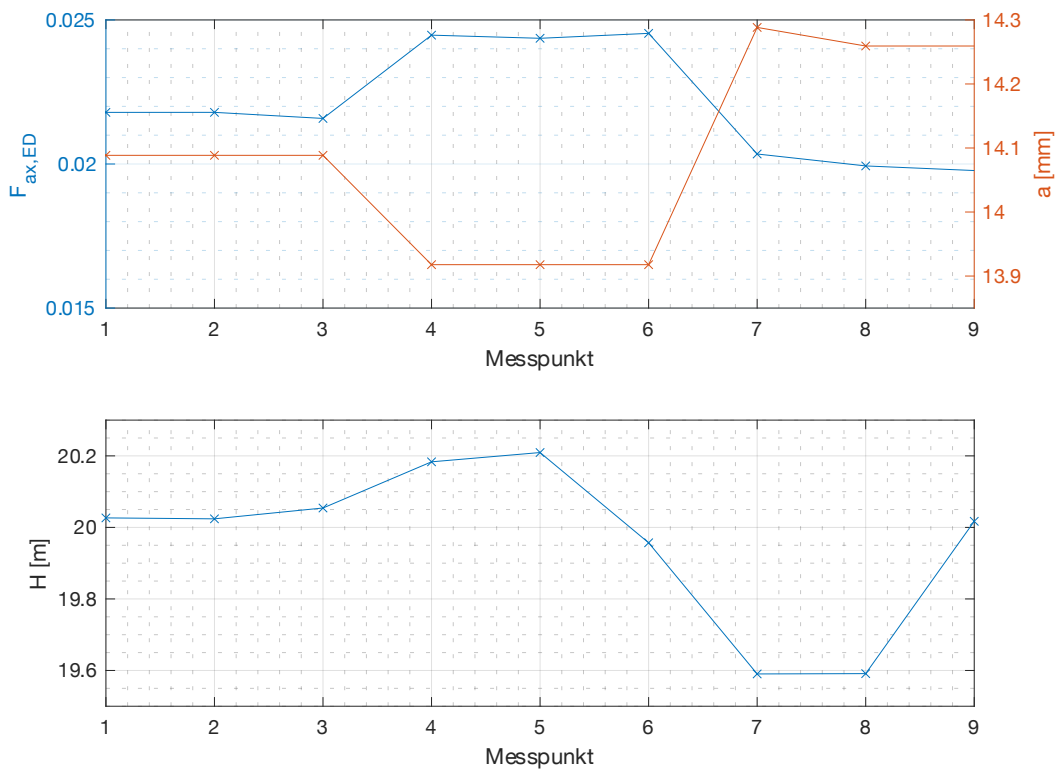
In der Auswertung der Axialschubmessdaten für  $H = \text{konst.}$  zeigte sich, dass eine Korrektur der Leitapparatöffnung  $a$  im Turbinenbereich zu einer Änderung des Axialschubes führte. Eine Nachstellung des Leitapparates in diesem Bereich ist erforderlich, da von  $n_{ED} = 0$  bis  $0.1$  eine geringfügige Verkleinerung der eingestellten Leitapparatöffnung  $a$  aufgrund der herrschenden Strömungsverhältnisse und des hohen Durchflusses eintritt.

Um den Einfluss der Leitapparatkorrektur zu ermitteln, wurden drei Betriebspunkte im Turbinenbereich angefahren, welche in Abbildung 30 dargestellt sind. Der erste befindet sich im linken Turbinenbereich bei  $n_{ED} = 0.042$  und  $Q_{ED} = 0.151$  (Betriebspunkt 1), der zweite bei  $n_{ED} = 0.102$  und  $Q_{ED} = 0.148$  (Betriebspunkt 2) und der dritte im rechten Turbinenbereich bei  $n_{ED} = 0.200$  und  $Q_{ED} = 0.139$  (Betriebspunkt 3). Drei Betriebspunkte wurden gewählt, um festzustellen, ob dieser Einfluss über einen größeren Bereich gegeben ist.



**Abbildung 30: Betriebspunkte Leitapparateinfluss im Turbinenquadrant**

Eine Erläuterung der Vorgehensweise für die Ermittlung der Messergebnisse erfolgt für den Betriebspunkt 3. Die Messergebnisse sind in Abbildung 31 dargestellt. Im oberen Diagramm sind der normierte Axialschub  $F_{ax,ED}$  (linke Ordinate) und die Leitapparätöffnung  $a$  (rechte Ordinate) für einzelne Messpunkte aufgetragen. Im unteren Diagramm ist der Verlauf der Fallhöhe  $H$  zu sehen.



**Abbildung 31: Betriebspunkt 3 - Leitapparateinfluss**

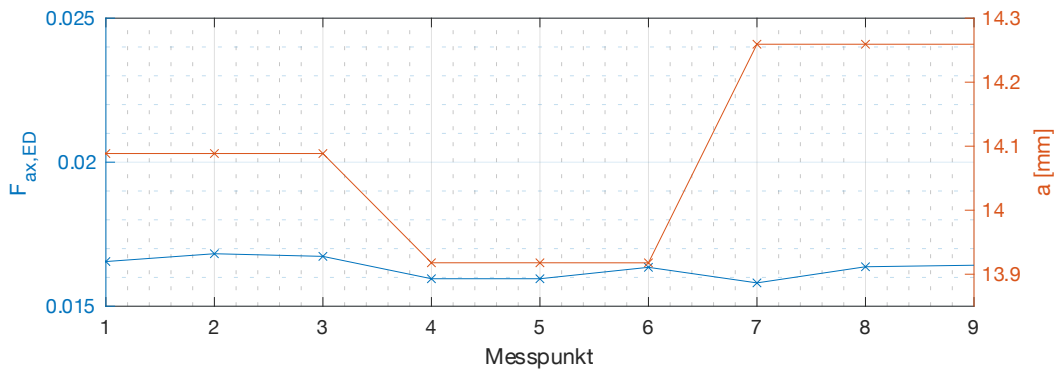
Zu Beginn wurden 3 Messpunkte bei  $a = 14.09 \text{ mm}$  und  $H \sim 20 \text{ m}$  aufgezeichnet. (Messpunkt 1, 2 und 3). Drei Messpunkte wurden aufgenommen, um mögliche Axialschubänderungen zu erkennen die nicht durch die Veränderung der Leitappartstellung hervorgerufen werden. Für  $F_{ax,ED}$  zeigt sich jedoch in den Messpunkten 1, 2 und 3 ein annähernd konstanter Verlauf um den Wert 0.021. Im nächsten Schritt wurde die Leitappartöffnung auf  $a = 13.92 \text{ mm}$  verringert und eine Messung durchgeführt (Messpunkt 4). Dabei kommt es zu einem Anstieg von  $F_{ax,ED}$  auf einen Wert von 0.024.

Nach einer Wartezeit von  $2 \text{ min}$  wurde eine weitere Messung durchgeführt (Messpunkt 5). Dies wird damit begründet, dass sich stationäre Strömungsverhältnisse erst nach einer gewissen Zeit einstellen und eine Messung kurz nach einer Leitapparatverstellung möglicherweise andere Axialschubwerte liefert als eine Messung nach einer gewissen Wartezeit. Es ist jedoch zu erkennen, dass sich  $F_{ax,ED}$  auch nach zwei Minuten nicht signifikant ändert.

Durch die Leitapparatverstellung zwischen Messpunkt 3 und 4 kommt es auch zu einem kleinen Anstieg von  $H = 20.05 \text{ m}$  auf  $H = 20.183 \text{ m}$ . Um auszuschließen, dass die in den Messpunkten 4 und 5 gemessenen Axialschubwerte nicht durch die Änderung der Fallhöhe beeinflusst wurden, erfolgte nach Messpunkt 4 eine Höhenkorrektur und ein weiterer Messpunkt (Messpunkt 6) wurde gesetzt. Eine merkliche Änderung von  $F_{ax,ED}$  ist jedoch nicht zu erkennen. Im letzten Schritt wurde die Leitapparatöffnung auf  $a = 14.26 \text{ mm}$  vergrößert und gleich wie bei den Messpunkten 4 bis 6 verfahren, wodurch sich die Messpunkte 7, 8 und 9 ergeben. Dabei zeigt sich, dass eine Vergrößerung der Leitapparatöffnung zu einem Abnehmen von  $F_{ax,ED}$  auf einen Wert von 0.02 führt.

Die Änderung des Axialschubs von Messpunkt 3 auf 4 entspricht einem  $\Delta F_{ax,ED}$  von 0.003 und von Messpunkt 6 auf 7 ergibt sich ein  $\Delta F_{ax,ED}$  von 0.004. Allerdings ist die Leitapparatänderung von 6 auf 7 doppelt so groß wie von 3 auf 4. Eine einfache Gesetzmäßigkeit für den Zusammenhang von Axialschub- und Leitapparatänderung lässt sich daher nicht ableiten und es kann lediglich die Aussage getroffen werden, dass eine Änderung des Leitapparates zu einer Änderung des Axialschubes führt. Hinsichtlich des Einflusses der Fallhöhe ist auch aus der Fallhöhenkorrektur von 8 auf 9 keine Abhängigkeit des Axialschubes zu erkennen. Die Aussagen lassen sich mittels der Messergebnisse von Betriebspunkt 2 (siehe Anhang A) bestätigen.

Im Vergleich zum Betriebspunkt 3 ist im Betriebspunkt 1 jedoch kein erkennbarer Zusammenhang zwischen der Leitapparatänderung und dem Axialschub in Abbildung 32 zu erkennen.  $F_{ax,ED}$  liegt für alle 9 Messpunkte zwischen 0.017 und 0.0158.



**Abbildung 32: Betriebspunkt 1 - Leitapparateinfluss**

Die Messergebnisse zur Untersuchung des Einflusses der Leitapparatänderung auf den Axialschub im Turbinenquadranten zeigen für die Betriebspunkte 2 und 3 eine leichte Abhängigkeit der Größen voneinander. Dabei führt ein Öffnen des Leitapparats zu einer Abnahme und ein Schließen des Leitapparats zu einer Zunahme des Axialschubes. Für den Betriebspunkt 1 kann diese Aussage jedoch nicht getroffen werden, wodurch eine weitere Untersuchung dieses Zusammenhanges für weitere Betriebspunkte in allen 4 Quadranten von Interesse wäre. Im Axialschubvergleich zeigte sich neben der Leitapparatänderung ein weiterer Einfluss, nämlich jener der Öltemperatur in der Lagereinheit auf den Tarierwert.

### 4.5 Einfluss der Öltemperatur auf den Tarierwert

In diesem Abschnitt soll der Einfluss der Öltemperatur in der Lagereinheit auf die Messwerte des Axialschubes bei  $H = \text{konst.}$  untersucht werden.

Ein Magnetventil in der Ölversorgungsleitung zur Lagereinheit ermöglicht das Öffnen und Schließen des Ölkreislaufes (siehe Abbildung 5). Um das Öl aus dem kalten Zustand möglichst zeitsparend auf Betriebstemperatur zu bringen, wird die Ölförderpumpe bei geschlossenem Magnetventil eingeschaltet.

Der Differenzdrucksensor zur Ermittlung des Axialschubes, ist wie in Abbildung 12 aufgezeigt, über zwei Messölleitungen mit dem Spur und Gegenspurlager verbunden. Ein Öffnen des Magnetventils und damit ein Durchströmen der Lagereinheit erfolgt in der Regel kurz vor dem Hochfahren der Pumpturbine. Die beiden Messölleitungen werden jedoch anlagebedingt nicht durchströmt.

Bei der Ermittlung des Axialschubverlaufes in Abschnitt 4.1.1 zeichnete sich im Stillstand zu Beginn der Messungen ein Tarierwert von  $-1112 \text{ N}$  bei einer Unterwasserspiegellhöhe von  $2 \text{ m}$  ab.

Aufgrund der kurzen Zeitspanne zwischen dem Öffnen des Magnetventils und dem Trieren ist davon auszugehen, dass sich das am Differenzdrucksensor anliegende Öl noch nicht auf Betriebstemperatur erwärmt hat und somit der im Stillstand gemessene Axialschubwert (Tarierwert) zu niedrig ist.

Zur Untersuchung dieser Annahme wurde das Magnetventil erst kurz vor dem Anfahren der Pumpturbine bei einer Öltemperatur von  $43 \text{ }^\circ\text{C}$  im Vorratsbehälter der Ölförderpumpe geöffnet. Nach dem Öffnen des Magnetventils konnte ein Absinken der Temperatur im Vorratsbehälter auf  $41 \text{ }^\circ\text{C}$  beobachtet werden. Im Anschluss daran wurde der Betriebspunkt ( $n_{ED} = 0.192$  und  $Q_{ED} = 0.136$ ) im Turbinenbereich angefahren und nach Erreichen einer Wasserspiegellhöhe von  $2 \text{ m}$  im Unterwasserbehälter und einer Temperatur im Vorratsbehälter von  $43 \text{ }^\circ\text{C}$  die erste Messung (Messpunkt 1) durchgeführt. Zwischen dem Öffnen des Magnetventils und der Aufzeichnung des ersten Messpunktes lag eine Zeitspanne von  $26 \text{ min}$  und der resultierende Tarierwert in Messpunkt 1 betrug  $-1234.05 \text{ N}$ . Die weiteren Messpunkte 2 bis 6 wurden im gleichen Betriebspunkt bei einer Vorratsbehälter Temperatur von  $43 \text{ }^\circ\text{C}$  und jeweils in einem Zeitabstand von  $15 \text{ min}$  aufgezeichnet.

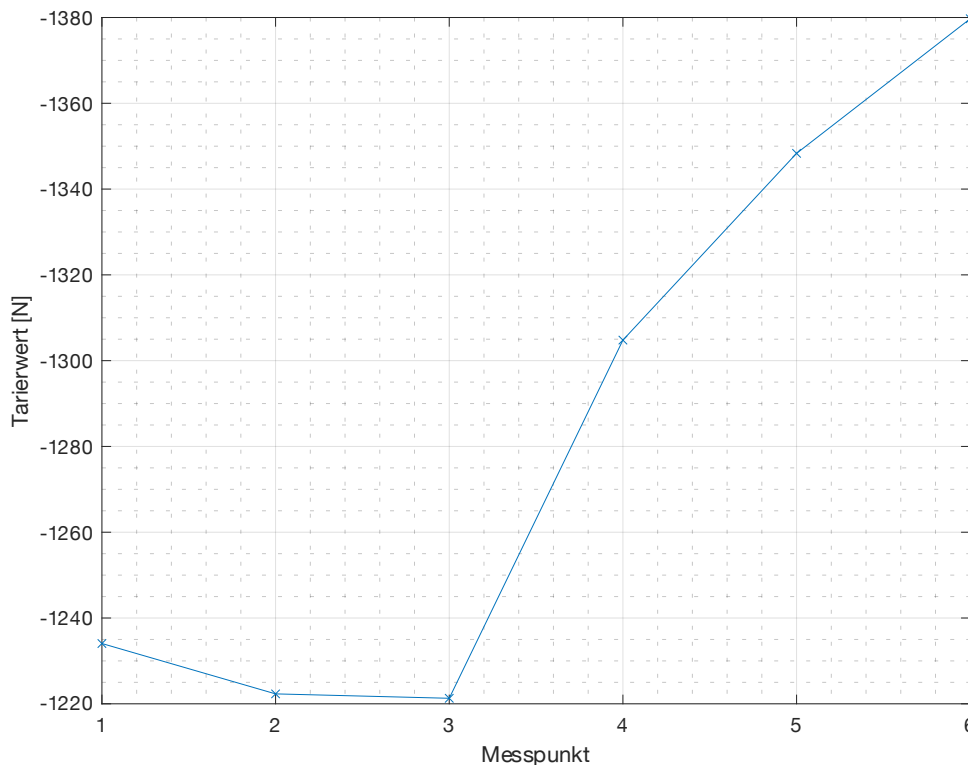


Abbildung 33: Temperatureinfluss Tarierwert

In Abbildung 33 ist der sich einstellende Tarierwert in  $N$  für jeden Messpunkt dargestellt. Hierbei ist ersichtlich, dass mit fortschreitender Dauer der Tarierwert zuerst etwas absinkt und sich anschließend zu immer höheren negativen Werten verschiebt, bis er in Messpunkt 6 nach  $108 \text{ min}$  einen Wert von  $-1380 \text{ N}$  erreicht. Der Tarierwert in Messpunkt 6 entspricht dabei dem zu erwartenden Tarierwert, der sich aus Gleichung (3) für eine Unterwasserspiegelhöhe von  $2 \text{ m}$  ergibt. Es zeigt sich somit, dass nach der Betätigung des Magnetventils eine Zeitspanne von mindestens  $108 \text{ min}$  abgewartet werden sollte, bevor die erste Messung im Betrieb durchgeführt wird.

Mit diesen Erkenntnissen wurde im Turbinenbereich ein weiterer Axialschubverlauf mit einer Leitappartöffnung von  $a = 14 \text{ mm}$  bei konstanter Höhe  $H = 20 \text{ m}$  und einer Öltemperatur im Vorratsbehälter von  $43 \text{ °C}$  aufgenommen. Bezeichnet als „Axialschub Temp.“ ist dieser in Abbildung 34 im Vergleich zu den Messwerten von Malik [28] und jenen aus Abschnitt 4.1.1 aufgetragen. Wie zu erkennen ist, stimmen der neue Axialschubverlauf unter Berücksichtigung der Aufwärmphase des Öles in den Messölleitungen und der Axialschubverlauf von Malik [28] annähernd überein, so dass eine Reproduzierbarkeit des Axialschubverlaufes gegeben ist.

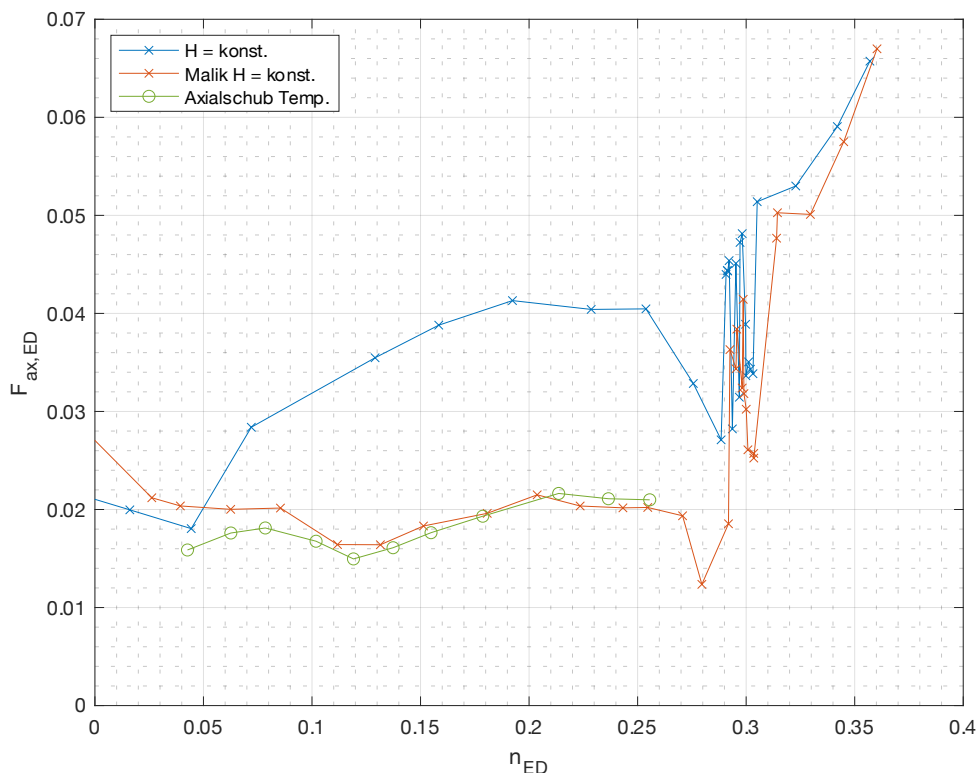


Abbildung 34: Axialschubverlauf unter Berücksichtigung des Temperatureinflusses

## 5 Hochfrequente Messungen

Neben der Aufzeichnung des Axialschubs mittels Differenzdrucksensor wurden auch Messungen mit den in Abschnitt 2.3 erläuterten hochfrequenten Sensoren durchgeführt. Wie in Abbildung 35 aufgezeigt, wurden 46 Betriebspunkte (BP) verteilt über alle vier Quadranten mit einer Leitappartöffnung von  $a = 14 \text{ mm}$  bei einer konstanten Höhe von  $H = 20 \text{ m}$  untersucht. Die Nummerierung der Betriebspunkte erfolgte in der Reihenfolge der Aufnahmen.

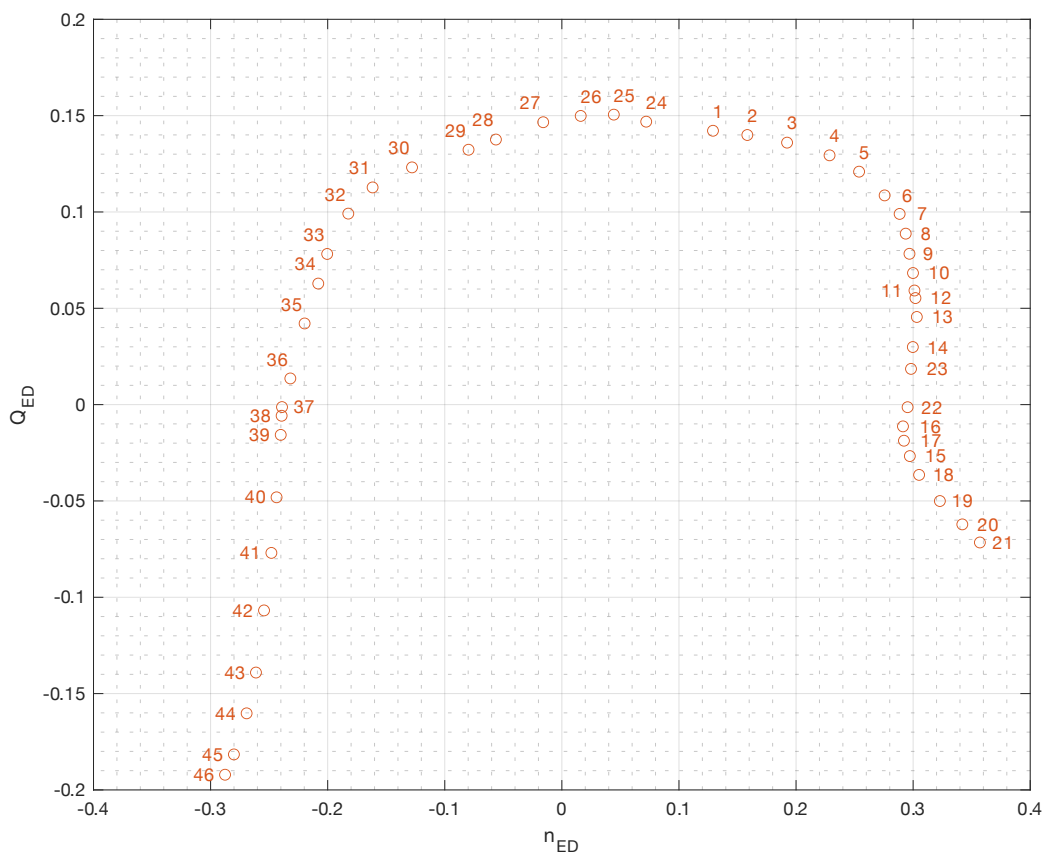


Abbildung 35: Betriebspunkte Hochfrequente Messungen in  $Q_{ED}$  -  $n_{ED}$

Die Messdaten wurden über  $10 \text{ s}$  mit einer Messfrequenz von  $4000 \text{ Hz}$  aufgezeichnet. Die das Drucksignal bestimmenden Frequenzen und deren Amplituden wurden durch eine FFT-Analyse mit angewendeter Fensterfunktion nach Hann ermittelt. Die Amplituden der Druckschwankungen in den folgenden Diagrammen sind auf der Ordinate im Verhältnis zur maximalen Amplitude aufgetragen, die im BP 36 im Spurlager aufgezeichnet wurde. Zusätzlich ist zur besseren Lesbarkeit die Frequenzachse bezogen auf die Drehfrequenz der Pumpturbinenwelle  $f_R = n/60$  im jeweiligen Betriebspunkt dargestellt.



Bei der Auswertung der Messdaten für den Druck  $p_{HZZ}$  hat sich gezeigt, dass eine Schwankung in der Druckbereitstellung durch die Ölförderpumpe auftritt. Aus der FFT-Analyse ging hervor, der Druck oszilliert dabei mit einer Frequenz von ca. 3.5 Hz um den Gleichanteil. Auch in der Auswertung des Spur- und Gegenspurlagersensors konnten große Amplituden bei 3.5 Hz und dessen Harmonischen festgestellt werden. Daher wurden die Messergebnisse durch einen entsprechenden Filter im Auswerteprogramm für die weitere Betrachtung konditioniert.

Bedingt durch die Neigung der Spur- und Gegenspurlagertasche werden in der hydrostatischen Öllagerung sowohl axiale als auch radiale Druckschwankungen aufgenommen. Dadurch ist die Zuordnung einer Amplitude in den Drücken  $p_{SL}$  und  $p_{GL}$  auf eine axiale oder radiale Ursache nicht möglich. Im Gegensatz dazu sind die Führungslagertaschen vertikal angeordnet, wodurch nur radiale Druckschwankungen erfasst werden.

