



INSTITUT FÜR
ENERGIETECHNIK
UND THERMODYNAMIK
Institute of Energy Systems and Thermodynamics

Diplomarbeit

Schwingungsverhalten von Francis- Turbineneinlaufrollschützen bei verschiedenen Betriebslastpunkten von hydraulischen Maschinensätzen

unter der Leitung von

Ass.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Eduard DOUJAK

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

Ing. Christoph Gallaun, BSc

Matr.Nr. 01426949



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.

Feldkirch, Januar 2022



Ing. Christoph Gallaun, BSc

Danksagung

Hiermit möchte ich allen Beteiligten, die mich während des Entstehungsprozesses dieser Diplomarbeit begleitet und unterstützt haben, danken. Von Seiten der TU Wien war dies mein Betreuer Hr. Ass.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Eduard Doujak, welcher mir jederzeit mit seiner Kompetenz zur Seite stand und mir immer wieder zu neuen Denkanstößen für die Diplomarbeit verhalf, auch wenn kurzfristiger Beistand von Nöten war. Von Seiten der Illwerke VKW möchte ich mich bei meinem Betreuer Herrn Dipl.-Ing. Lucas Werle bedanken, der mir nicht nur diese Diplomarbeitsstelle ermöglichte, sondern sich außerdem jederzeit bemühte, bei Verständnisfragen der Aufgabenstellung Abhilfe zu leisten. Ebenso möchte ich mich bei Emil Burtscher von der Illwerke VKW bedanken. Emil ist bei der Illwerke VKW für die Messungen zuständig und half mir bei der Messung. Spannende Diskussionen mit ihm halfen mir, der Diplomarbeit den nötigen Feinschliff zu geben. Danke an Lisa Längle für das Korrekturlesen der Arbeit.

Neben der fachlichen Kompetenz möchte ich mich noch für die moralische Unterstützung bedanken. Während dem Studium waren dies meine Kommilitonen, welche mich sowohl bei der Erstellung dieser Arbeit als auch auf dem Weg dahin bestärkten. Den größten Dank gilt aber meiner Freundin, welche mich jederzeit mit all ihrer Kraft unterstützte und sicherlich die meisten Gefühlsausbrüche, die mit einem Studium und der Erstellung einer Diplomarbeit einhergehen, miterleben „durfte“.

Kurzfassung

Der Energiemarkt benötigt immer mehr Erzeugungsquellen, die für Spitzenstromabdeckungen geeignet sind. Pumpspeicherkraftwerke werden deshalb aufgrund ihrer Leistungsvariabilität immer öfter auch außerhalb ihres Auslegungspunktes (Best Efficiency Point) betrieben. Außerhalb des Auslegungspunktes sind die strömungsbedingten Gegebenheiten ausgeprägter und wurden bei der untersuchten Anlage an einer Einlaufschütze so groß, dass Sollbruchschrauben, welche die Schützentafel mit der Entlastungsklappe verbinden, vorzeitig brachen. In dieser Arbeit sollen die kritischen Lastbereiche ausgeforscht werden. Die Ursachen liegen dabei in den im Teillastbereich entstehenden Strömungsphänomenen, welche Schwingungen an der Schütze erzeugen und dadurch eine dynamische Belastung an die Schraube übertragen. Erkenntnisse über die vorherrschenden Strömungsphänomene sollen mittels Druckpulsationsmessungen an der Schütze und vor dem Krafthaus gewonnen werden. Wie sich Schwingungen aufgrund dieser Druckpulsationen ausbilden können, soll mit einer Modalanalyse erklärt werden. Als Anregung wird dabei die Druckpulsation gewählt und als Antwort die Ausschläge, welche sich aus der doppelten Integration der gemessenen Werte eines Beschleunigungssensors ergeben. Frequenzgänge, Phasengänge und die dazugehörigen Eigenfrequenzen mit Dämpfungskonstanten helfen dabei, diese Fragestellung zu beantworten. Die aus den Schwingungen entstehende dynamische Belastung wird mit einem Spannungskollektiv mit Hilfe der Rainflow-Methode gebildet. Basierend auf diesem Spannungskollektiv wird dann über das Palmgren-Miner-Kriterium eine lineare Schadensakkumulation durchgeführt, die einen Schädigungsfaktor für die Schraube ergibt. Somit kann schlussendlich beantwortet werden, wie sich die kritischen Teillastbereiche auf die Lebensdauer der Sollbruchschraube auswirken.