Wie bereits erwähnt, wurden Messdaten in 46 Betriebspunkten erfasst. Die im Folgenden betrachteten Betriebspunkte sind repräsentativ für den jeweiligen Betriebsbereich. Unterschiede zwischen den Betriebspunkten in den einzelnen Betriebsbereichen können jedoch nicht ausgeschlossen werden, da eine detaillierte Analyse aller Betriebspunkte den Rahmen dieser Arbeit sprengen würde. Die Messergebnisse für die übrigen Betriebspunkte sind dem Anhang B zu entnehmen.

Die signalbestimmenden Druckamplituden werden zunächst anhand von BP 2 im Turbinenbereich erläutert. Anschließend werden Vergleiche mit Betriebspunkten in den anderen Betriebsbereichen angestellt. Dabei erfolgt zunächst eine Betrachtung der Messergebnisse im Spur- und Gegenspurlager ( $p_{SL}$  und  $p_{GL}$ ) und anschließend im Führungslager ( $p_{FL1}$ ,  $p_{FL3}$ ,  $p_{FL4}$ ).

### 5.1 Druckschwankungen im Spur- und Gegenspurlager ( $p_{SL}$ , $p_{GL}$ )

Abbildung 36 zeigt die Frequenzspektren der Messergebnisse für  $p_{SL}$  und  $p_{GL}$  im Betriebspunkt 2. Die relative Frequenz ist in den beiden linken Diagrammen für einen Bereich von 0 bis 250 und auf der rechten Seite zur genaueren Betrachtung für einen Bereich von 0 bis 30 aufgetragen.

Die größte Amplitude in  $p_{SL}$  ist bei einem  $f/f_R = 1$  zu erkennen. Auch bei  $p_{GL}$  ist an dieser Stelle eine erhöhte Amplitude zu verzeichnen, die jedoch um den Faktor 2.4 geringer ist als bei  $p_{SL}$ . Eine erhöhte Amplitude bei dieser relativen Frequenz kann einer geringen hydraulischen Exzentrizität der Pumpturbinenwelle geschuldet sein. Eine leichte Fehlpositionierung der Schaufeln bei der Laufradmontage führt zu einer

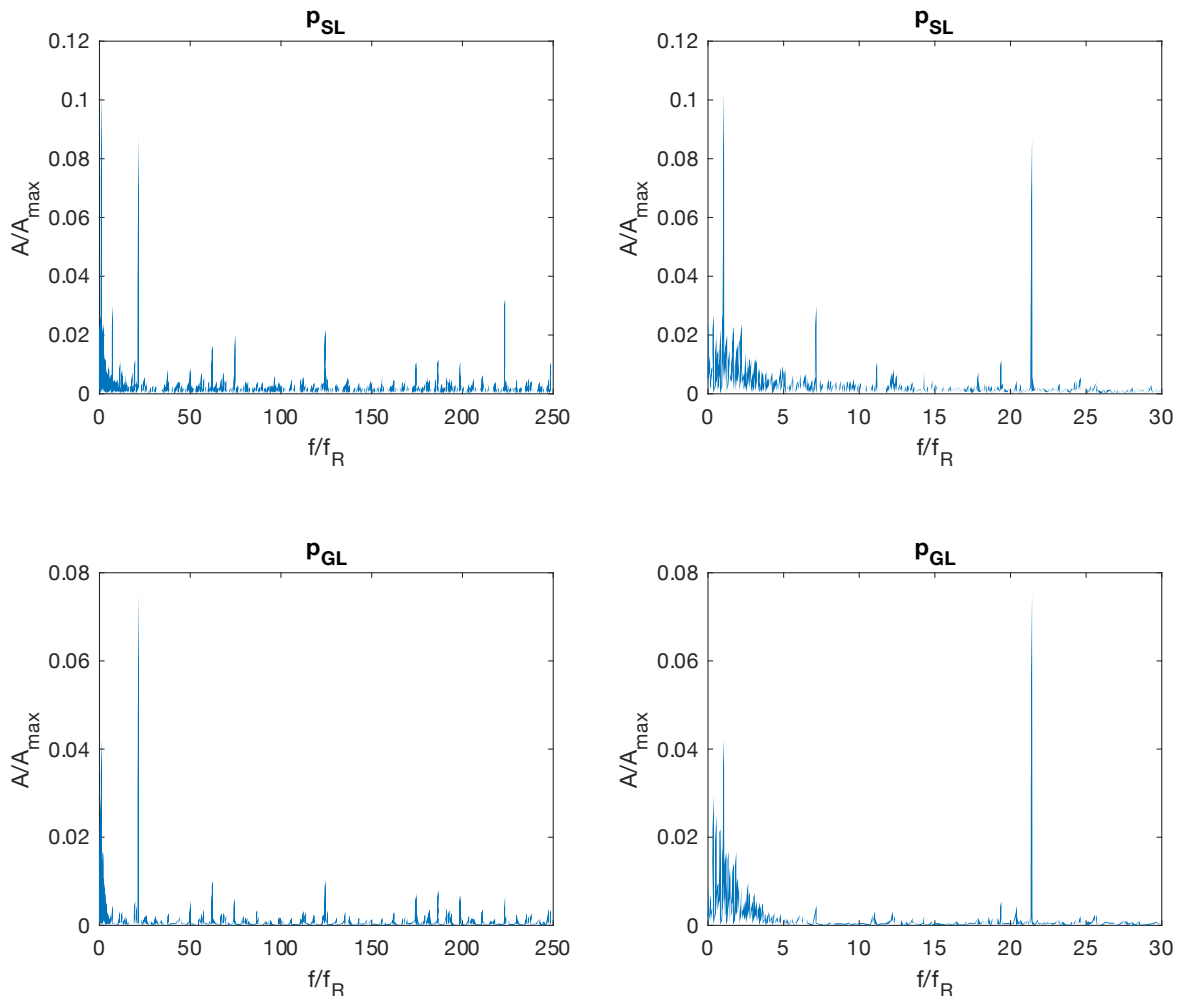


Abbildung 36: Druckschwankungen  $p_{SL}$  und  $p_{GL}$  in BP2

ungleichmäßigen Wasserverteilung in den Schaufelkanälen. Bei kleinen Turbinen kann eine hydraulische Exzentrizität auch durch das Einklemmen von Fremdkörpern in einem Laufradkanal hervorgerufen werden. Die Folge sind Druckpulsationen und eine Erhöhung der Schwingung der Pumpturbinenwelle.[31] Neben der hydraulischen Exzentrizität kann auch der Spiralsporn sowohl im Turbinen- als auch im Pumpbetrieb zu erhöhten Amplituden bei einer relativen Frequenz von  $f/f_R = 1$  führen. Denn im Bereich des Spiralsporns kommt es zu einer ungünstigen Anströmung bzw. Abströmung des Laufrades und damit zu Druckschwankungen.[31]

Zwei weitere dominante Amplituden sind in  $p_{SL}$  bei  $f/f_R = 7$  und  $21$  zu erkennen. Diese periodischen Druckschwankungen sind auf die RSI zurückzuführen, die in Abschnitt 1.3.1 erläutert worden ist. Eine Erfassung der Druckpulsationen in der hydrostatischen Öllagerung erfolgt durch die in Abschnitt 2.3 erläuterten hochfrequenten Sensoren im raumfesten Bezugssystem, wodurch das durch die RSI hervorgerufene Druckfeld mit der Frequenz  $f_{La}$  rotiert. Bei einer Laufschaufelzahl von  $z_{La} = 7$  ergibt sich eine

Laufschaufelpassierfrequenz von  $f_{La} = m * 7 * f_R$ , wobei  $m$  die Ordnung der Harmonischen angibt. Eine größere Amplitude bei der dritten Harmonischen der Laufschaufelpassierfrequenz ( $f/f_R = 21$ ) ist dem Verhältnis von Leit- zu Laufschaufelzahl (20/7) geschuldet.[31] Valero et al. [32] verzeichneten ebenfalls starke Vibrationsamplituden bei der Laufschaufelpassierfrequenz in der Lagereinheit einer Pumpturbine. Bei einem Leit- zu Laufschaufelverhältnis von 16/7 befand sich die maximale Amplitude jedoch bei der zweiten Harmonischen der Laufschaufelpassierfrequenz.

Im Bereich  $f/f_R = 0$  bis 5 sind sowohl bei  $p_{SL}$  als auch bei  $p_{GL}$  erhöhte niederfrequente Druckschwankungen sichtbar, da eine vollständige Ausfilterung der Druckschwankungen der Ölversorgungspumpe nicht möglich ist.

Eine Druckschwankung, wie sie durch einen Teillastwirbelzopf im Saugrohr verursacht würde, ist in den Drucksignalen in Abbildung 36 nicht ersichtlich. Durch eine asymmetrische Druckverteilung im Saugrohr während des Teillastbetriebs kann eine rotierende Radialkraft und ein Biegemoment entstehen, wodurch das Laufrad eine seitliche Schwingung erfährt deren relative Frequenz, von einem festen Bezugssystem aus gesehen, der relativen Frequenz des Wirbelzopfes entspricht. Der Wirbelzopf rotiert üblicherweise mit einer relativen Frequenz  $f/f_R$  von 0.2 bis 0.4 in einem Teillastbereich mit 40 % bis 80 % des Nenndurchflusses.[31]

Zum Vergleich der Messergebnisse von  $p_{SL}$  in den unterschiedlichen Betriebsbereichen wurden stellvertretend der BP 14 für die Turbinenbremse, BP 19 für die Turbinenpumpe, BP 32 für die Pumpenbremse und BP 42 für die Pumpe ausgewählt. Abbildung 37 zeigt die Frequenzspektren der einzelnen Betriebspunkte in einem Wasserfalldiagramm aufgetragen.

Es zeigt sich, dass die Druckschwankungen im BP2 deutlich geringer ausfallen als in den anderen Betriebspunkten. In BP 14 und 19 ist im Vergleich zu BP2 eine deutlich höhere Amplitude bei  $f/f_R = 1$  ersichtlich. In den Bereichen Turbinenbremse (BP 14), Turbinenpumpe (BP 19) und Pumpenbremse (BP 32) ist auch ein erhöhtes Grundrauschen zu beobachten.

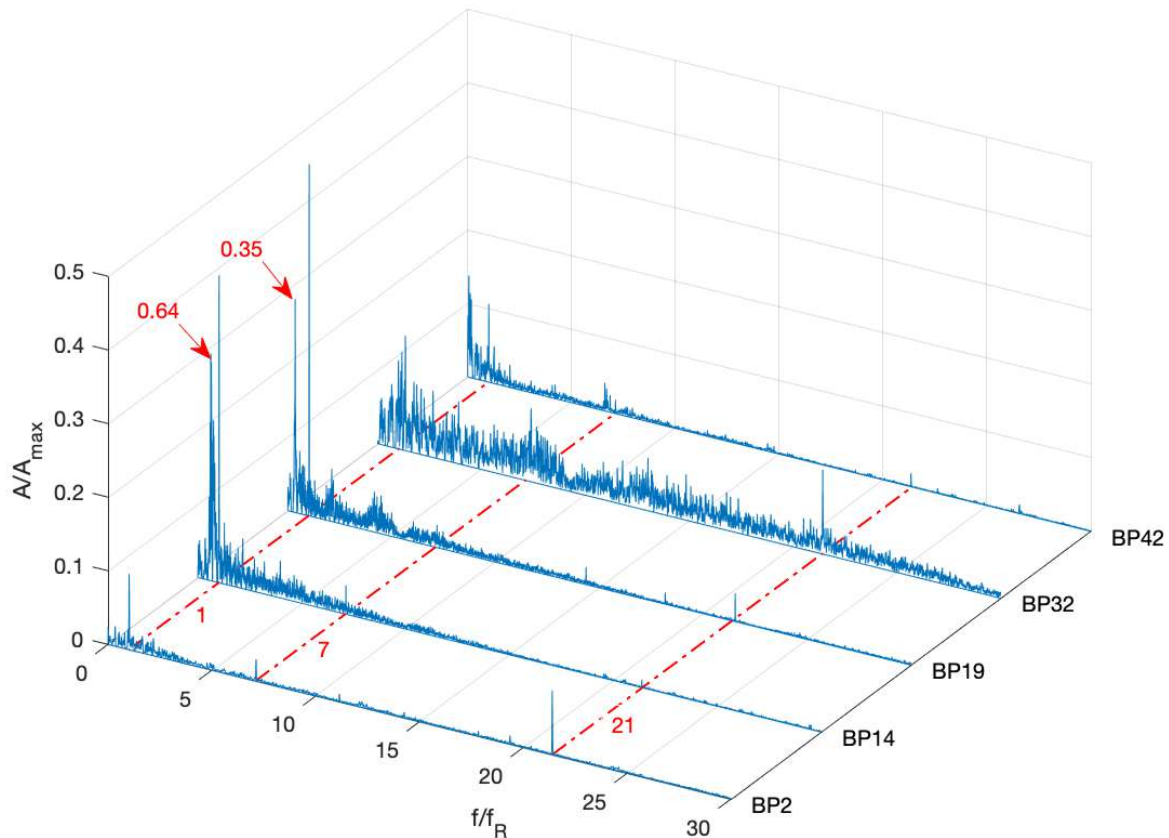


Abbildung 37: Vergleich  $p_{sl}$  in BP 2, 14, 19, 32, 42

Die zweitgrößte Amplitude in Abbildung 37 tritt in BP 14 bei einem  $f/f_R$  von 0.64 auf. Im schaufellosen Raum zwischen Leit- und Laufschaufeln kann sich im Turbinenbremsbetrieb ein sogenannter „Rotating Stall“ ausbilden. Dieser ist dadurch gekennzeichnet, dass ein oder mehrere Leit- und Laufschaufelkanäle aufgrund geringer Durchflussmengen und kleinem schaufellosen Raum einen Strömungsabriss erfahren, der nach [31] mit 50 % bis 60 % der Drehfrequenz rotiert. Dadurch kommt es zu einer Sperrwirkung und Instabilitäten, die wiederum zu starken Druckpulsationen im schaufellosen Raum führen.[33]

In BP 19 ist eine starke Druckamplitude bei einer relativen Frequenz von 0.35 zu beobachten. Diese Druckpulsation ist jedoch nicht auf einen Wirbelzopf zurückzuführen, da sich BP 19 im Bereich des Turbinenpumpen befindet.

Druckpulsationen infolge der RSI treten hauptsächlich im BP 2, 19 und 32 auf. Ein Vergleich aller Betriebspunkte zeigte auch, dass die Druckpulsationen aufgrund der RSI im Führungslager immer höhere Amplituden aufweisen als im Spur- und Gegenspurlager.

## 5.2 Druckschwankungen im Führungslager ( $p_{FL1}$ , $p_{FL3}$ , $p_{FL4}$ )

Die Frequenzspektren der Messergebnisse für  $p_{FL1}$ ,  $p_{FL3}$  und  $p_{FL4}$  in Abbildung 38 zeigen, dass die dominierenden Druckschwankungen bei den relativen Frequenzen 1, 7 und 21 auftreten. Dabei wird eine maximale Amplitude bei  $f/f_R = 21$  in allen drei Führungslagertaschen ersichtlich.

Des Weiteren ist die Druckamplitude in  $p_{FL4}$  bei einer relativen Frequenz von 1 höher als in  $p_{FL1}$  und  $p_{FL3}$ . Noch ausgeprägter ist dieser Trend bei den BP im Bereich Pumpen. Zurückzuführen ist dies auf die Sensorposition zur Ermittlung von  $p_{FL4}$  nach dem Spiralsporn (siehe Abbildung 13). Druckschwankungen, die durch einen Wirbelzopf bei Teillast in der Saugleitung verursacht werden würden, sind wiederum nicht zu erkennen.

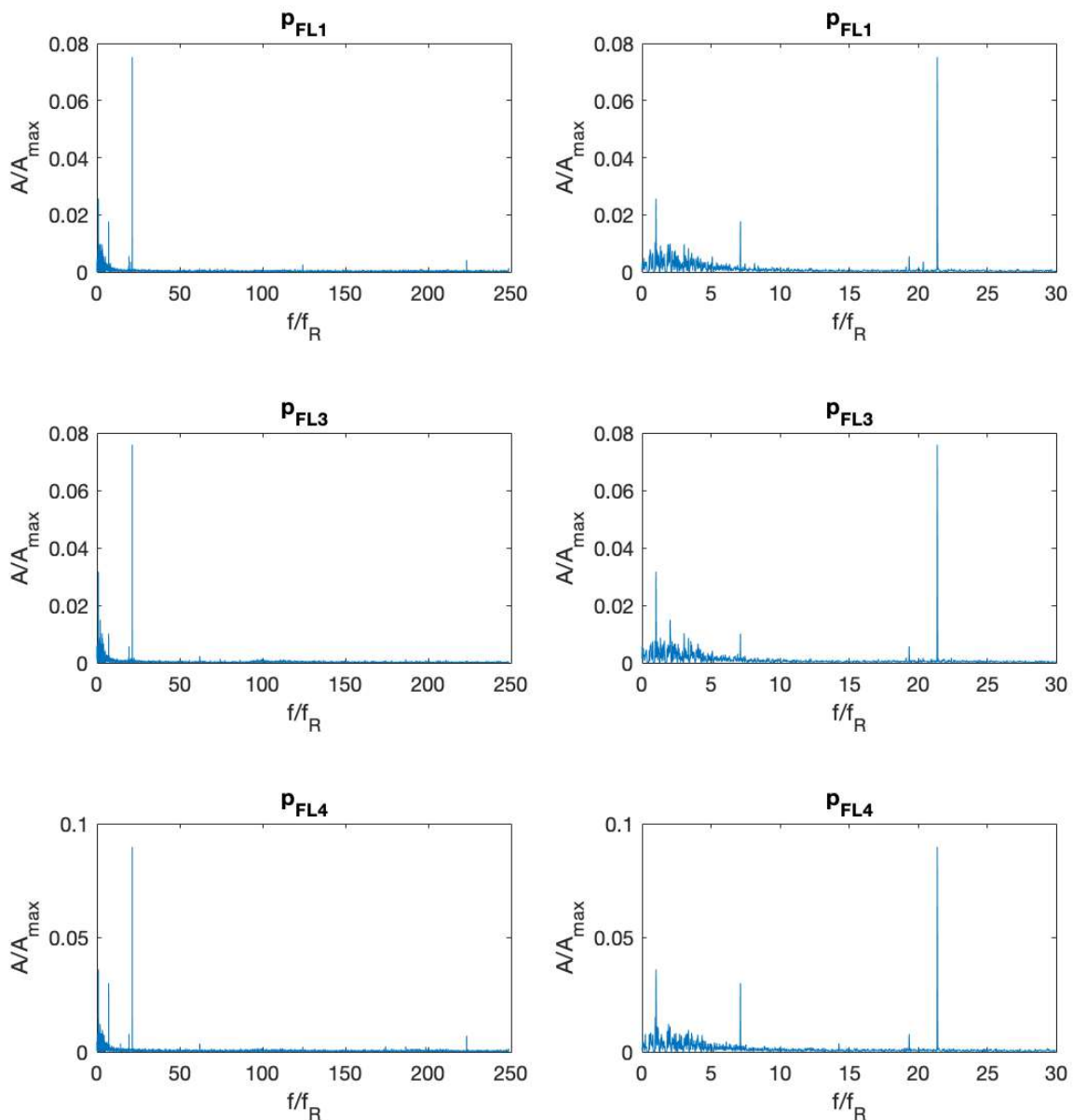


Abbildung 38: Druckschwankungen  $p_{FL1}$ ,  $p_{FL3}$  und  $p_{FL4}$  in BP2

Für den Vergleich der Messergebnisse von  $p_{FLA}$  in den verschiedenen Betriebsbereichen werden die gleichen Betriebspunkte (2, 14, 19, 32, 42) wie zuvor in Abschnitt 5.1 verwendet und in einem Wasserfalldiagramm dargestellt.

Wie in Abbildung 39 zu sehen, sind die auftretenden Druckschwankungen in BP 2 deutlich geringer als in den übrigen Betriebspunkten. Die durch die RSI bei  $f/f_R = 21$  verursachten Druckpulsationen sind in jedem Betriebspunkt deutlich zu erkennen, wobei sie in BP 19 und 32 an Intensität zunehmen. Ein Vergleich zeigte auch, dass die dritte Harmonische der Druckpulsationen, verursacht durch die RSI, in allen Betriebspunkten erkennbar ist. Im BP 19 sind auch Amplituden bei  $f/f_R = 14$  zu erkennen, was der zweiten Harmonischen der Laufschaufelpassierfrequenz entspricht. Das Grundrauschen ist in BP 14 und 19 im tieffrequenten Bereich etwas erhöht und besonders ausgeprägt in BP 32, wie auch bei  $p_{SL}$  in diesem Betriebspunkt zu erkennen war.

Die größten Amplituden in BP 14 und 19 treten bei relativen Frequenzen von 0.64 und 0.35 auf. Im Spurlager führten sie hingegen nur zu den zweithöchsten Druckpulsationen. Die Amplituden bei  $f/f_R = 1$  erreichen in den Betriebspunkten 14 und 19 ihr Maximum und nehmen in Pumpendrehrichtung (BP 32 und 42) wieder etwas ab.

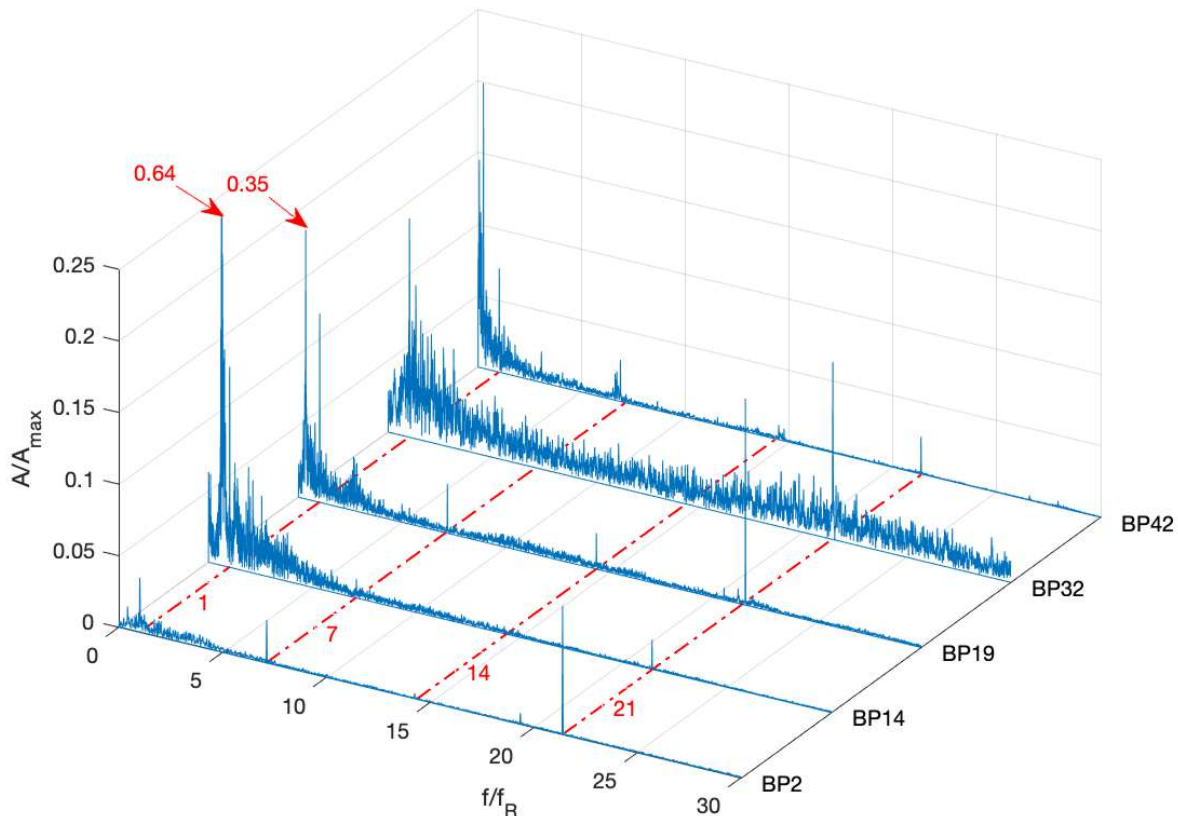


Abbildung 39: Vergleich  $p_{FLA}$  in BP 2, 14, 19, 32, 42

## 6 Erkenntnisse und Ausblick auf weitere Arbeiten

Gegenstand der vorliegenden Arbeit war die experimentelle Untersuchung des Axialschubs sowie der radialen und axialen Druckschwankungen in der Lagereinheit einer Pumpturbine am Institut für Energietechnik und Thermodynamik an der Technischen Universität Wien. Die Pumpturbine ist ein homologes Modell einer Großausführung und in einem geschlossenen Versuchskreislauf angeordnet, dessen Hauptbestandteile der Oberwasser- und Unterwasserbehälter sowie die Versorgungspumpe sind. Zur Gewinnung eines Zusammenhanges zwischen dem Differenzdruck von Spur- und Gegenspurlager und einer auf den Wellenstrang einwirkenden Axialkraft, wurde vor den eigentlichen Messungen eine Kalibrierung mit einer speziell für diese Pumpturbine entworfenen Vorrichtung durchgeführt.

Eine Ermittlung des Axialschubverlaufes in den 4-Quadranten erfolgte für eine Leitapparatöffnung von  $a = 14 \text{ mm}$  einerseits bei konstanter Höhe  $H$  und andererseits bei konstanter Pumpturbinendrehzahl  $n$ . Aufgrund der Drehmomentbegrenzung des Prüfstandes konnte für den Axialschub bei konstanter Pumpturbinendrehzahl kein vollständiger Verlauf aufgenommen werden.

Erwartungsgemäß wurden erhöhte Axialschubschwankungen in den Übergangsbereichen Turbine zu Turbinenbremse und Pumpenbremse zu Pumpe festgestellt. Zudem konnte festgestellt werden, dass die Höhe des Wasserspiegels im Unterwasserkessel einen erheblichen Einfluss auf die erhaltenen Messergebnisse hat, weshalb Höhenschwankungen in der Folge durch eine entsprechende Korrektur ausgeglichen wurden. Neben der experimentellen Ermittlung des Axialschubes erfolgte auch eine analytische Berechnung, wobei sich im Pumpenbremsenbereich höhere Axialschubwerte im Vergleich zu den Messergebnissen ergaben. Zur Kontrolle der Reproduzierbarkeit der Messergebnisse wurde ein Vergleich zwischen den Axialschubverläufen bei  $H = \text{konst.}$ ,  $n = \text{konst.}$  und dem von Malik [28] ermittelten Axialschub angestellt.

Aufgrund der Untersuchungen konnte festgestellt werden, dass der Axialschub bei  $H = \text{konst.}$  im Turbinenbereich stark von den anderen Verläufen abweicht. Eine Ursache hierfür konnte in der zu niedrigen Temperatur des Öls am Differenzdrucksensor zu Beginn der Messungen gefunden werden, wodurch sich ein zu niedriger Tarierwert eingestellt hat. Zwischen dem Öffnen des Magnetventils und dem Messbeginn muss daher eine Zeitspanne von mindestens  $108 \text{ min}$  abgewartet werden, damit das Öl am Differenzdrucksensor die Betriebstemperatur erreicht und sich der Tarierwert entsprechend einstellen kann.

Im Axialschubvergleich zeigte sich auch, dass eine Leitapparatöffnungskorrektur im Turbinenbereich zu einer Überschneidung des Axialschubes von Malik [28] und jenem

bei  $H = \text{konst.}$  führt. Bei der Untersuchung dieses Einflusses konnte festgestellt werden, dass ein geringes Schließen des Leitapparates eine Erhöhung und ein geringes Öffnen des Leitapparates eine Verringerung des Axialschubes zur Folge hat. Eine Gesetzmäßigkeit konnte jedoch aufgrund der unterschiedlichen Axialschubänderungen bei gleicher Leitapparatverstellung nicht festgestellt werden, wodurch eine genauere Untersuchung in zukünftigen Arbeiten gegeben wäre.

Hochfrequente Messungen wurden mit instrumentierten piezoresistiven Drucksensoren in den Lagertaschen des Spurlagers und des Führungslagers durchgeführt. Ein zusätzlicher Sensor in der hydraulischen Zuleitung des Spurlagers zeigte Schwankungen in der Druckbereitstellung durch die Ölförderpumpe, so dass für zukünftige Messungen eine Verbesserung der Zuleitung durch entsprechende Dämpfungskomponenten anzustreben ist.

Die Messergebnisse in 46 Betriebspunkten, welche mit einer Messfrequenz von 4000 Hz über eine Messdauer von jeweils 10 s ermittelt wurden, zeigten deutliche Druckschwankungen bei  $f/f_R = 7$  und  $f/f_R = 21$ , verursacht durch die Rotor-Stator-Interaktion. Die resultierenden Amplituden waren jedoch im Führungslager stets größer als im Spur- und Gegenspurlager.

Ein weitere Druckschwankung, die nahezu in allen Betriebspunkten bei  $f/f_R = 1$  zu erkennen war, ist auf den Spiralsporn zurückzuführen. Hierbei traten die größten Amplituden im Spurlager auf. Im Turbinenbremsbereich (BP 14) konnte außerdem eine Druckpulsation bei  $f/f_R = 0.64$  aufgrund eines „Rotating Stalls“ im schaufellosen Raum verzeichnet werden. Druckschwankungen, die durch einen Teillastwirbel verursacht werden, konnten nicht festgestellt werden.

Generell waren die gemessenen Druckschwankungen im Spur- und Gegenspurlager immer größer als im Führungslager, was auf die kombinierte Erfassung von axialen und radialen Druckschwankungen im Spur- und Gegenspurlager zurückzuführen ist. Eine Ermittlung der rein axialen Druckschwankungen wäre durch einen entsprechenden Vergleich von Spur- und Führungslager in einer zukünftigen Arbeit möglich.

Von Interesse wäre auch die Untersuchung der Druckschwankungen bei anderen Leitapparatstellungen, wobei im schaufellosen Raum die zusätzliche Anbringung von weiteren piezoresistiven Drucksensoren die Möglichkeit eröffnen würde, die durch das Öl und das Wasser in der Lagerung entstehende Dämpfung auf die Druckpulsationen zu ermitteln.

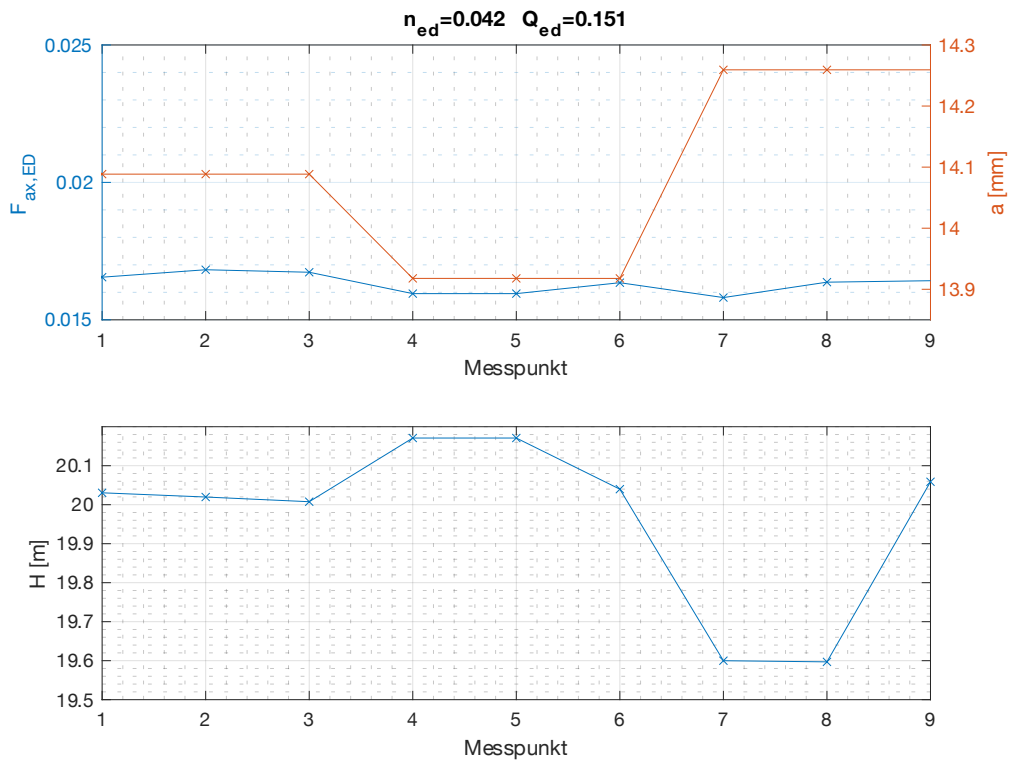


## Literaturverzeichnis

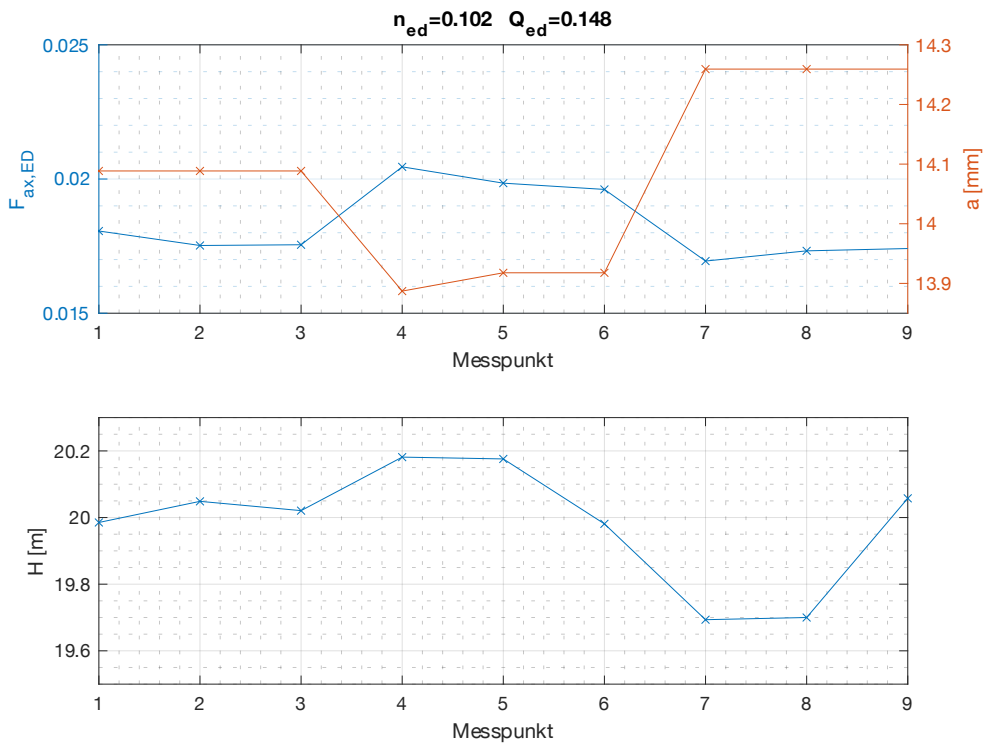
- [1] Giesecke, J.: *Wasserkraftanlagen : Planung, Bau und Betrieb*. Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, 2014.
- [2] Mao, Z.; Tao, R.; Bi, H.; Luo, Y. and Wang, Z.: Numerical study of hydraulic axial force of prototype pump-turbine pump mode's stop with power down. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 774 (1): 012094, 2021.
- [3] Rao, Y.; Huili, B.; Jun, W.; Tao, L.; Funan, C.; Honggang, F.; Zhengwei, W. and Jingshi, L.: Analysis of Transient Force Performances of Pump-Turbine during Stop Process in Pump Mode. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 774 (1): 012101, 2021.
- [4] Gustavsson, R. and Isaksson, E.: Measurement of loads acting on a hydropower unit during stationary and transient operations. *Applications in Engineering Science*, 7 (-): -, 2021.
- [5] Gantar, M.; Florjancic, D. and Sirok, B.: Hydraulic Axial Thrust in Multistage Pumps—Origins and Solutions. *Journal of Fluids Engineering*, 124 (2): 336-341, 2002.
- [6] Nässelqvist, M.; Gustavsson, R. and Aidanpää, J.-O.: A Methodology for Protective Vibration Monitoring of Hydropower Units Based on the Mechanical Properties. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 135 (4): 041007, 2013.
- [7] Tiainen, J.; Jaatinen-Värri, A.; Grönman, A.; Sallinen, P.; Honkatukia, J. and Hartikainen, T.: Validation of the Axial Thrust Estimation Method for Radial Turbomachines. *International Journal of Rotating Machinery*, 2021 (-): -, 2021.
- [8] Ji, X.-Y.; Li, X.-B.; Su, W.-T.; Lai, X. and Zhao, T.-X.: On the hydraulic axial thrust of Francis hydro-turbine. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 30 (5): 2029-2035, 2016.
- [9] Schaefer, S. and Olson, E.: Experimental evaluation of axial thrust in pumps. *World Pumps*, 1999 (393): 34-37, 1999.
- [10] Stasenko, D.; Rao, N. and Narzary, D.: *Thrust Force Measurements in an Axial Steam Turbine Test Rig*. in *ASME Turbo Expo 2020: Turbomachinery Technical Conference and Exposition*. 2020, 21. September.
- [11] Cupillard, S. and Aidanpää, J.O.: *Influence of the thrust bearing on the natural frequencies of a 72-MW hydropower rotor*. in *28th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*. 2016, 4. Juli. Grenoble, France: IOP Publishing Ltd.
- [12] Chen, H.; Zhou, D.; Kan, K.; Xu, H.; Zheng, Y.; Binama, M.; Xu, Z. and Feng, J.: Experimental investigation of a model bulb turbine under steady state and load rejection process. *Renewable Energy*, 169 (-): 254-265, 2021.
- [13] Bidaut, Y. and Dessibourg, D.: *The challenge for the accurate determination of the axial rotor thrust in centrifugal compressors*. in *Asia Turbomachinery & Pump Symposium*. 2016, 22. Februar. Singapur: Turbomachinery Laboratory, Texas A&M Engineering Experiment Station.
- [14] Baun, D.O. and Flack, R.D.: A Plexiglas Research Pump With Calibrated Magnetic Bearings/Load Cells for Radial and Axial Hydraulic Force Measurement. *Journal of Fluids Engineering*, 121 (1): 126-132, 1999.
- [15] Novotný, V.; Habán, V.; Skoták, A. and Loub, R.: Dynamic Radial Forces and Pressure Fluctuations Measurement at Off-Design Conditions on a Model Scale Pump-Turbine. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 405 (1): 012016, 2019.

- [16] Gao, Y.; Rao, Z.; Yin, J.; Tian, G.Y. and Li, R.: Measurement of multi-component hydraulic loads with compensation of dynamic load. *IEEE Sensors Journal*, 21 (1): 231-238, 2020.
- [17] Gülich, J.F.: *Kreiselpumpen - Handbuch für Entwicklung, Anlagenplanung und Betrieb*. Springer Vieweg Berlin, Heidelberg, 2021.
- [18] Sigloch, H.: *Strömungsmaschinen - Grundlagen und Anwendungen*. Carl Hanser Verlag, 2021.
- [19] Zemanová, L. and Rudolf, P.: Flow Inside the Sidewall Gaps of Hydraulic Machines: A Review. *Energies*, 13 (24): 6617, 2020.
- [20] Standardization, I.O.f. *IEC 60193:2019-04 - Hydraulic turbines, storage pumps and pump turbines - Model acceptance tests*, 2019.
- [21] Liang, Q.; Fan, J. and Shi, Q.: Influence of hydraulic characteristics on transient behavior of ultra-high head pump turbine. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 240 (7): 072028, 2019.
- [22] Ješe, U.; Novotný, V. and Skoták, A.: Development trends in the field of reversible pump-turbines – Study of pumping and generating mode off-design conditions. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 240 (8): 082009, 2019.
- [23] International Organization for Standardization. *ISO/IEC GUIDE 98-1:2009(E) - Uncertainty of measurement - Part 1: Introduction to the expression of uncertainty in measurement*, 2009.
- [24] Parthier, R.: *Messtechnik : Grundlagen und Anwendungen der elektrischen Messtechnik*. Springer Fachmedien Wiesbaden, Wiesbaden, 2016.
- [25] Deutsches Institut für Normung. *DIN 1319-1:1995-01 - Grundlagen der Messtechnik - Teil 1: Grundbegriffe (DIN 1319-1:1985-06)*, 1995 January.
- [26] Deutsches Institut für Normung. *DIN 1319-3:1996-05 - Grundlagen der Messtechnik - Teil 3: Auswertung von Messungen einer einzelnen Messgröße, Messunsicherheit (DIN 1319-3:1983-08)*, 1996 May.
- [27] Maly, A.: Experimental investigation of free surface oscillation in the draft tube of hydraulic machines. Dissertation, Technische Universität Wien, 2019.
- [28] Malik, A.: Axialschubmessung an einer Modellpumpturbine. Diplomarbeit, Technische Universität Wien, 2020.
- [29] Maly, A.: Einfluss der Einbautiefe auf das Kennlinienverhalten einer Pumpe im Turbinenbetrieb. Diplomarbeit, Technische Universität Wien, 2015.
- [30] Bundesamt für Konjunkturfragen. *Kleinwasserkraftwerke - Wasserturbinen. Impulsprogramm PACER*. 1995.
- [31] Dörfler, P.; Sick, M. and Coutu, A.: *Flow-Induced Pulsation and Vibration in Hydroelectric Machinery*. Springer London, 2013.
- [32] Valero, C.; Egusquiza, M.; Egusquiza, E.; Presas, A.; Valentin, D. and Bossio, M.: Extension of Operating Range in Pump-Turbines - Influence of Head and Load. *Energies*, 10 (12): 2178, 2017.
- [33] Widmer, C.; Staubli, T. and Ledergerber, N.: Unstable Characteristics and Rotating Stall in Turbine Brake Operation of Pump-Turbines. *Journal of Fluids Engineering*, 133 (4): 041101, 2011.

# A Diagramme - Einfluss der Leitappartstellung

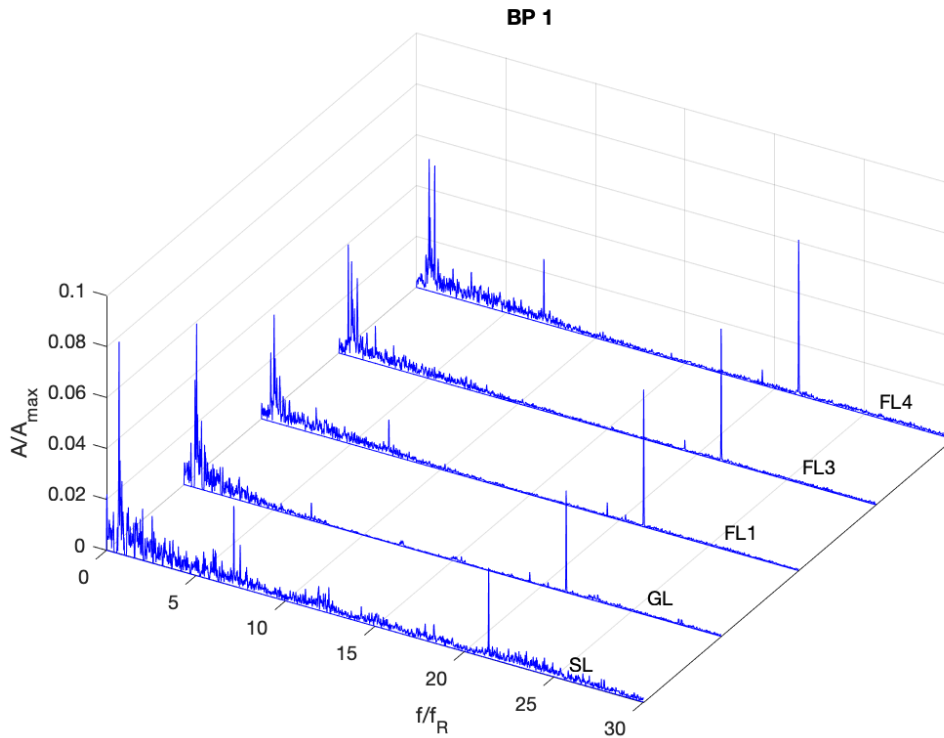


A.Abbildung 1: Betriebspunkt 1 - Leitapparateinfluss

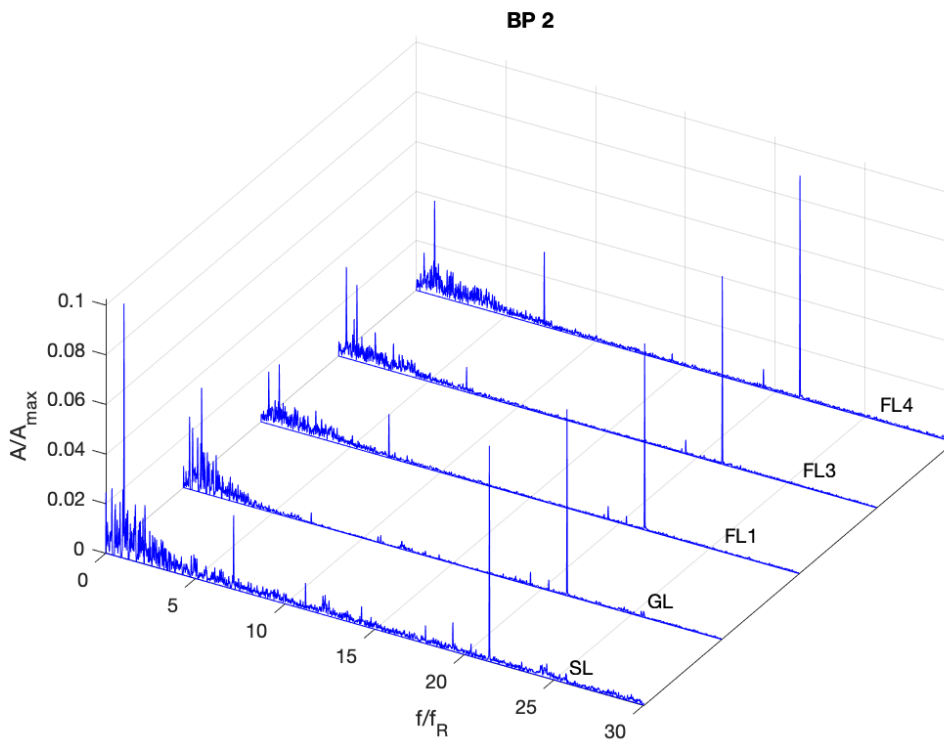


A.Abbildung 2: Betriebspunkt 2 - Leitapparateinfluss

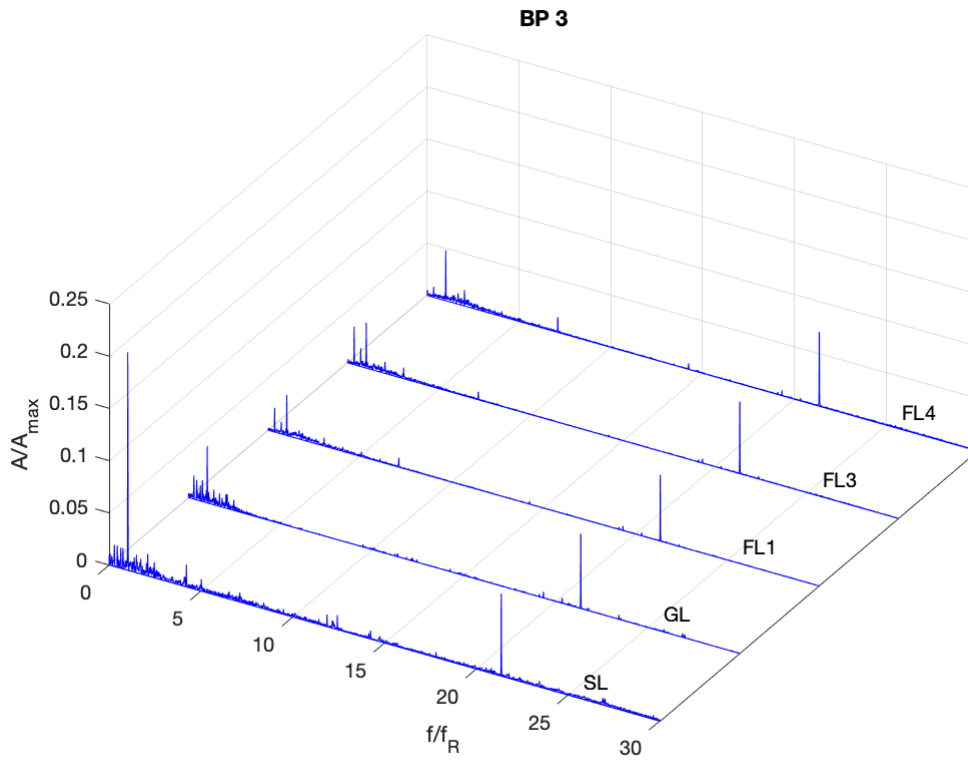
## B Diagramme - Hochfrequente Messungen