Abstract

The energy market requires more and more energy sources that are suitable for peak current coverage. Pumped storage power plants are increasingly operated outside their design point (Best Efficiency Point) due to their power variability. Outside the BEP, the flow-related conditions are more pronounced and can become so intense at the inlet gate that the predetermined breaking screws connecting the gate panel to the relief valve broke prematurely. In this body of work, the critical load ranges are going to be explored. The causes are to be found in the flow phenomena occurring in the part-load range, which generates vibrations at the inlet gate and thus transmitting a dynamic load to the screw. Insights into the prevailing flow phenomena are to be gained by means of pressure pulsation measurements at the inlet gate and upstream above the powerhouse. A modal analysis will be used to explain how oscillations can form as a result of these pressure pulsations. The pressure pulsation is chosen as excitation and the deflections as response, which are formed by means of double integration of the measured values of an acceleration sensor. Frequency responses, phase responses and the corresponding natural frequencies with dampening constants help to answer this question. The dynamic load resulting from the vibrations is formed with a stress collective using the Rainflow-Method. On this stress collective, a linear damage accumulation is then carried out via the Palmgren-Miner rule, which results in a damage factor of the screw. This can be used to answer how the critical partial load affects the service life of the predetermined breaking screw.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung und Motivation	1
1.1	Pumpspeicherkraftwerke als Regelkraftwerke.....	1
1.2	Funktion von Einlaufschützen.....	2
1.3	Aufgabenstellung.....	4
2	Theorie.....	6
2.1	Aufbau einer Einlaufschütze	6
2.2	Festigkeit einer Sollbruchschraube.....	9
2.3	Mechanische Schwingungen.....	12
2.4	Strömungsphänomene	15
3	Praktischer Teil	25
3.1	Anlagenkenndaten und Messaufbau	25
3.2	Messdurchführung.....	29
4	Resultate.....	31
4.1	Messergebnisse	31
4.2	Interpretation	49
5	Zusammenfassung und Ausblick	58
	Literaturverzeichnis	62
	A) Zusätzliche Abbildungen	64
	B) Matlab-Skripte.....	78

Nomenklatur

Abkürzung	Beschreibung
BEP	Best Efficiency Point (Auslegungspunkt)
BPF	Blade Passing Frequency (Laufschaufelpassierfrequenz)
CFD	Computational Fluid Dynamics
RMS	Root Mean Square (Effektivwert)
TLS	Teillaststufe

Formelzeichen	Beschreibung	Einheit
a	Beschleunigung an der jeweiligen Schützenposition	m/s^2
a_0	Leitapparatstellung	%
a_w	Wellenausbreitungsgeschwindigkeit	m/s
a_{RMS}	Effektivwert der Beschleunigung über die Dauer von einer Sekunde berechnet	m/s^2
c	Steifigkeitskoeffizient	kg / s^2
c_{ges}	Strömungsgeschwindigkeit	m/s
c_m	Axiale Strömungsgeschwindigkeit	m/s
c_s	Rotationsgeschwindigkeit Saugrohrwirbel	$1/s$
c_t	Tangentiale Strömungsgeschwindigkeit	m/s
d	Dämpfungskoeffizient	kg/s
D	Schädigungsakkumulation	-
f_{II}	Faktor, um den die Grenzspannungsamplitude niedriger ist als der Nennwert der Bauteil-Dauerfestigkeit	-
f_d	Anregende Frequenz Tiefenkavitation	$1/s$
f_{Lr}	Laufschaufelpassierfrequenz	$1/s$
f_{Ls}	Anregende Frequenz des Leitapparats	$1/s$
f_w	Anregende Frequenz der Laufgradwelle	$1/s$
f_r	Anregende Frequenz Rückkopplung	$1/s$

F(t)	Kraft abhängig von der Zeit	N
h	Tiefe des Hohlraums	m
k	Neigungsexponent der Wöhlerlinie für $N < N_D$	-
k_{II}	Neigungsexponent der Wöhlerlinie für $N > N_D$	-
l	Druckrohrlänge	m
m	Massekoeffizient	kg
n	Drehzahl der Laufradwelle	1/min
n_{ED}	Einheitsdrehzahl	-
n_i	Lastspielzahl in Stufe i des Spannungskollektivs	-
n_q	Spezifische Drehzahl	1/min
N_i	Ertragbare Lastspielzahl der Stufe i des Spannungskollektivs	-
N_D	Knickpunktzyklenzahl der Wöhlerlinie	-
$N_{D,II}$	zweite Knickpunktzyklenzahl der Wöhlerlinie	-
P	Wirkleistung	W
P_{opt}	Wirkleistung im BEP	W
$p_{OW,Puls}$	Druckpulsation an der Schütze oberwasserseitig	mbar
$p_{OW,p2p}$	Spitze-Tal-Wert des Oberwasserdrucks berechnet über die Dauer von einer Sekunde	mbar
$p_{UW,Puls}$	Druckpulsation an der Schütze unterwasserseitig	mbar
$p_{vorKS,Puls}$	Druckpulsation vor der Drosselklappe	mbar
Q	Durchfluss	m^3/s
Q_{opt}	Durchfluss im BEP	m^3/s
s	Ausschlag an der jeweiligen Schützenposition	μm
s_{p2p}	Spitze-Tal-Wert des Ausschlags berechnet über die Dauer von einer Sekunde	μm
S_a	Spannungsausschlag	N/mm^2
S_{AK}	Nennwert der Bauteil-Dauerfestigkeit für $N = N_D$ und für S_m	N/mm^2
$S_{AK,II}$	ertragbare Amplitude der Bauteil-Dauerfestigkeit für N ist unendlich für S_m	N/mm^2