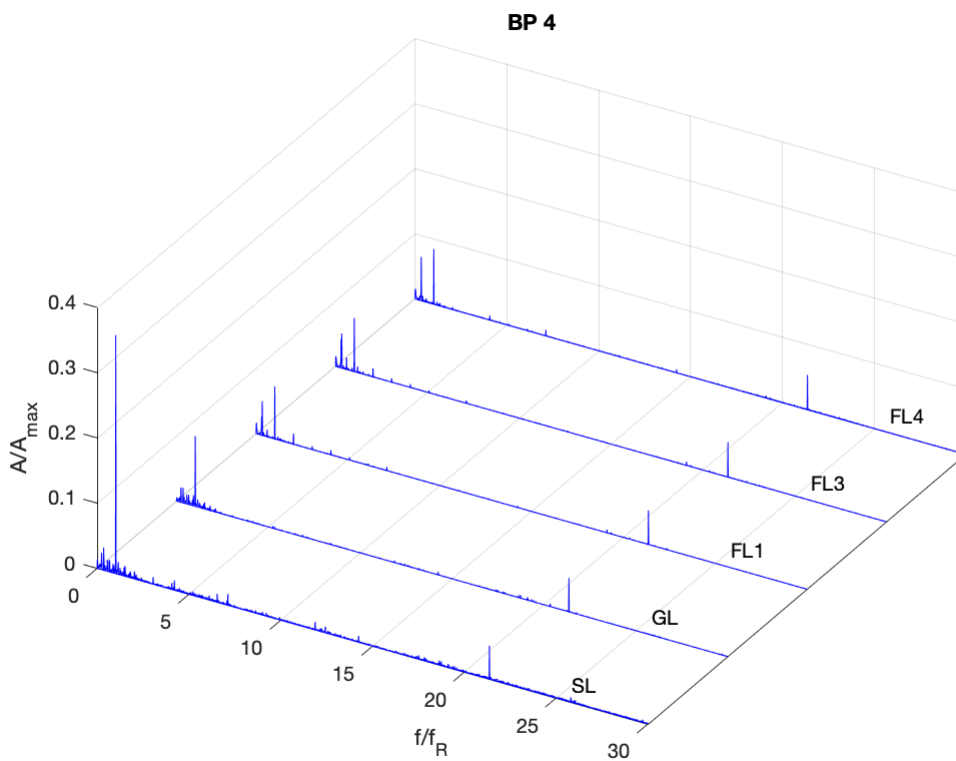
B.Abbildung 1: Vergleich - BP 1



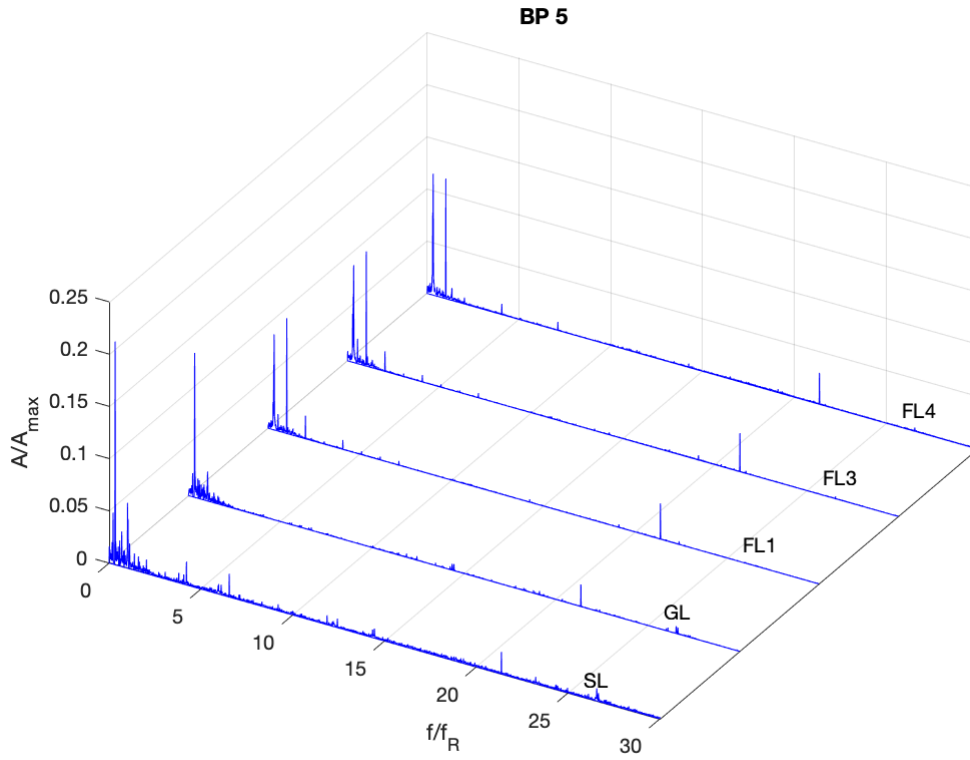
B.Abbildung 2: Vergleich - BP 2



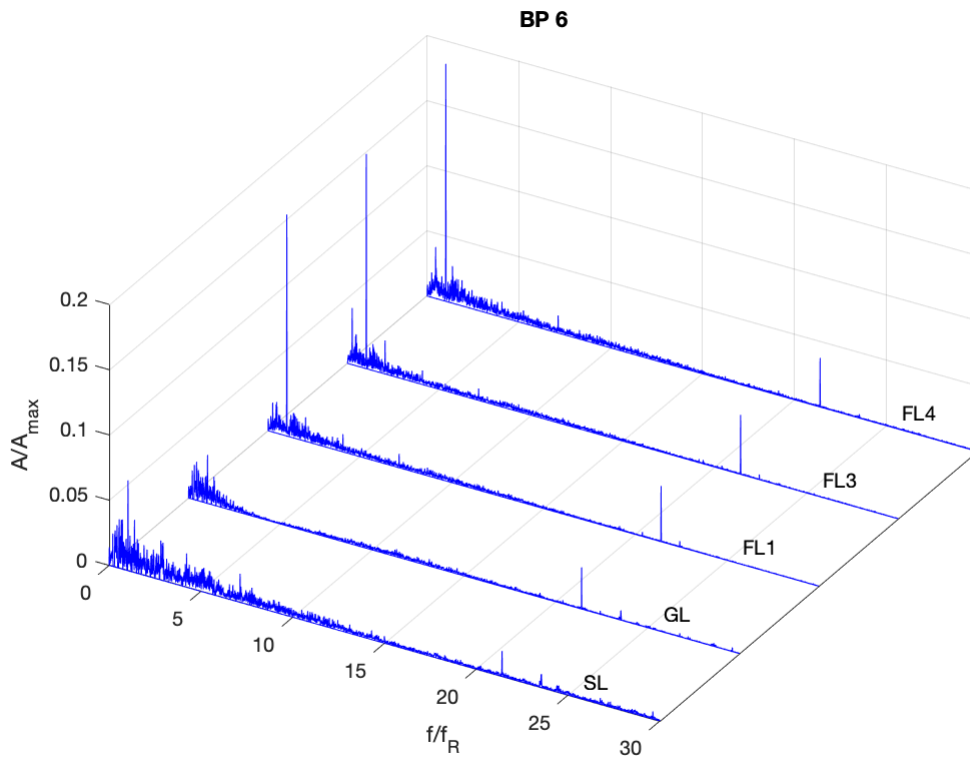
B.Abbildung 3: Vergleich - BP 3



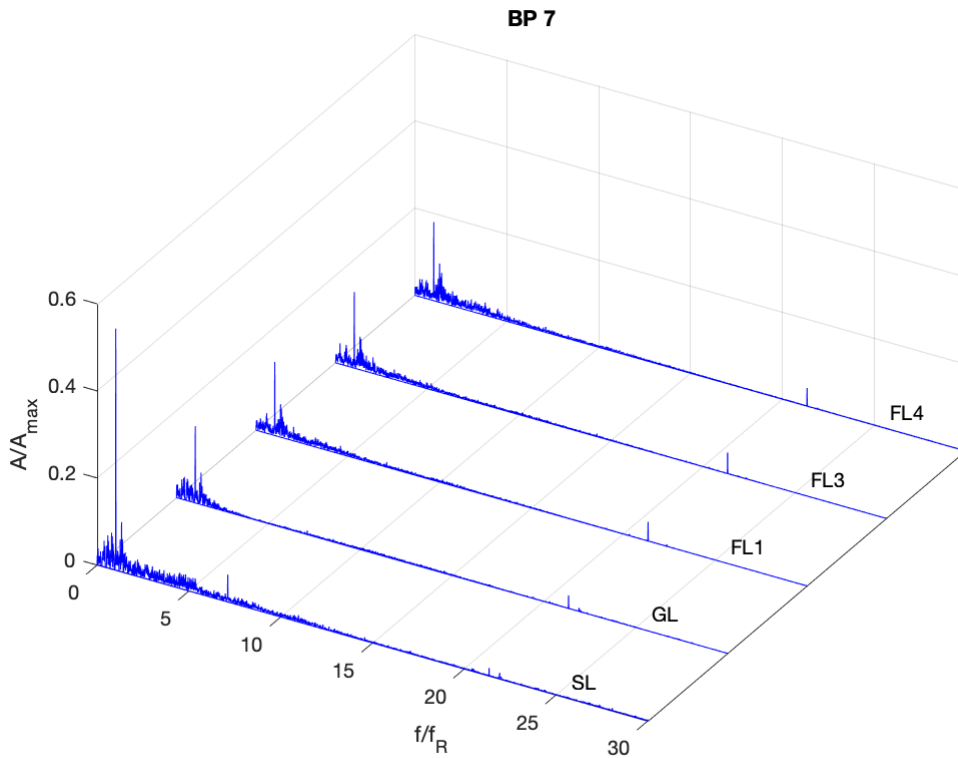
B.Abbildung 4: Vergleich - BP 4



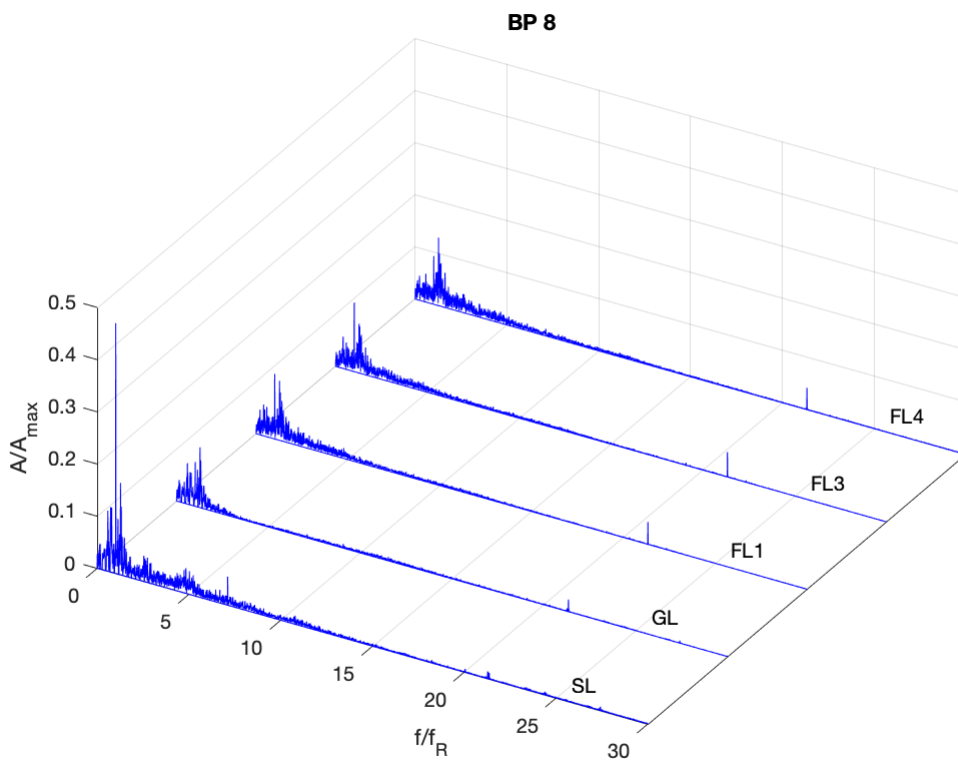
B.Abbildung 5: Vergleich - BP 5



B.Abbildung 6: Vergleich - BP 6

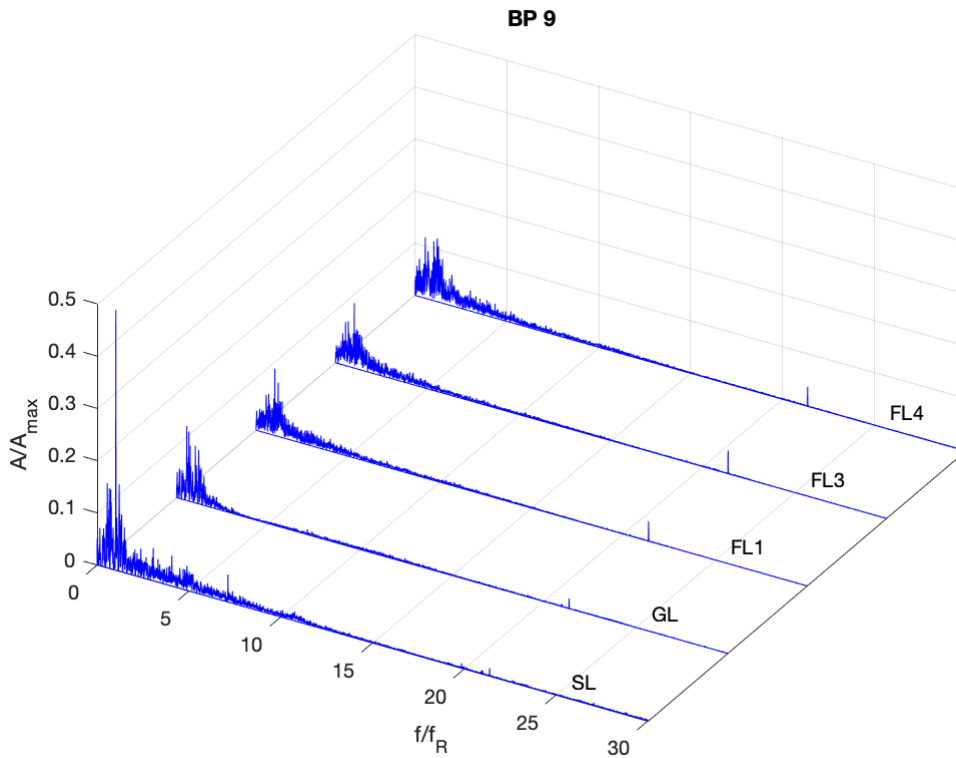


B.Abbildung 7: Vergleich - BP 7

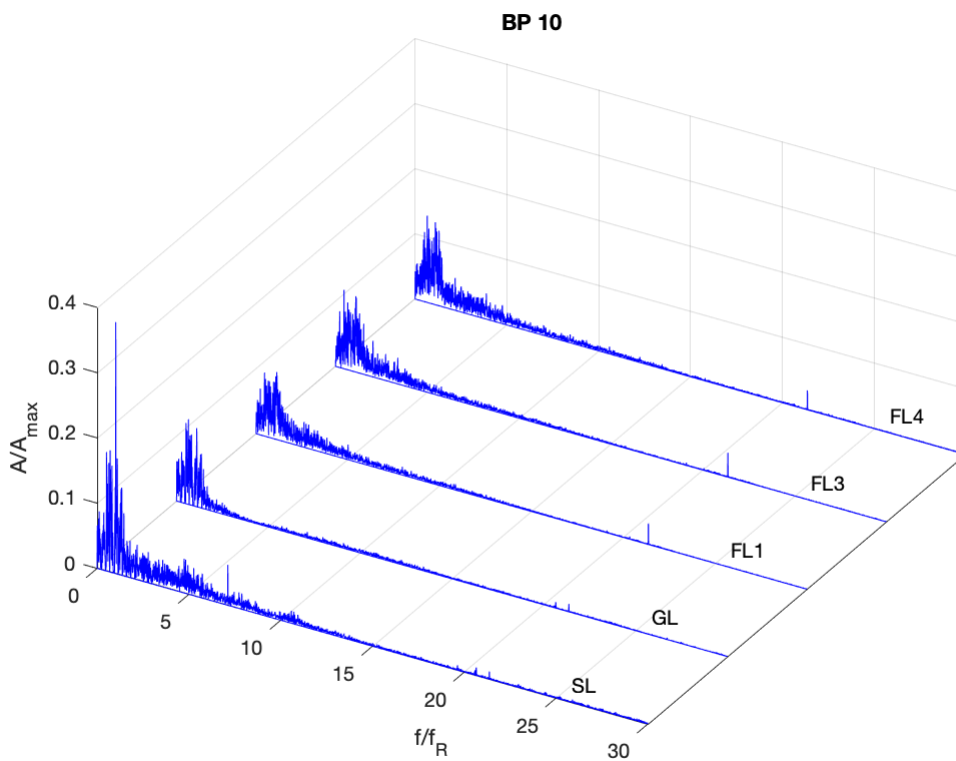


B.Abbildung 8: Vergleich - BP 8

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar  
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

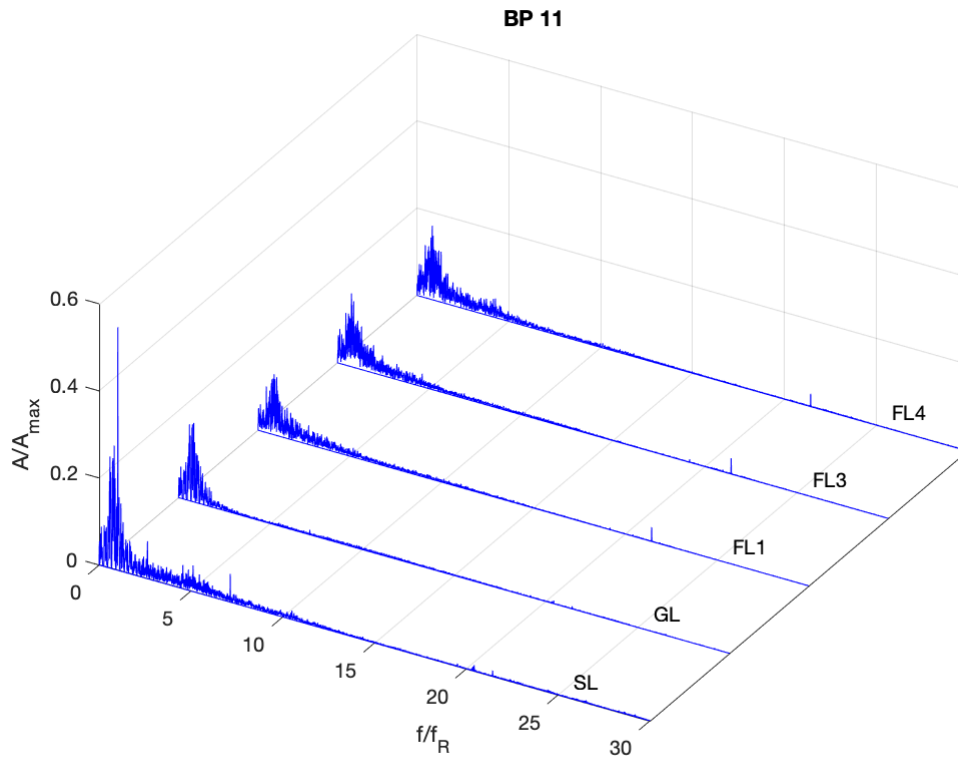


B.Abbildung 9: Vergleich - BP 9

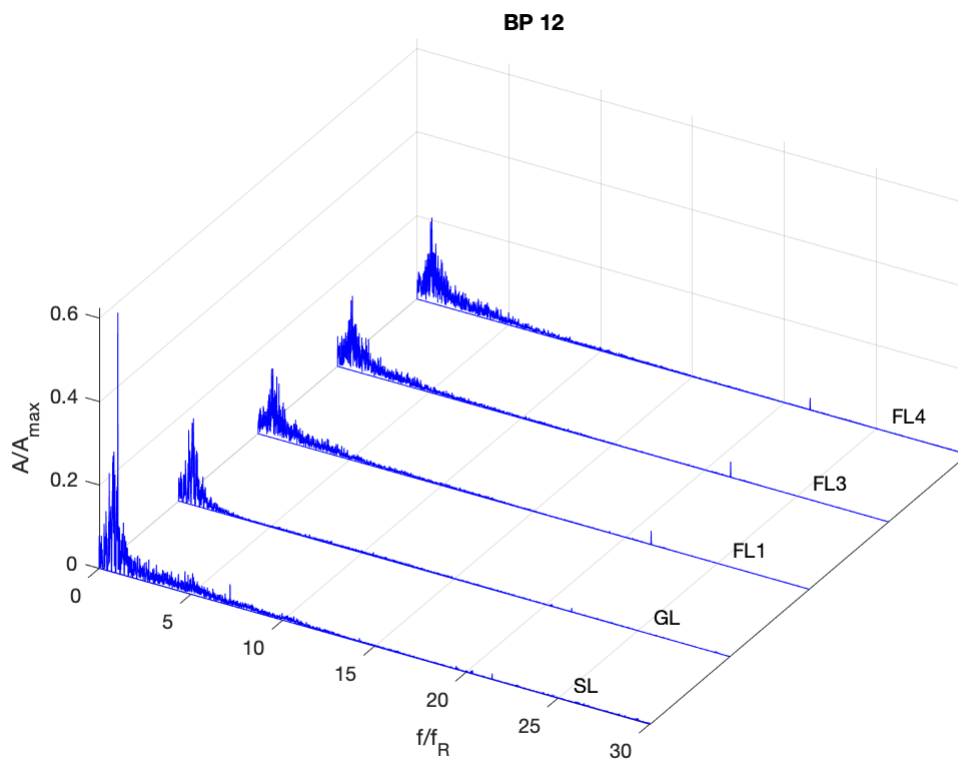


B.Abbildung 10: Vergleich - BP 10

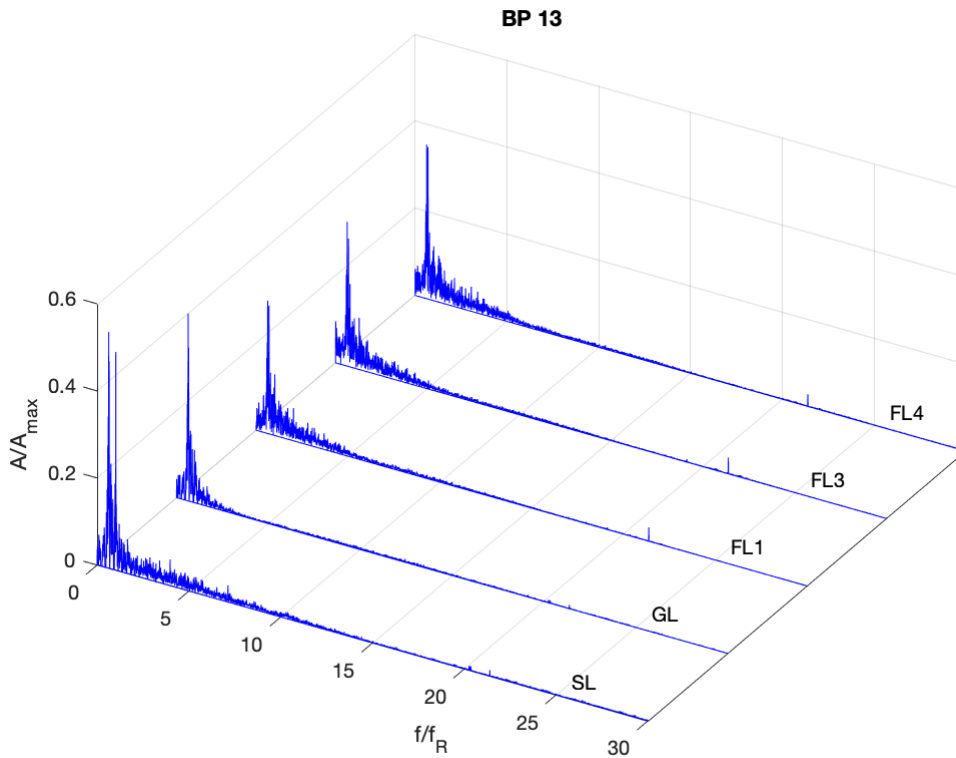




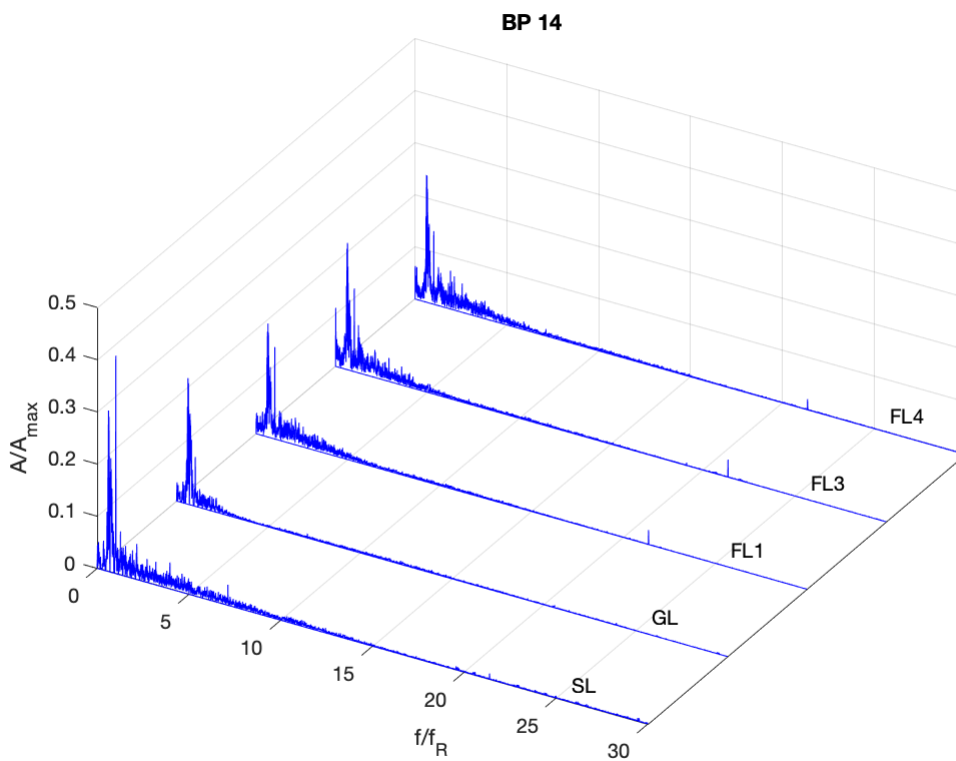
B.Abbildung 11: Vergleich - BP 11



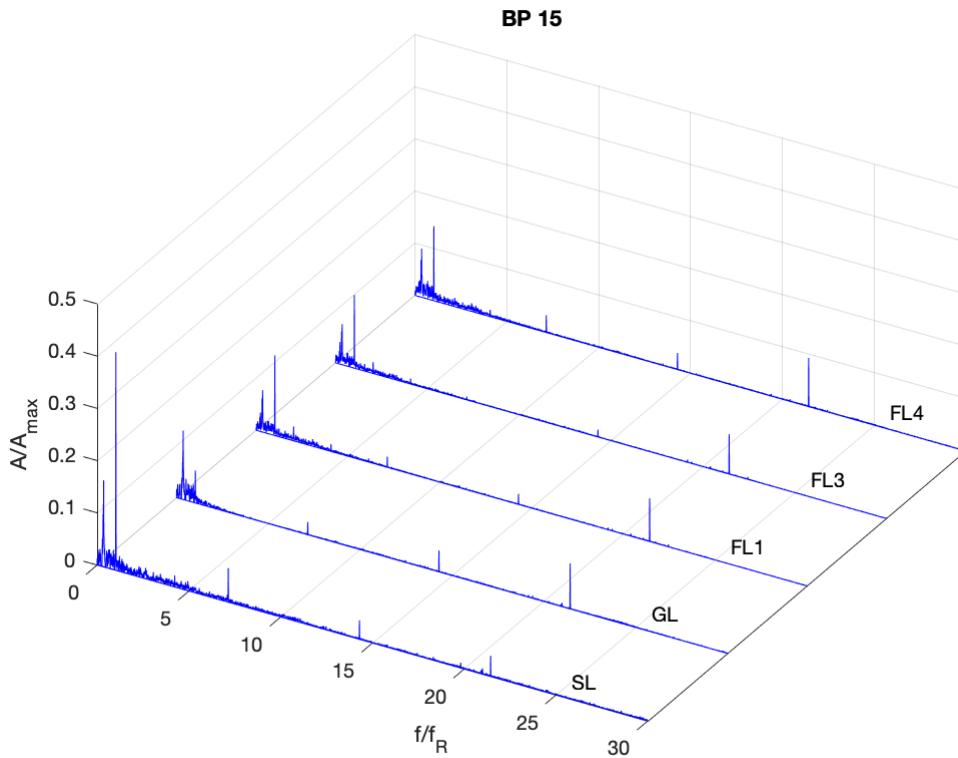
B.Abbildung 12: Vergleich - BP 12



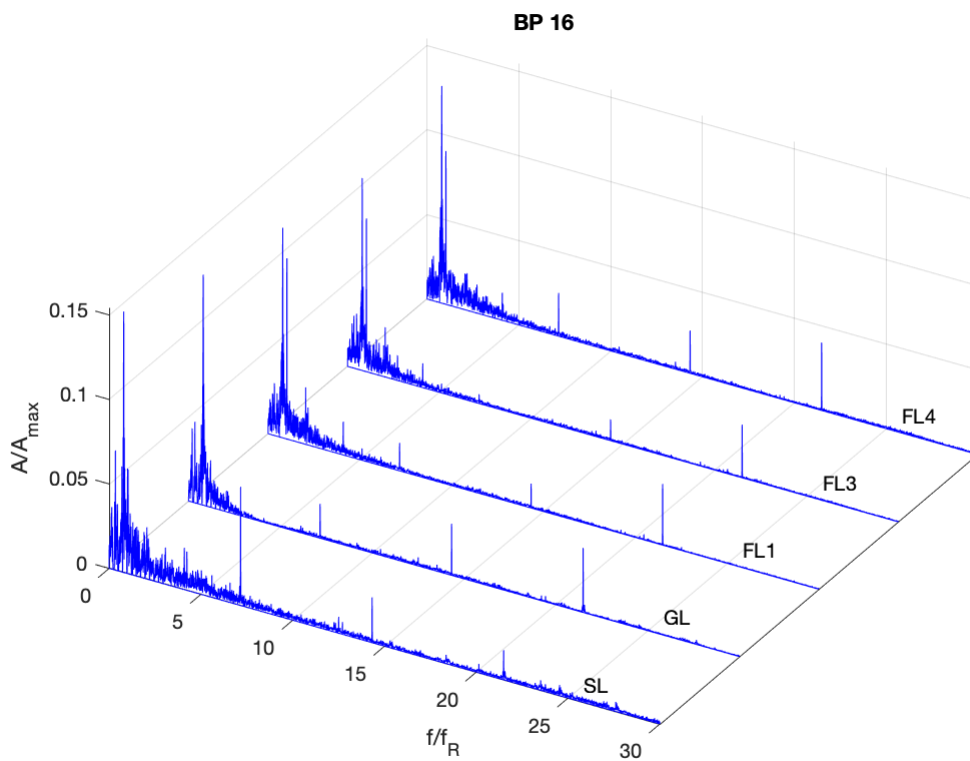
B.Abbildung 13: Vergleich - BP 13



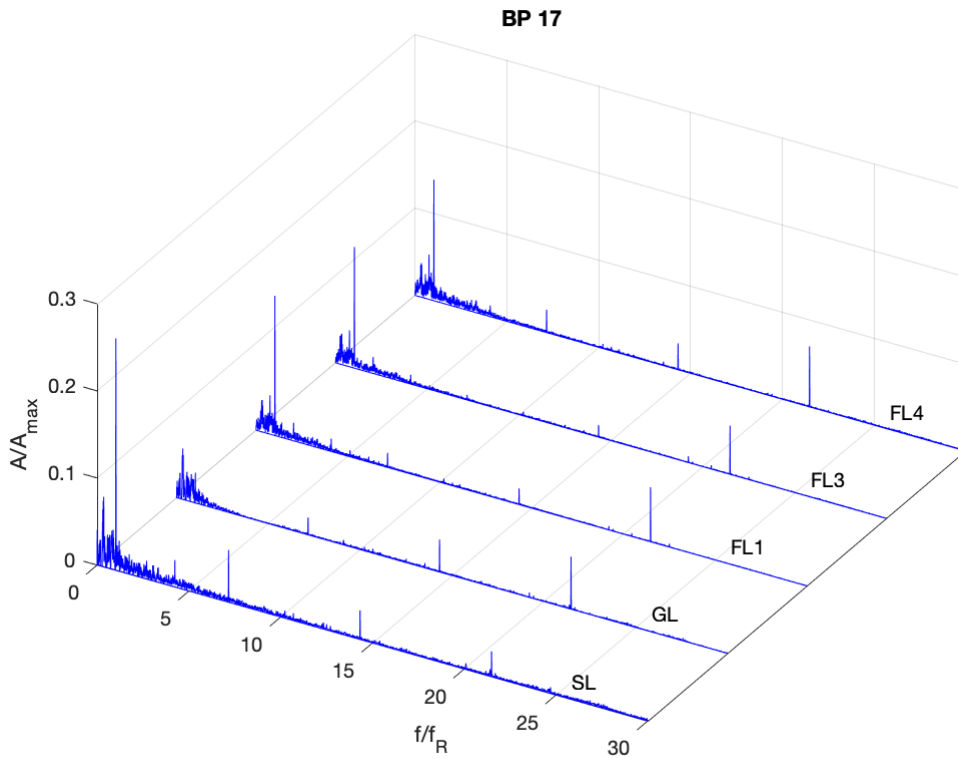
B.Abbildung 14: Vergleich - BP 14



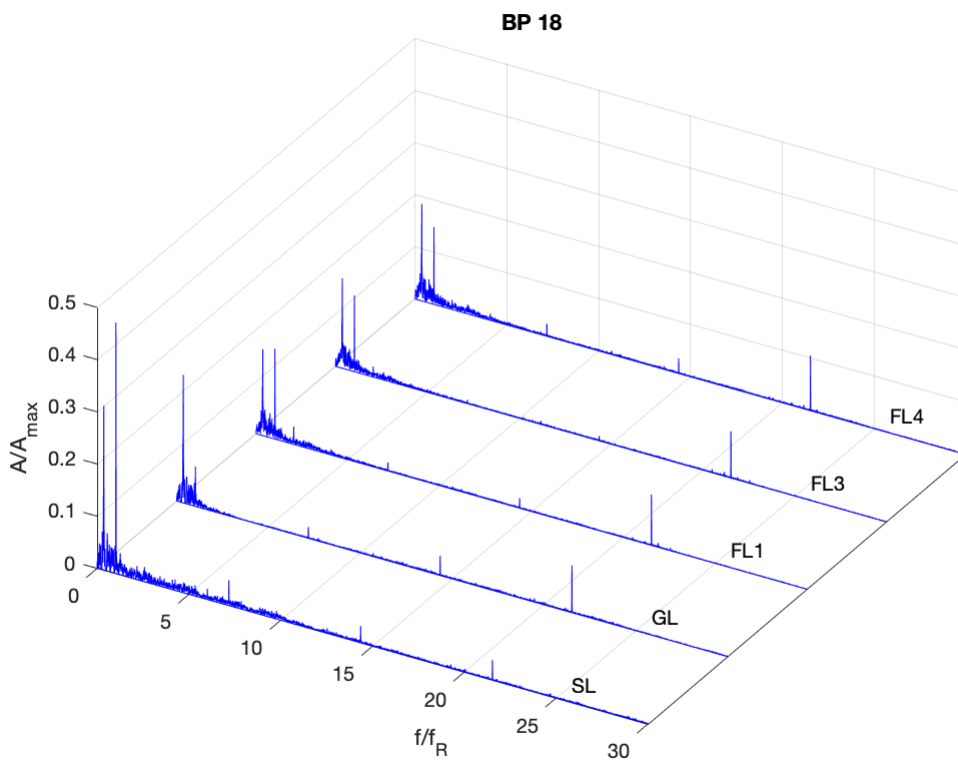
B.Abbildung 15: Vergleich - BP 15



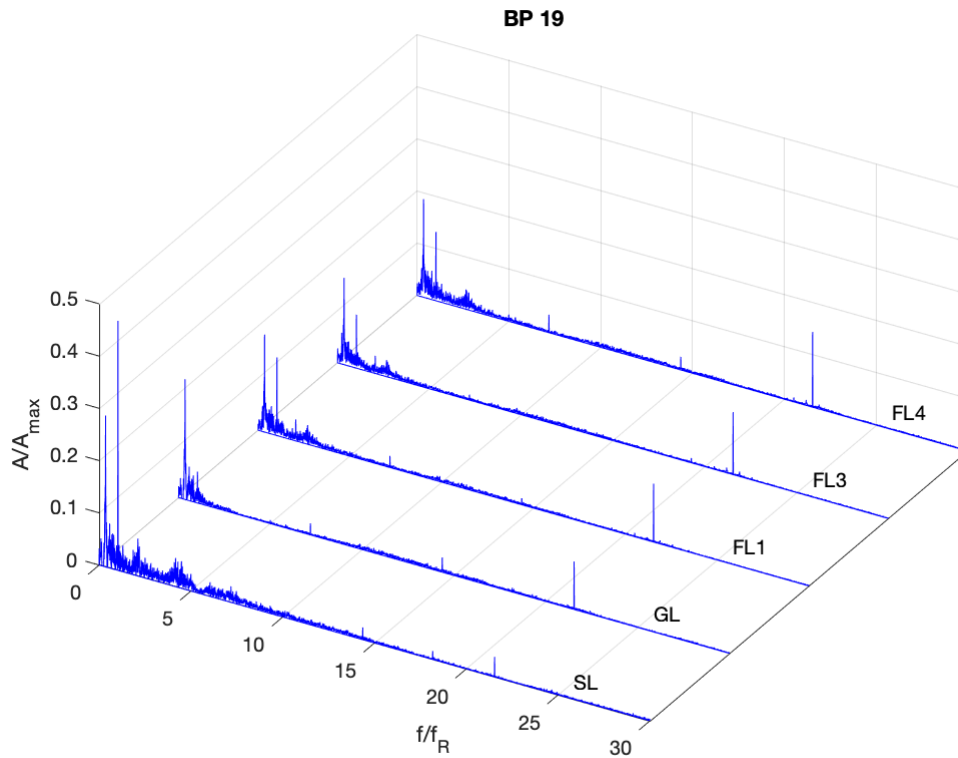
B.Abbildung 16: Vergleich - BP 16



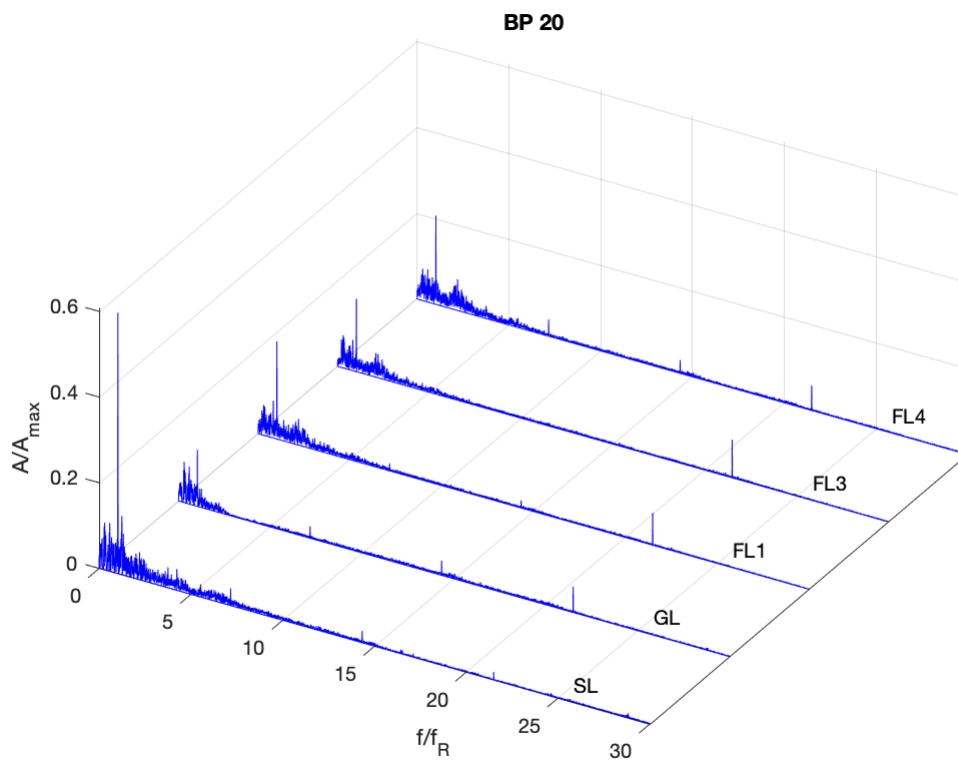
B.Abbildung 17: Vergleich - BP 17



B.Abbildung 18: Vergleich - BP 18

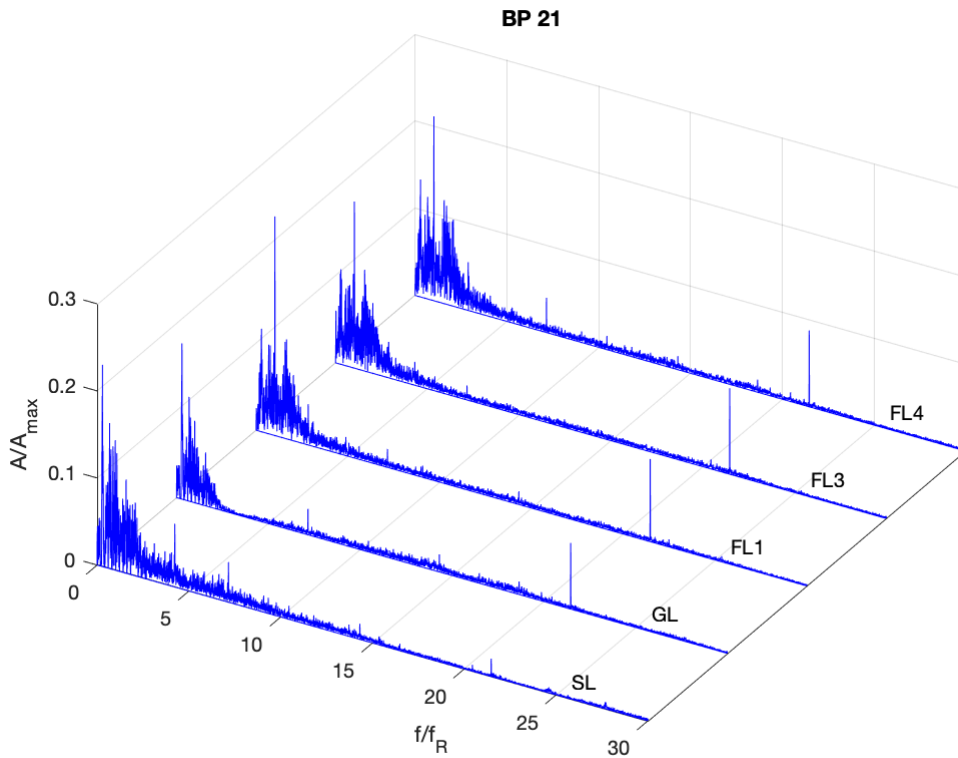


B.Abbildung 19: Vergleich - BP 19

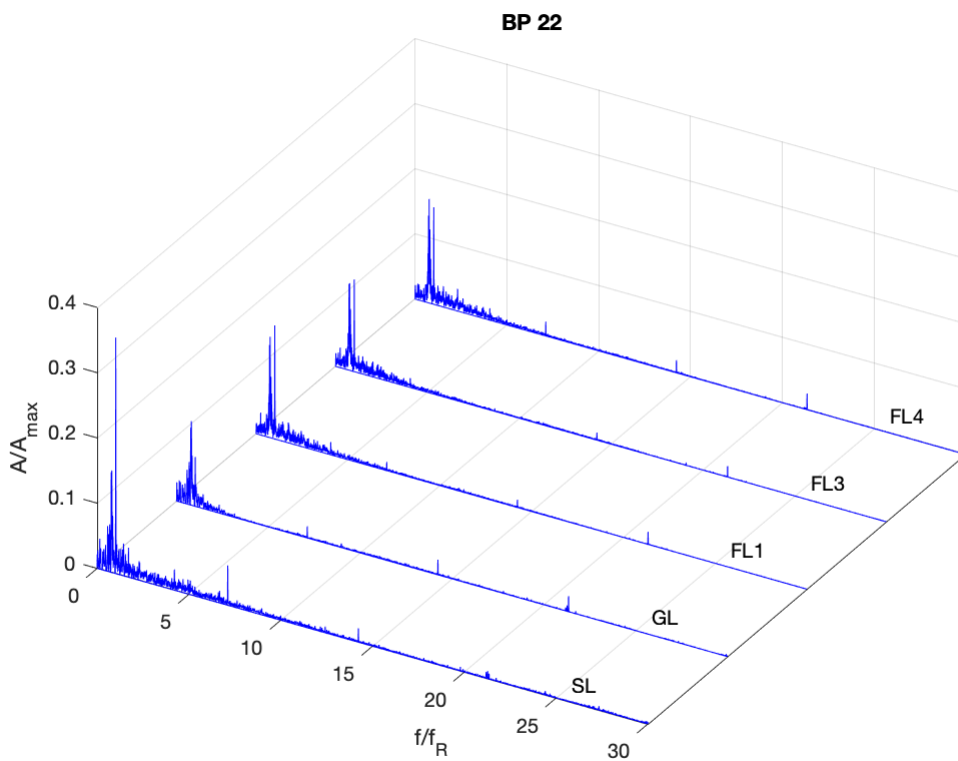


B.Abbildung 20: Vergleich - BP 20

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar  
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

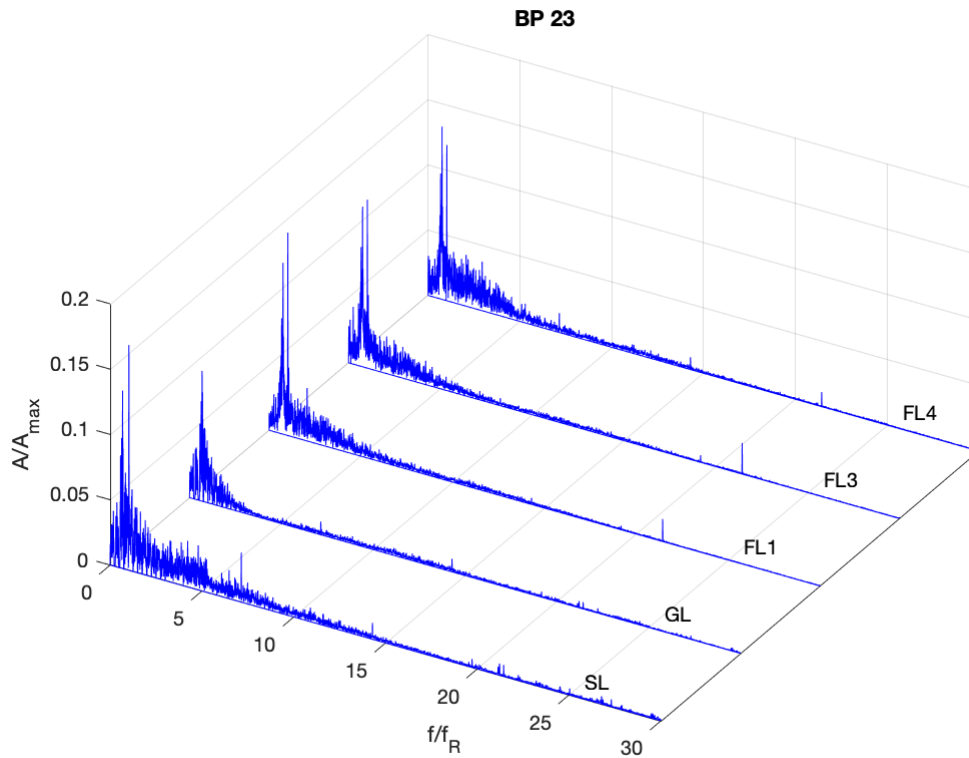


B.Abbildung 21: Vergleich - BP 21

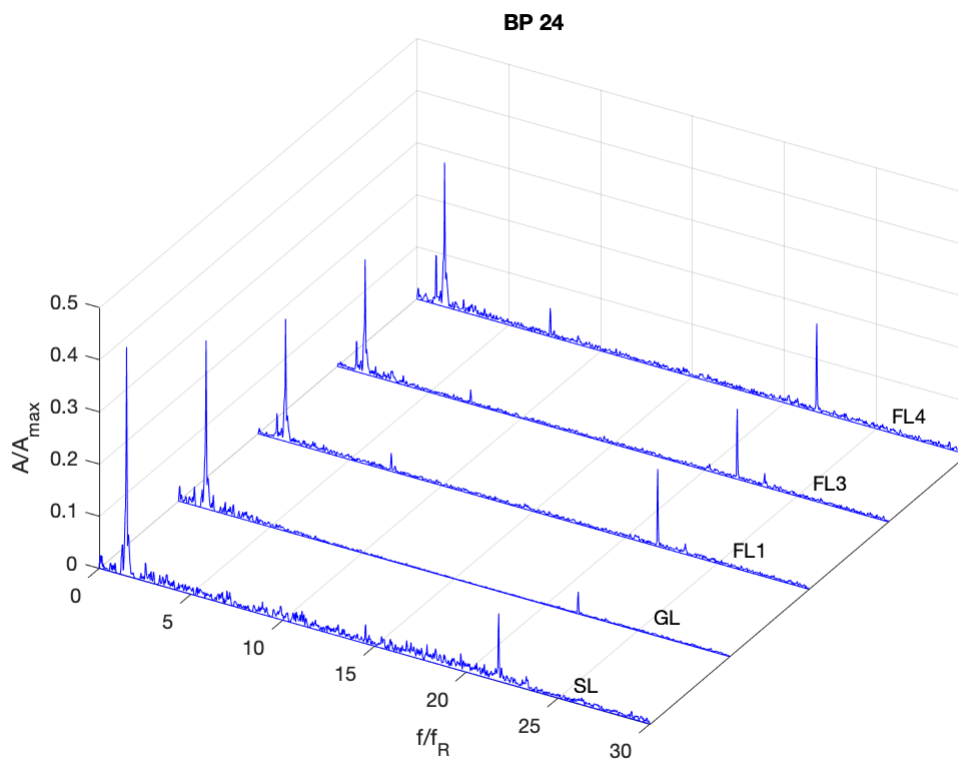


B.Abbildung 22: Vergleich - BP 22

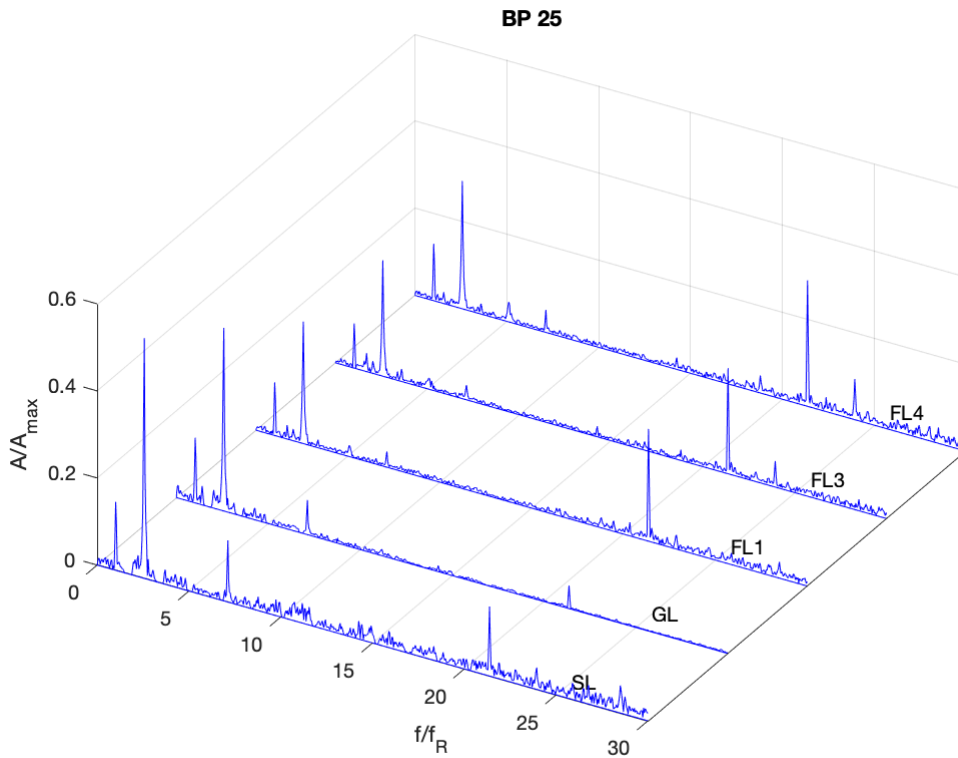
Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar  
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.



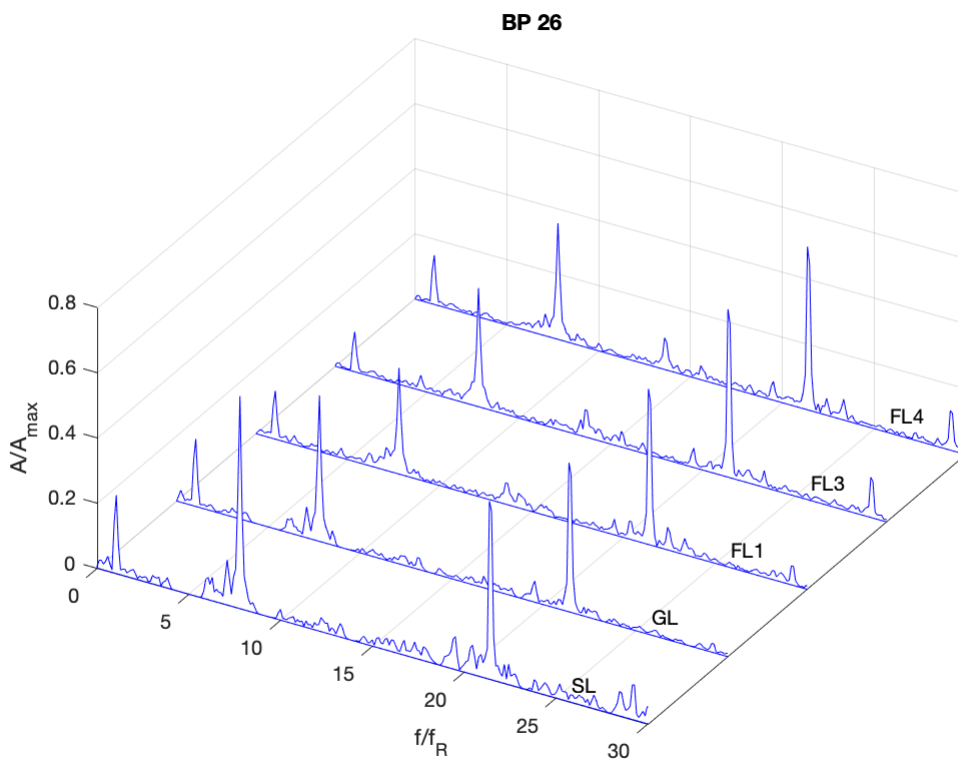
B.Abbildung 23: Vergleich - BP 23



B.Abbildung 24: Vergleich - BP 24

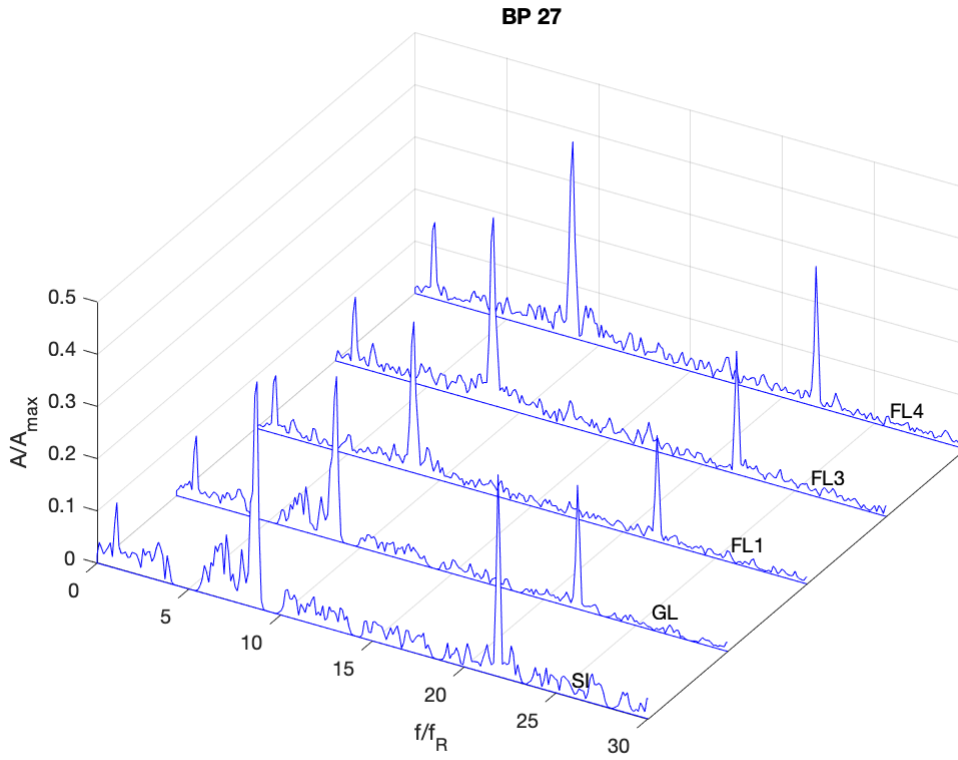


B.Abbildung 25: Vergleich - BP 25

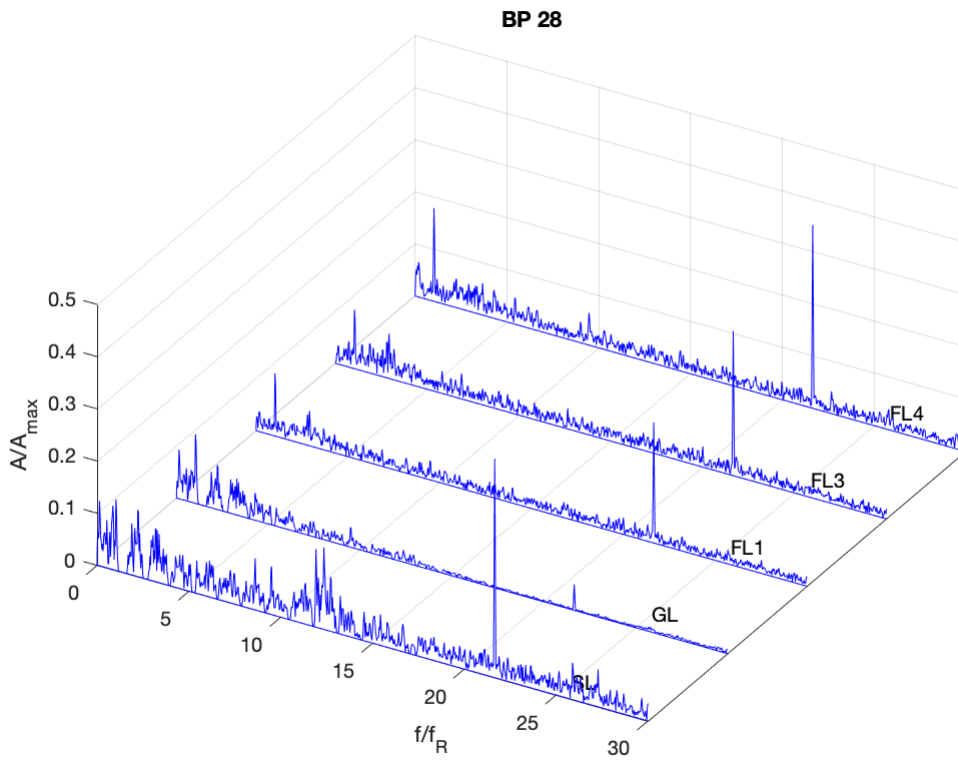


B.Abbildung 26: Vergleich - BP 26

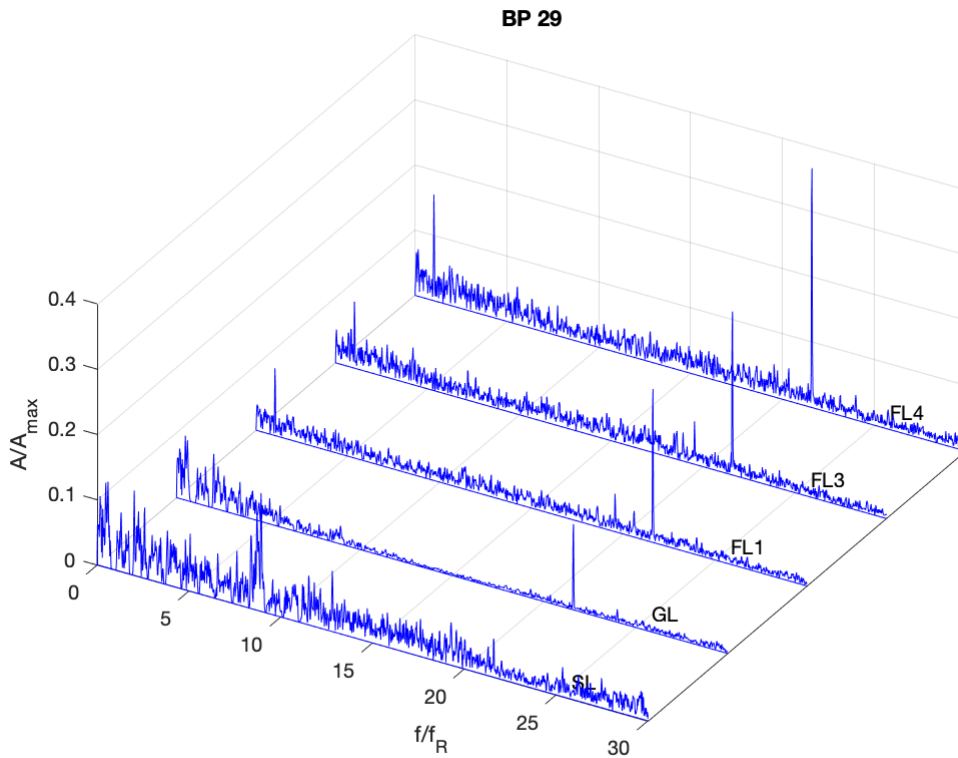




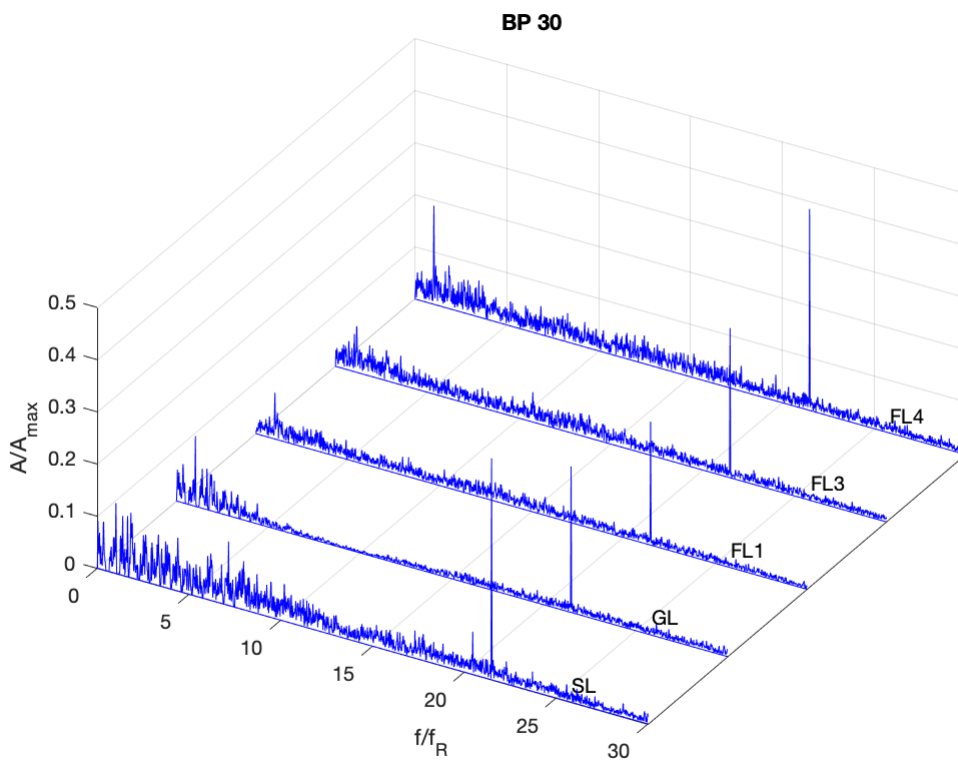
B.Abbildung 27: Vergleich - BP 27



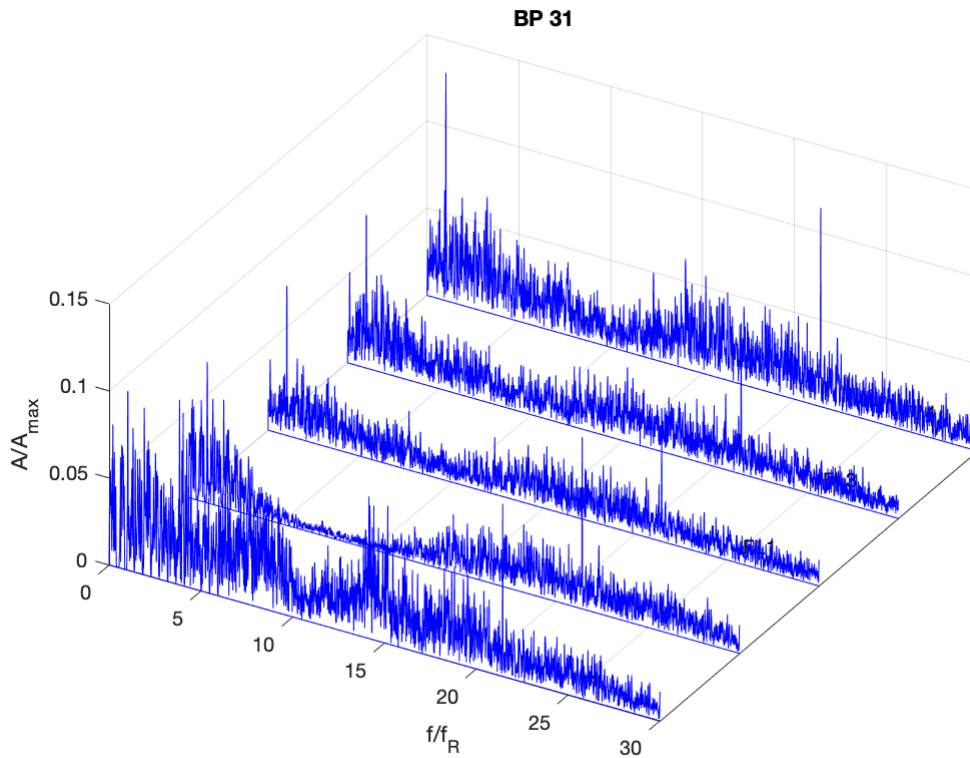
B.Abbildung 28: Vergleich - BP 28



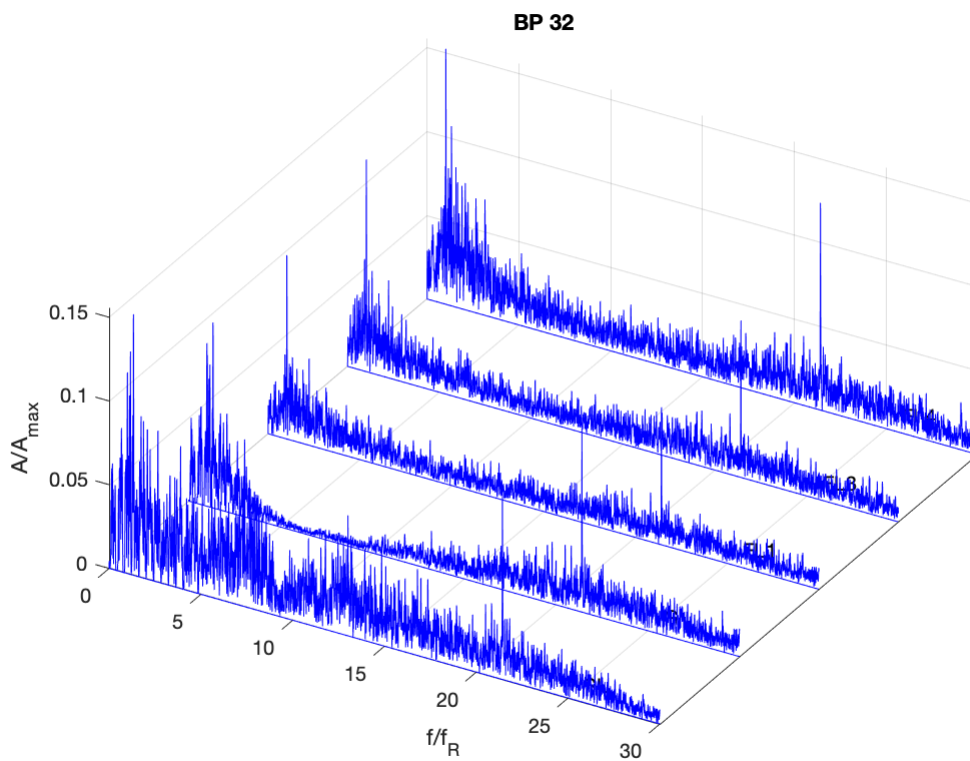
**B.Abbildung 29: Vergleich - BP 29**



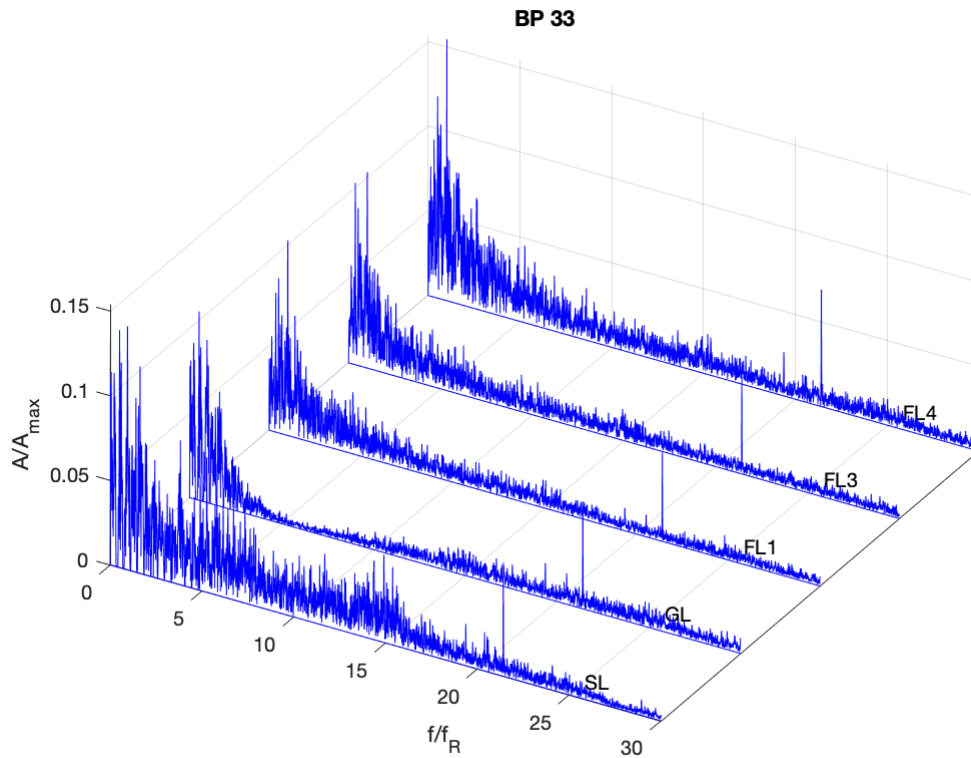
**B.Abbildung 30: Vergleich - BP 30**



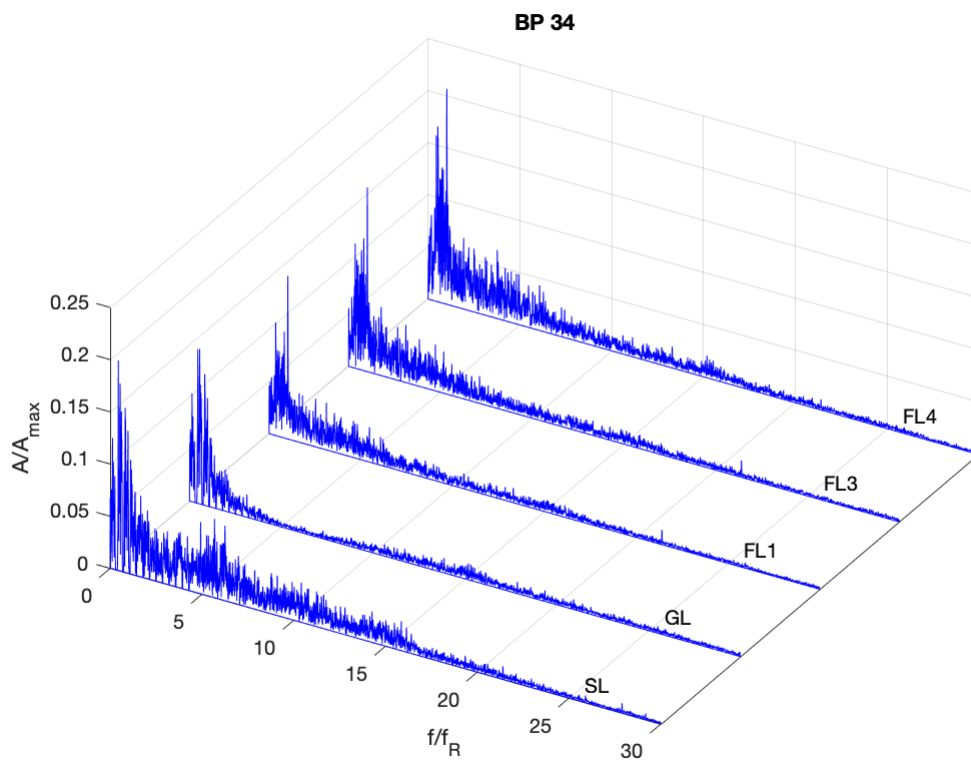
B.Abbildung 31: Vergleich - BP 31



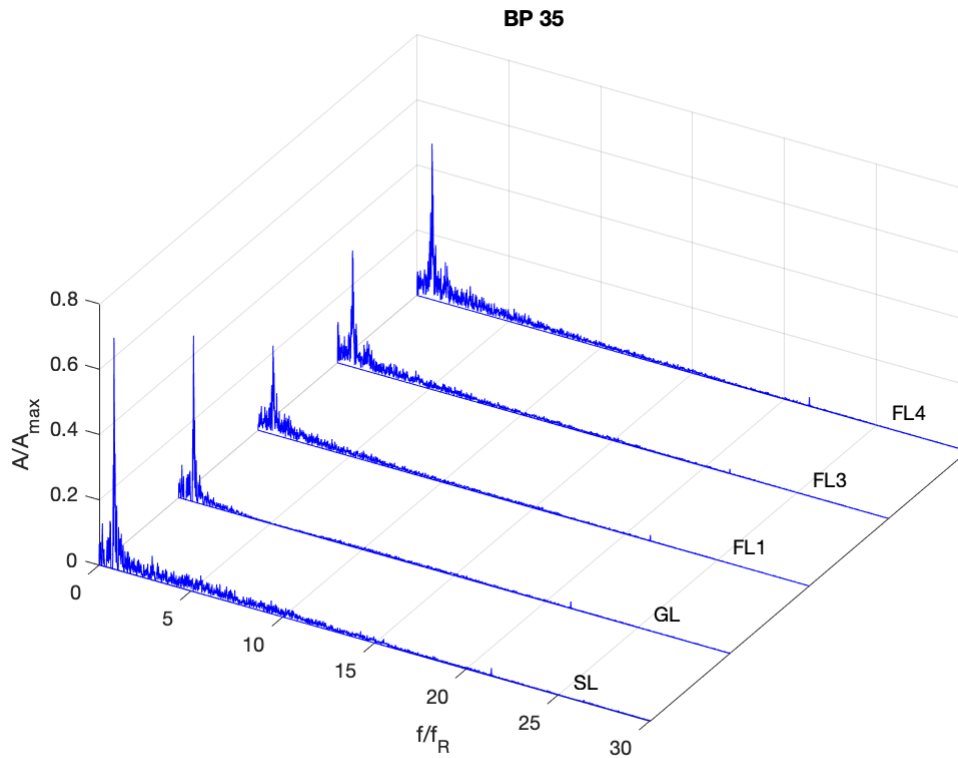
B.Abbildung 32: Vergleich - BP 32



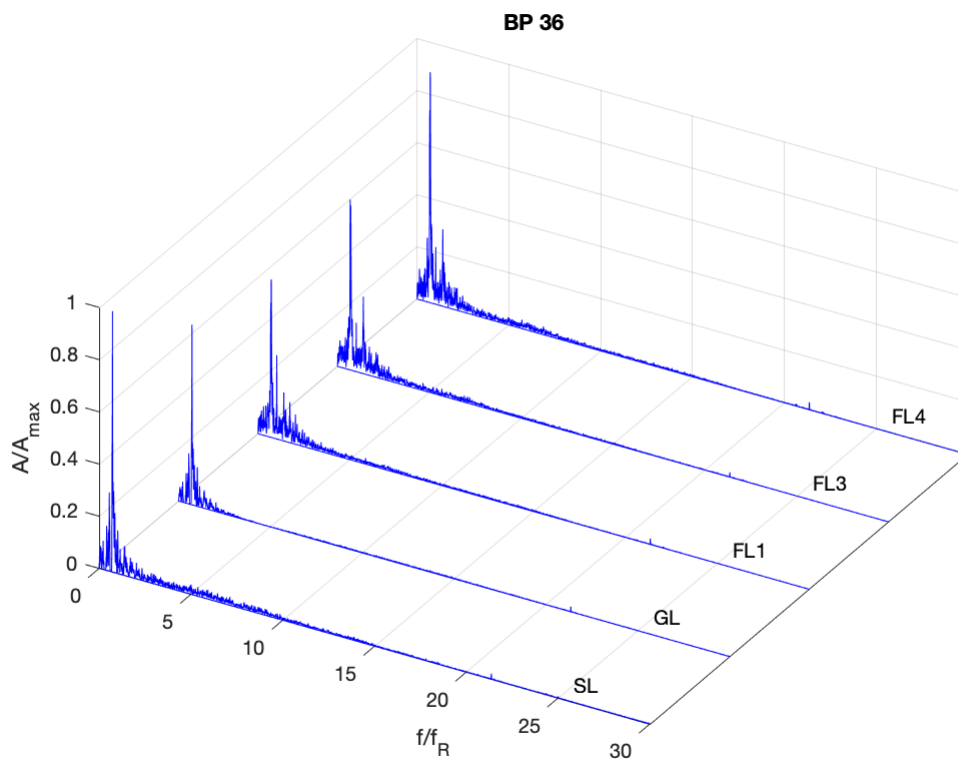
B.Abbildung 33: Vergleich - BP 33



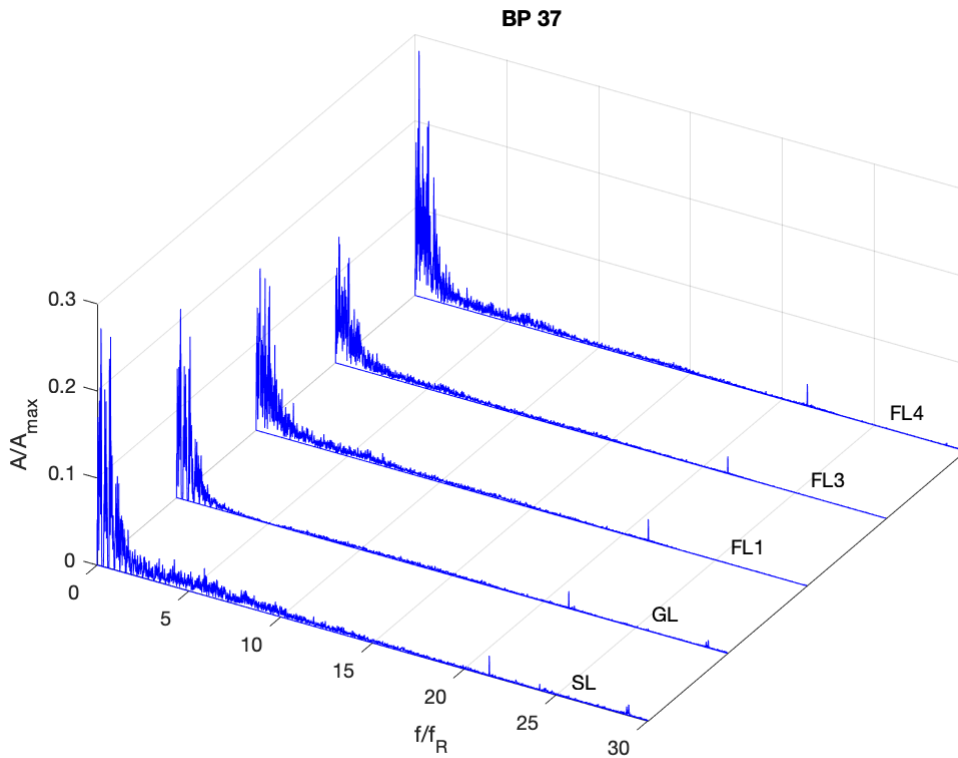
B.Abbildung 34: Vergleich - BP 34



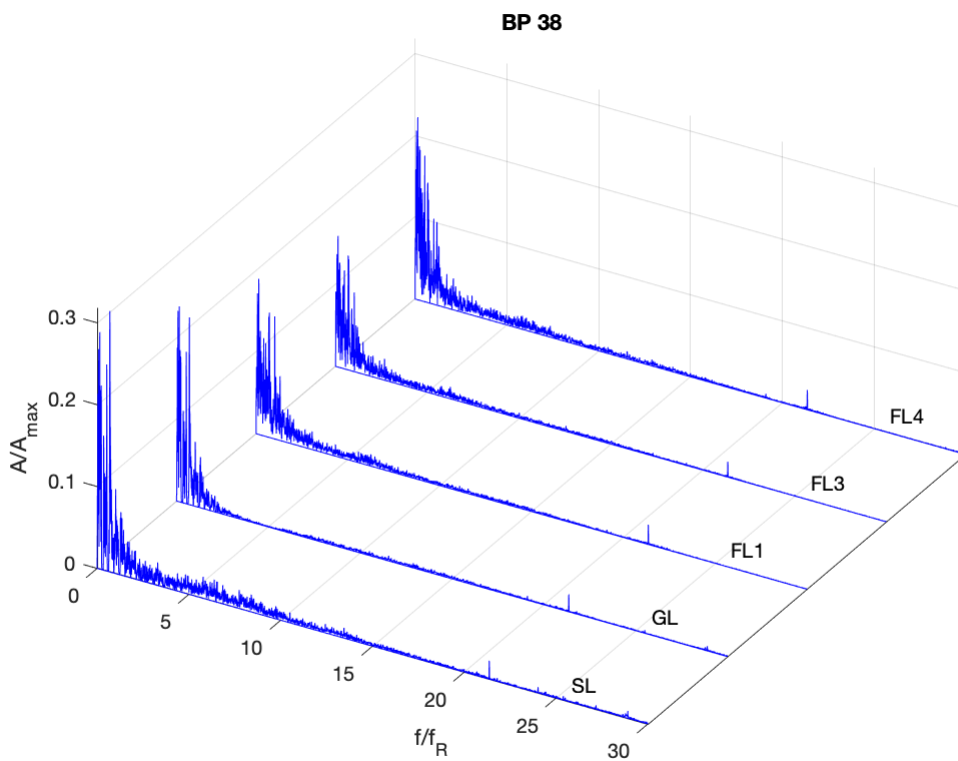
B.Abbildung 35: Vergleich - BP 35



B.Abbildung 36: Vergleich - BP 36

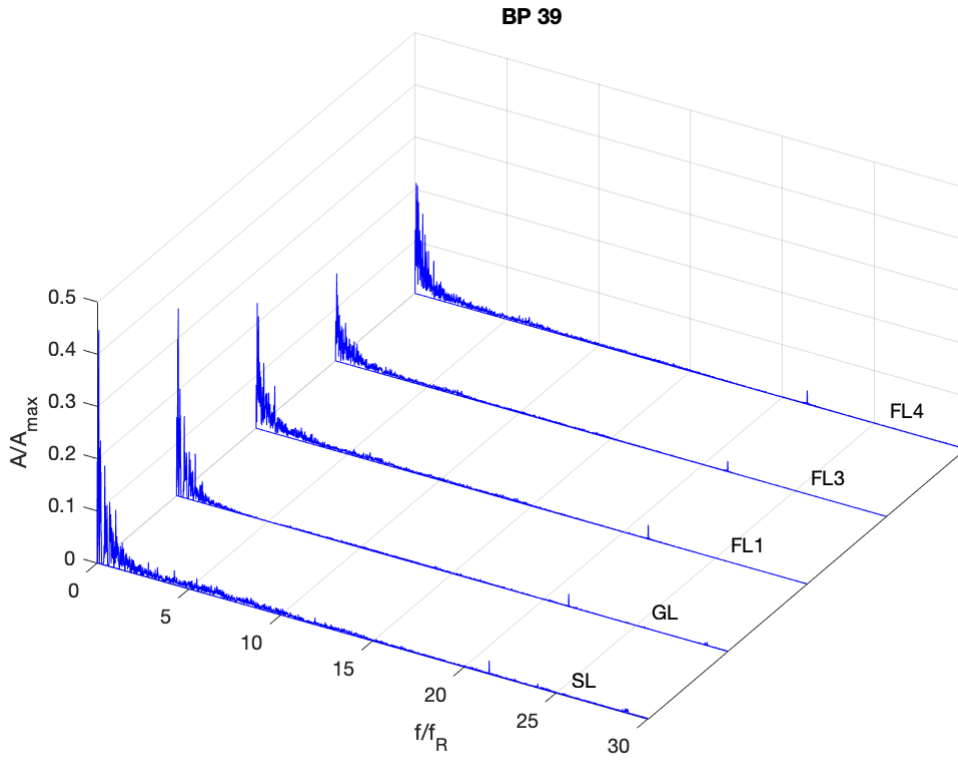


B.Abbildung 37: Vergleich - BP 37

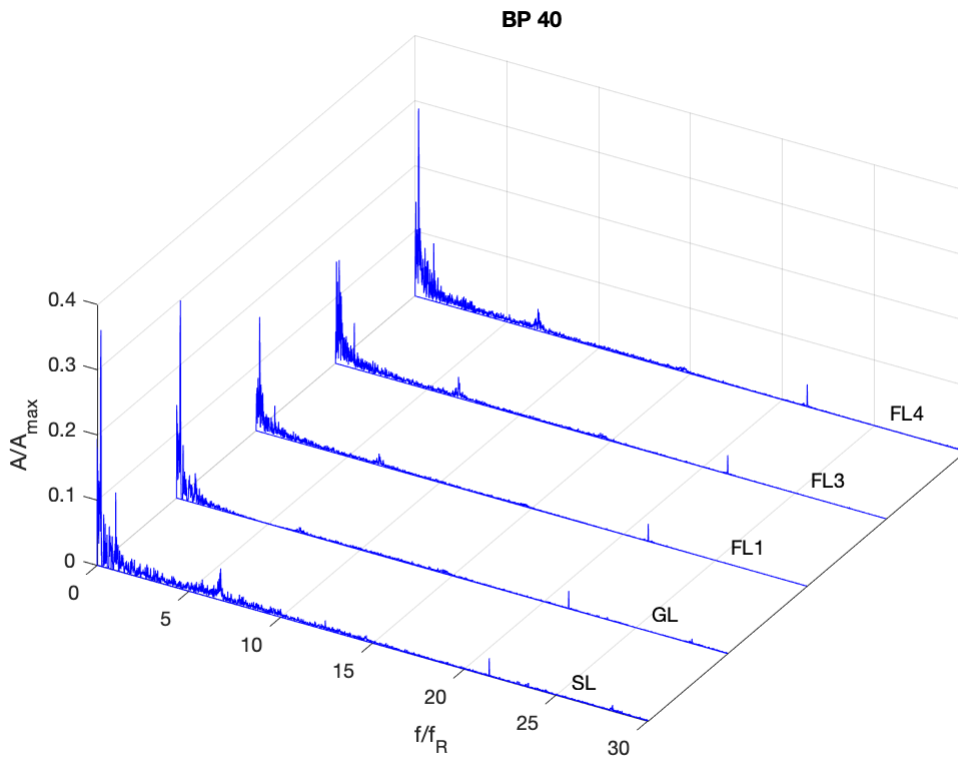


B.Abbildung 38: Vergleich - BP 38

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar  
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

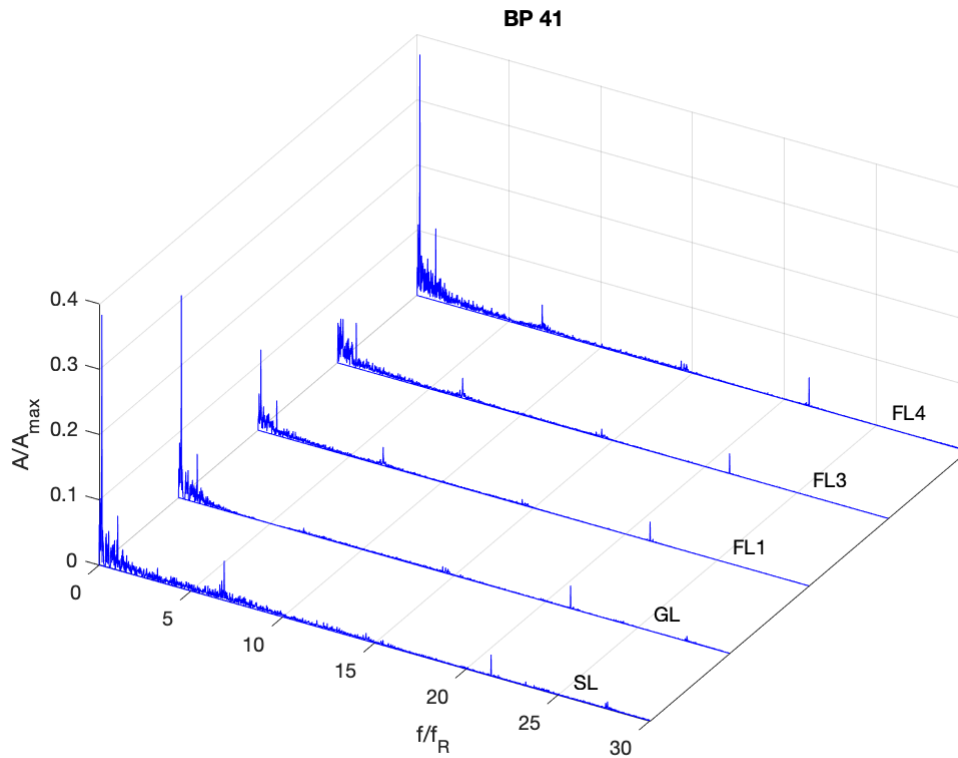


B.Abbildung 39: Vergleich - BP 39

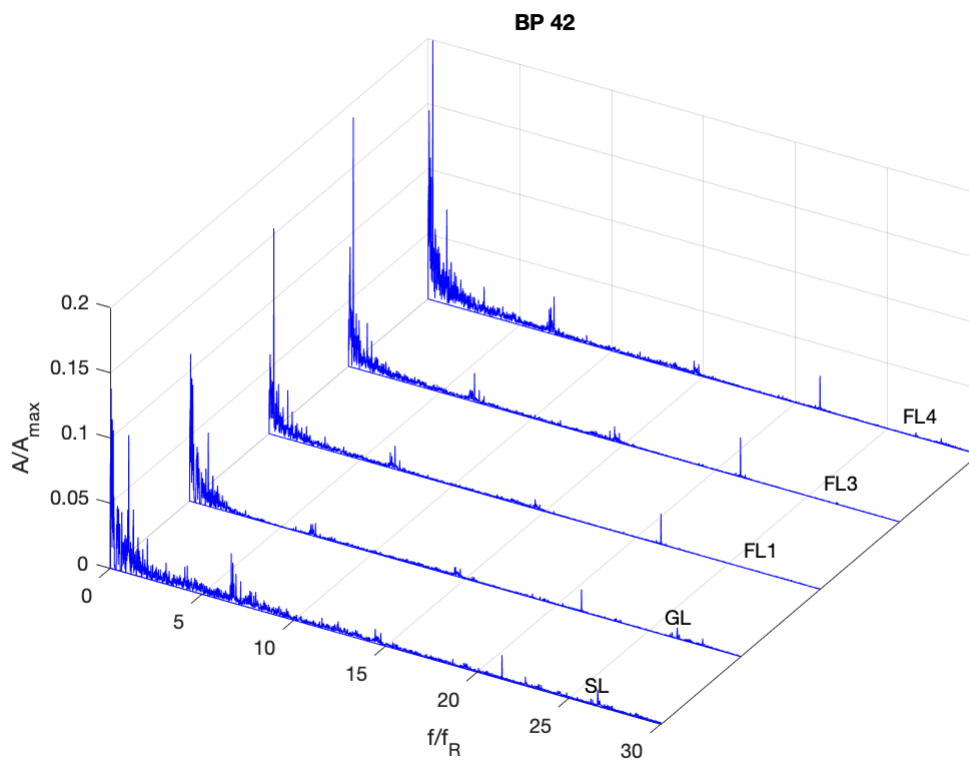


B.Abbildung 40: Vergleich - BP 40

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar  
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

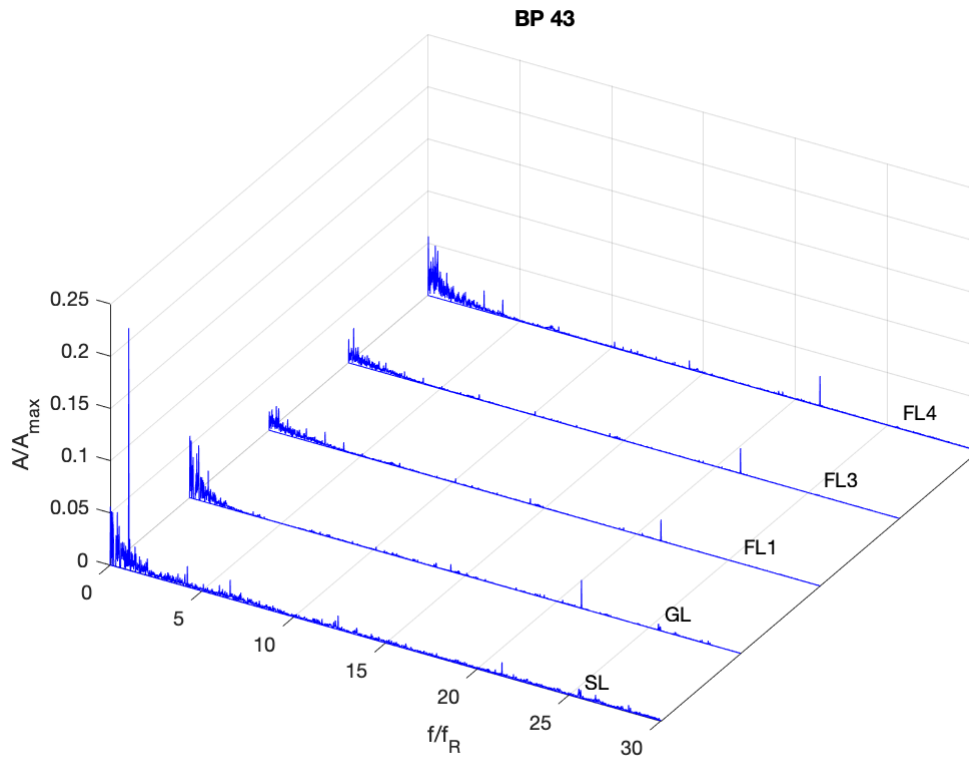


B.Abbildung 41: Vergleich - BP 41

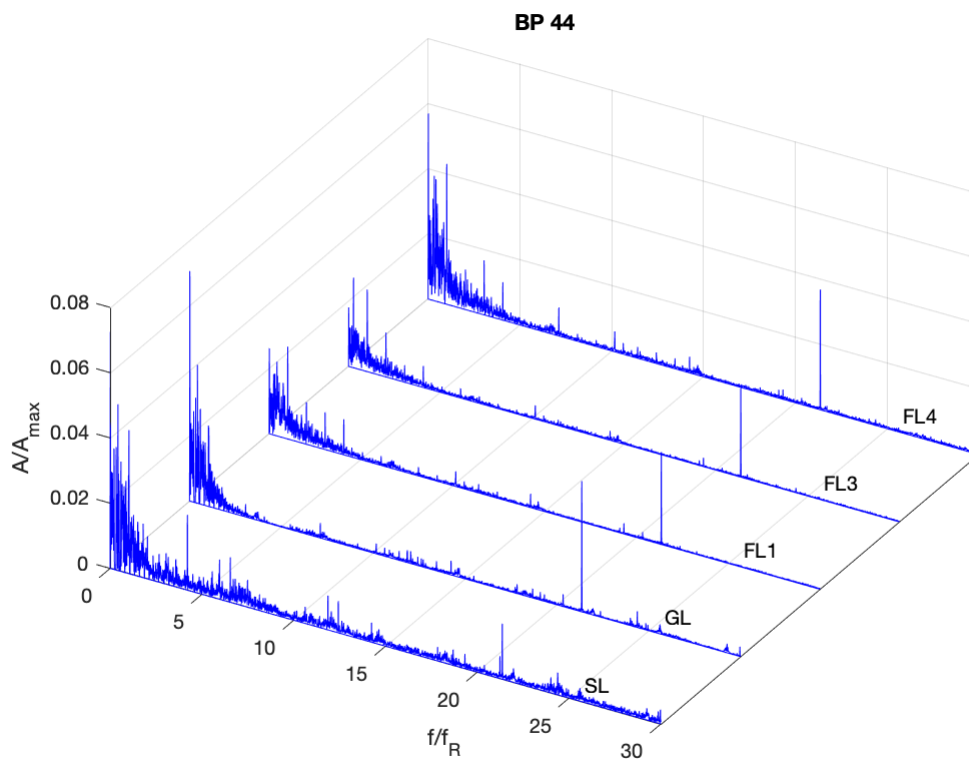


B.Abbildung 42: Vergleich - BP 42

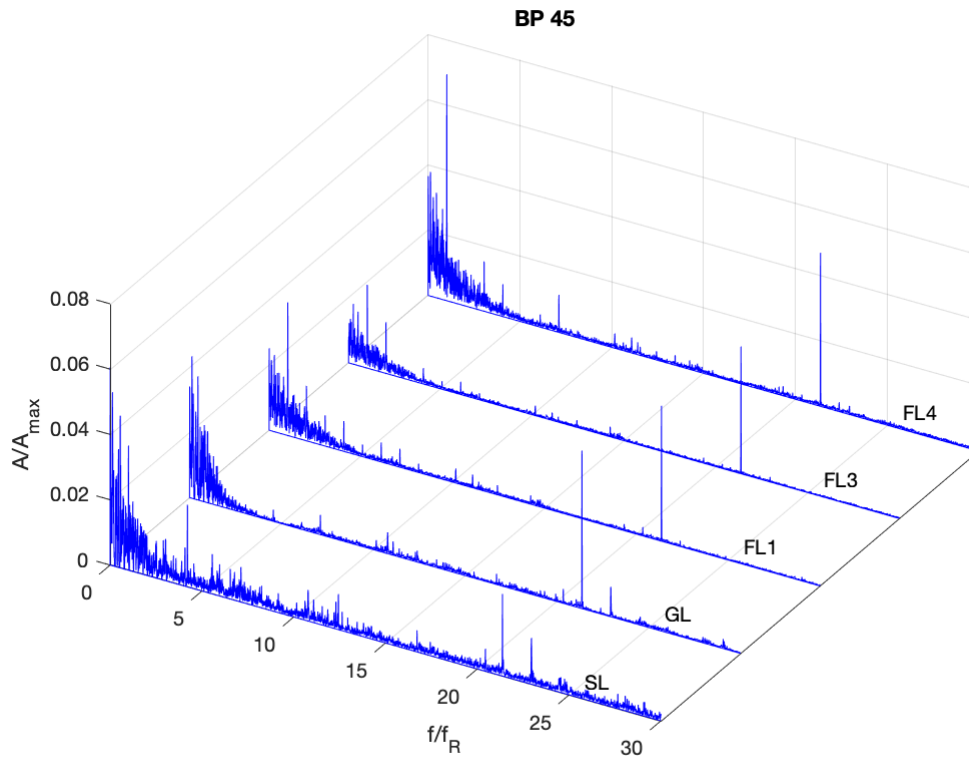




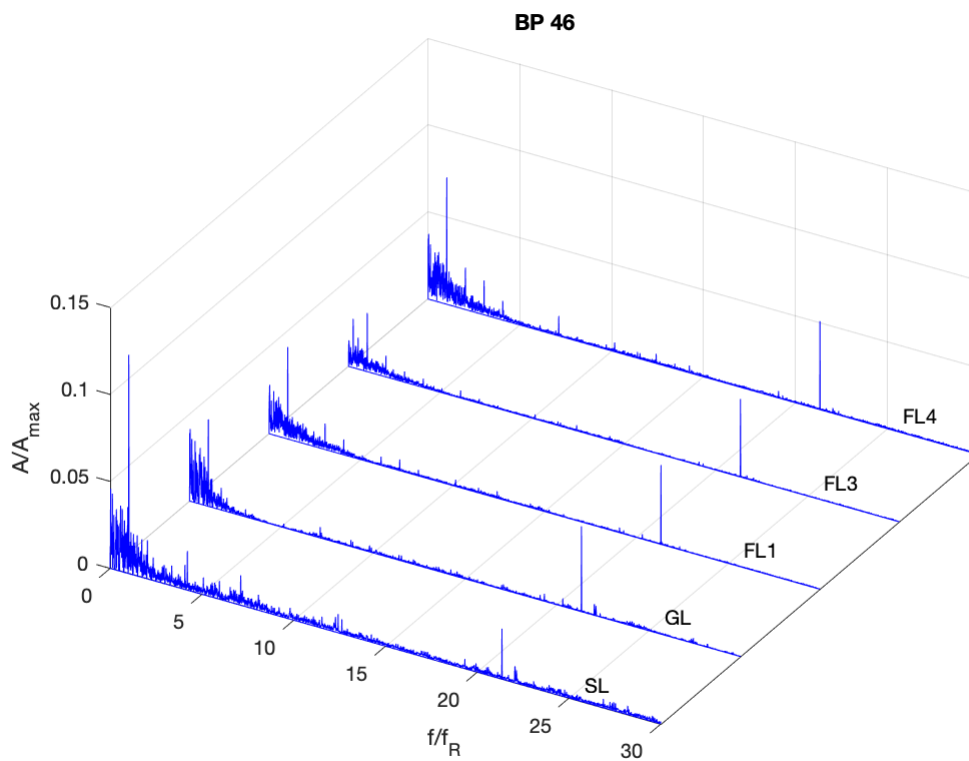
B.Abbildung 43: Vergleich - BP 43



B.Abbildung 44: Vergleich - BP 44

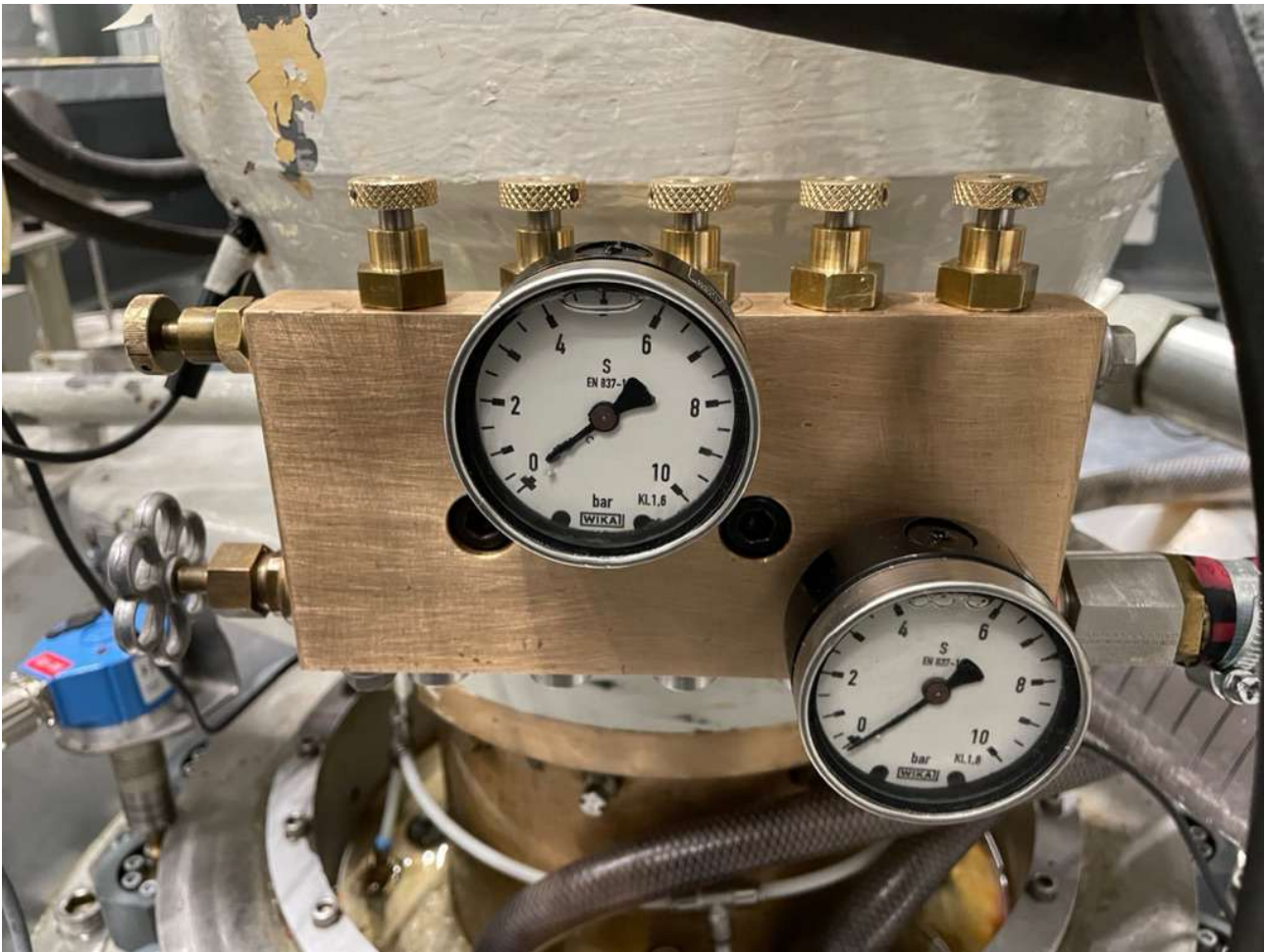


B.Abbildung 45: Vergleich - BP 45

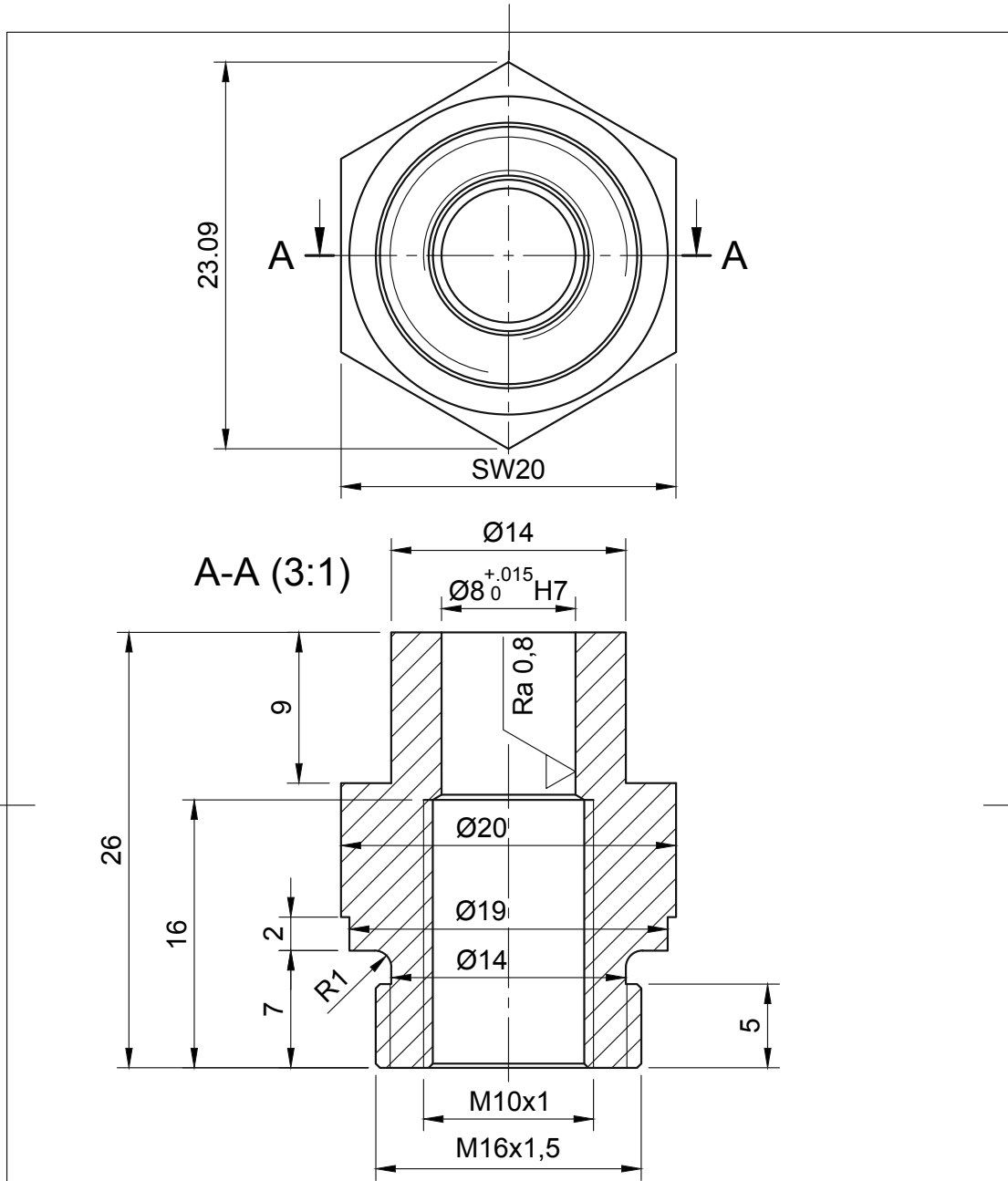


B.Abbildung 46: Vergleich - BP 46

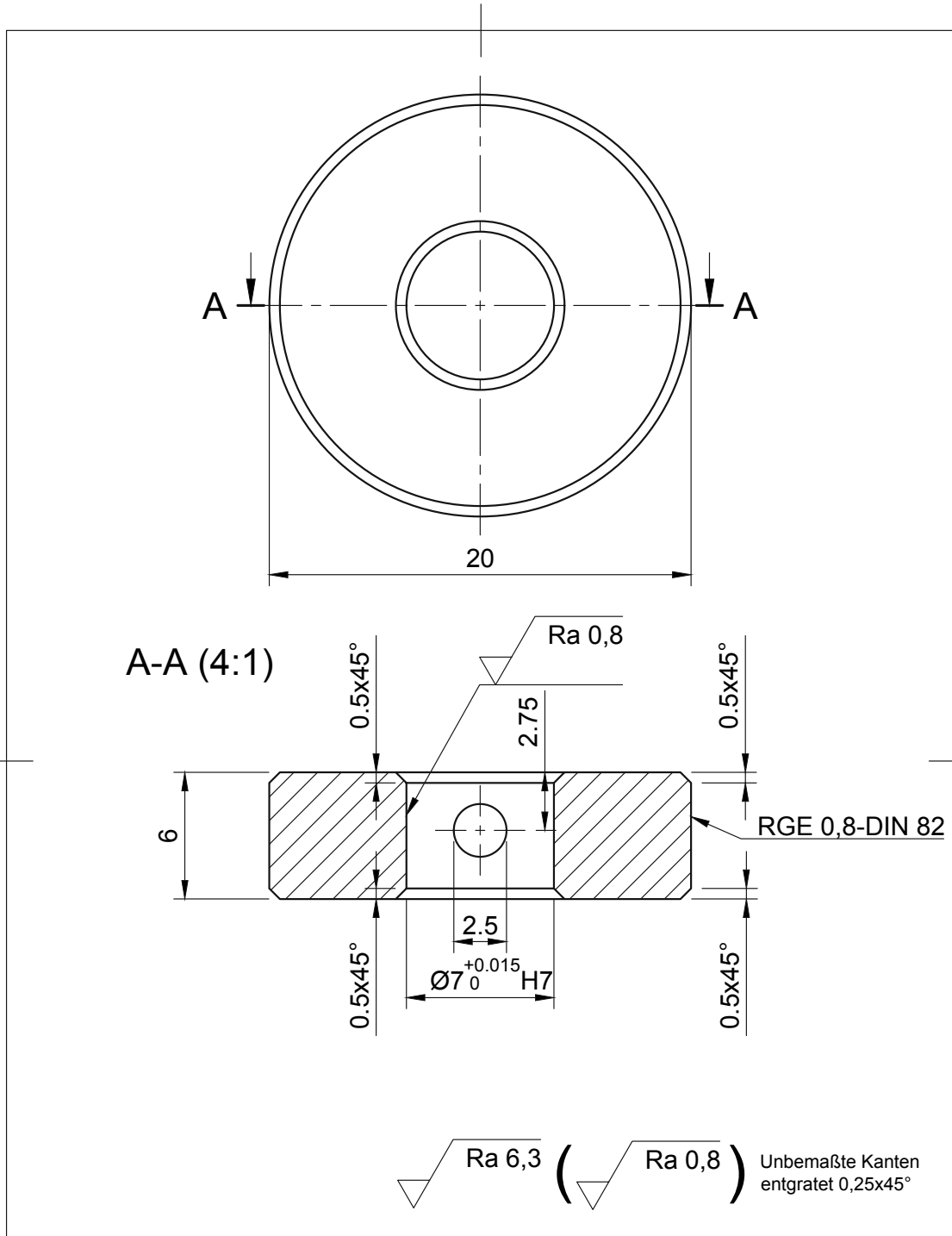
## C Technische Zeichnungen Ventilblock



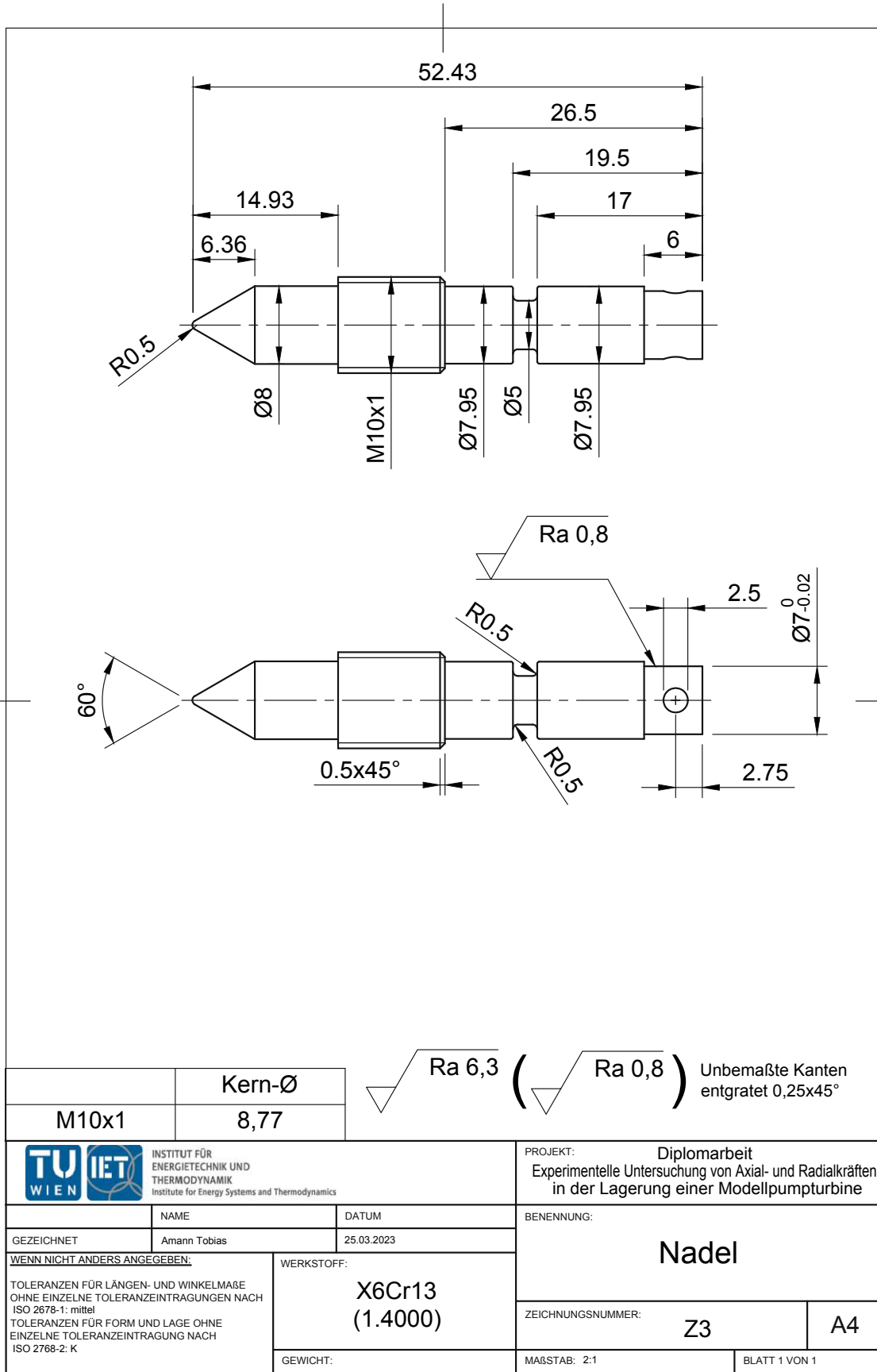
C.Abbildung 1: Ventilblock neu

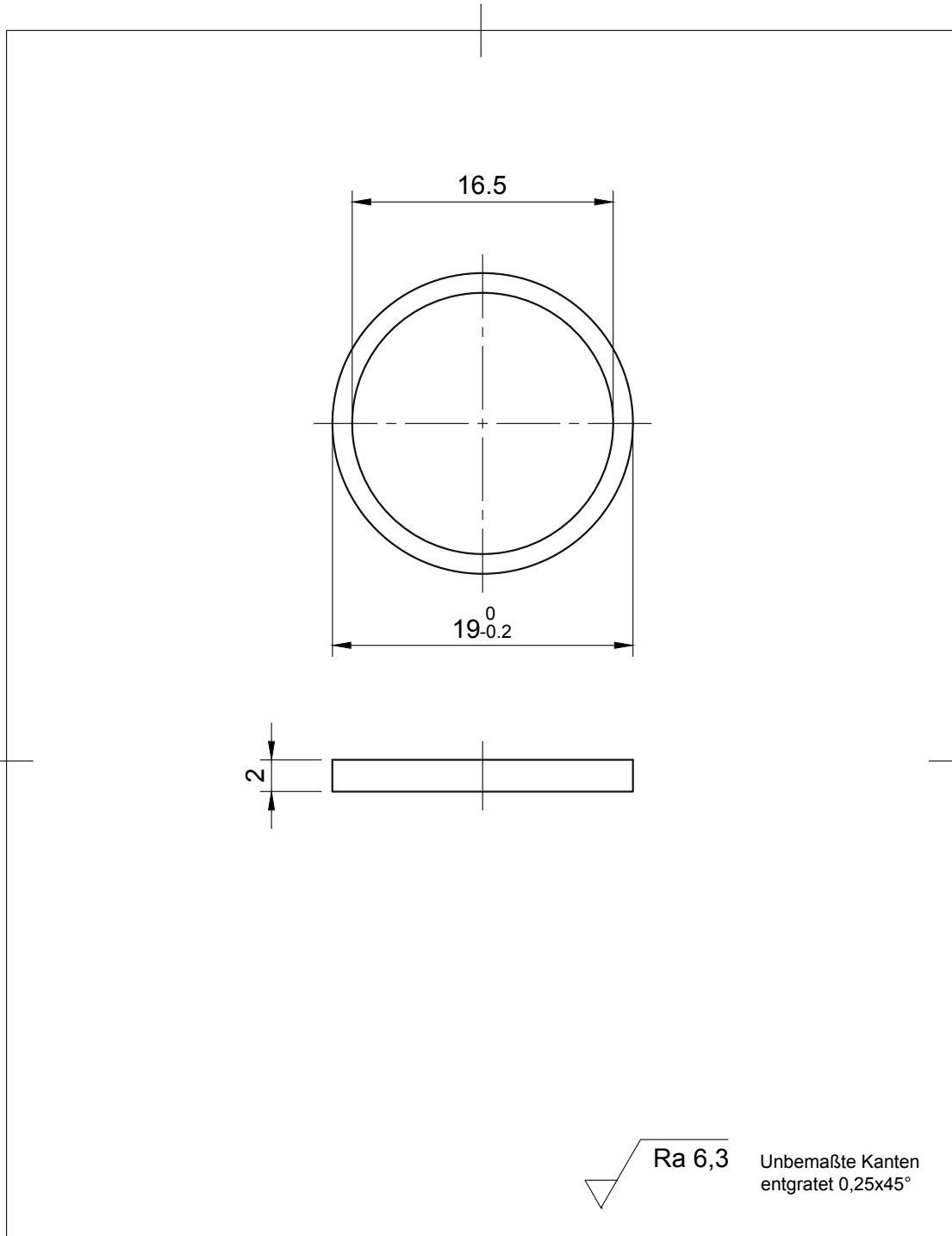


		Kern-Ø	
M10x1		8,92	
M16x1,5		14,16	
		INSTITUT FÜR ENERGIETECHNIK UND THERMODYNAMIK Institute for Energy Systems and Thermodynamics	
PROJEKT: <b>Diplomarbeit</b> Experimentelle Untersuchung von Axial- und Radialkräften in der Lagerung einer Modellpumpturbine		NAME: Amann Tobias DATUM: 25.03.2023	
GEZEICHNET: Amann Tobias		BENENNUNG: <b>Hülse</b>	
WENN NICHT ANDERS ANGEGEBEN: TOLERANZEN FÜR LÄNGEN- UND WINKELMAßE OHNE EINZELNE TOLERANZEINTRAGUNGEN NACH ISO 2678-1: mittel TOLERANZEN FÜR FORM UND LAGE OHNE EINZELNE TOLERANZEINTRAGUNG NACH ISO 2768-2: K		WERKSTOFF: <b>CuZn37 (2.0321)</b>	
ZEICHNUNGSNUMMER: <b>Z1</b>		<b>A4</b>	
MAßSTAB: 3:1		BLATT 1 VON 1	

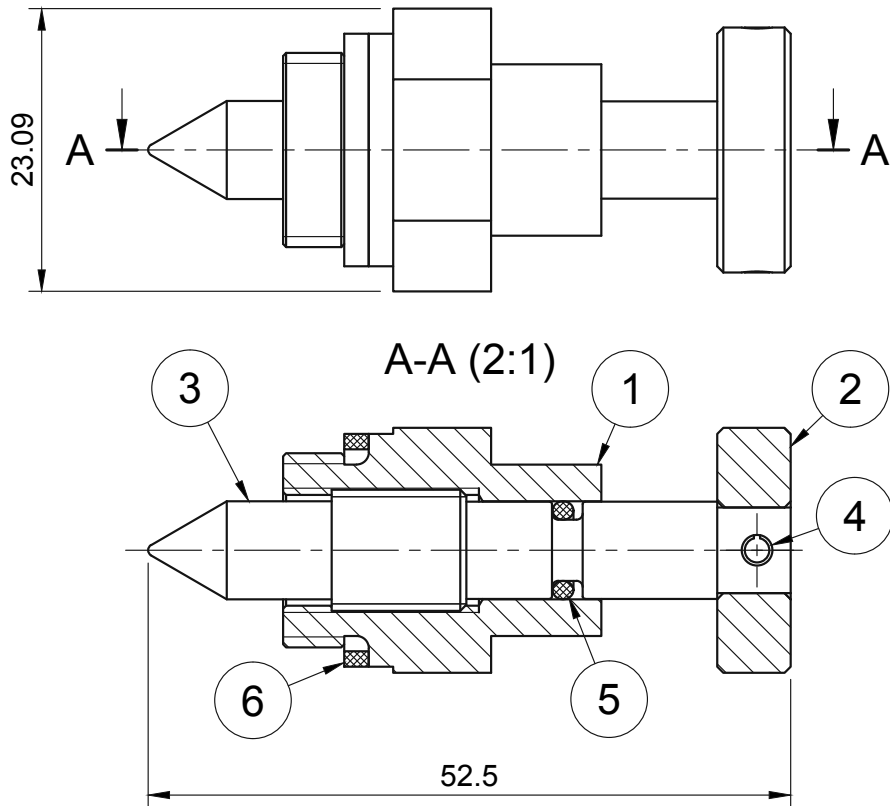


INSTITUT FÜR ENERGIETECHNIK UND THERMODYNAMIK Institute for Energy Systems and Thermodynamics		PROJEKT: <b>Diplomarbeit</b> Experimentelle Untersuchung von Axial- und Radialkräften in der Lagerung einer Modellpumpturbine	
GEZEICHNET Amann Tobias	NAME Amann Tobias	DATUM 25.03.2023	BENENNUNG: <h2 style="text-align: center;">Drehgriff</h2>
WENN NICHT ANDERS ANGEGEBEN: TOLERANZEN FÜR LÄNGEN- UND WINKELMAßE OHNE EINZELNE TOLERANZEINTRAGUNGEN NACH ISO 2678-1: mittel TOLERANZEN FÜR FORM UND LAGE OHNE EINZELNE TOLERANZEINTRAGUNG NACH ISO 2768-2: K		WERKSTOFF: <h3 style="text-align: center;">CuZn37 (2.0321)</h3>	
GEWICHT:		MAßSTAB: 4:1	BLATT 1 VON 1





INSTITUT FÜR ENERGIETECHNIK UND THERMODYNAMIK Institute for Energy Systems and Thermodynamics		PROJEKT: <b>Diplomarbeit</b> Experimentelle Untersuchung von Axial- und Radialkräften in der Lagerung einer Modellpumpturbine	
GEZEICHNET Amann Tobias	NAME Amann Tobias	DATUM 25.03.2023	BENENNUNG: <h2 style="text-align: center;">Dichtung</h2>
WENN NICHT ANDERS ANGEGEBEN: TOLERANZEN FÜR LÄNGEN- UND WINKELMÄßE OHNE EINZELNE TOLERANZEINTRAGUNGEN NACH ISO 2678-1: mittel TOLERANZEN FÜR FORM UND LAGE OHNE EINZELNE TOLERANZEINTRAGUNG NACH ISO 2768-2: K		WERKSTOFF: <h3 style="text-align: center;">PE HD</h3>	
GEWICHT:		MAßSTAB: 3:1	BLATT 1 VON 1



Stückliste

Positon	Bezeichnung	Anzahl	Zeichnungs-Nr.
1	Hülse	1	Z1
2	Drehgriff	1	Z2
3	Nadel	1	Z3
4	Spannstift, geschlitz DIN EN ISO 8752-2,5x20-St	1	-
5	O-Ring ISO 3601-1-009A-5,28x1,78-N	1	-
6	Dichtung	1	Z4



INSTITUT FÜR  
ENERGIETECHNIK UND  
THERMODYNAMIK  
Institute for Energy Systems and Thermodynamics

PROJEKT: **Diplomarbeit**  
Experimentelle Untersuchung von Axial- und Radialkräften  
in der Lagerung einer Modellpumpturbine

GEZEICHNET	NAME Amann Tobias	DATUM 25.03.2023
------------	----------------------	---------------------

BENENNUNG:  
**Baugruppe Eckventil**

WENN NICHT ANDERS ANGEGEBEN:

TOLERANZEN FÜR LÄNGEN- UND WINKELMAßE  
OHNE EINZELNE TOLERANZEINTRAGUNGEN NACH  
ISO 2678-1: mittel  
TOLERANZEN FÜR FORM UND LAGE OHNE  
EINZELNE TOLERANZEINTRAGUNG NACH  
ISO 2768-2: K

WERKSTOFF:

GEWICHT:

ZEICHNUNGSNUMMER: **B1** **A4**

MAßSTAB: 2:1

BLATT 1 VON 1