S_m	Mittelspannung	N/mm ²
t	Messzeitpunkt	s
u	Umfangsgeschwindigkeit des Laufrads	m/s
v	Ausschlag an der jeweiligen Schützenposition	
v_{RMS}	Effektivwert der Geschwindigkeit über die Dauer von einer Sekunde berechnet	mm/s
x(t)	Zeitliche Verschiebungsgrößen	m
w	Axiale Geschwindigkeit des Laufrads	m/s
Z_{Lr}	Zahl der Laufradschaufeln	Stk
Z_{Ls}	Zahl der Leitapparatöffnungen	Stk
ζ	Dämpfungskonstante	-

1 Einleitung und Motivation

1.1 Pumpspeicherkraftwerke als Regelkraftwerke

Pumpspeicherkraftwerke stellen aufgrund ihrer Krafthauskombination von Turbinen und Pumpen einen wichtigen Anteil an der Spitzenstromabdeckung. Je schneller auf Stromnachfragen reagiert werden kann, desto wertvoller wird die kurzfristig benötigte Stromerzeugung zur Aufrechterhaltung des Stromnetzes. Aus diesem Grund sind kurze Umschalt- und Einschaltprozesse der Pumpe und Turbine für einen ökonomisch erfolgreichen Betrieb essenziell. Ebenso spielt die Regelungsfähigkeit der Betriebslast eine wichtige Rolle bei der Stromabdeckung, sodass an Wasserturbinen die Anforderung gestellt wird außerhalb des Auslegungspunktes betrieben werden zu können. Diese Inbetriebnahme außerhalb des Auslegungspunktes kann im gesamten Kraftwerk zu komplexen Strömungs- und in weiterer Folge Schwingungsphänomenen führen, welche die hydraulischen und mechanischen Komponenten des gesamten Kraftwerks vor große Herausforderungen stellen können. [1] Je größer der Regelbereich eines Kraftwerks ist, desto wertvoller ist die Stromerzeugung des Kraftwerks. In Abbildung 1 sind aus internen Daten der prozentuelle Turbinenbetrieb eines gesamten Jahres des untersuchten Kraftwerks aufgezeichnet, der gut die energiewirtschaftliche Bedeutung des gesamten Regelbereichs aufzeigt. Die Turbine wird ungefähr ein Fünftel des Betriebes im unteren Teillastbereich (relative Leistung in Bezug zur Leistung im Auslegungspunkt $P/P_{opt} < 0,5$) gefahren.

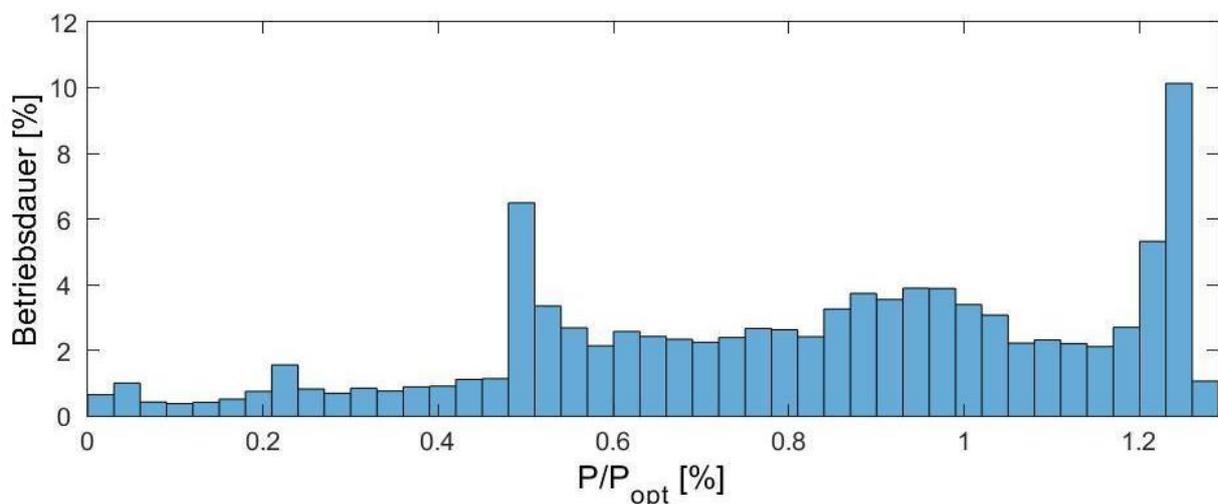


Abbildung 1: Leistungsdaten für den Turbinenbetrieb des untersuchten Kraftwerks im Zeitraum von einem Jahr.

Für diese Diplomarbeit wird als Referenzkraftwerk eine Hochdruckanlage (Fallhöhe über 50 Meter) im Hochgebirge mit einer Francis-Turbine betrachtet. Unter geringen Wirkungsgradverlusten wird die Möglichkeit von der Francis-Bauweise ausgenützt, diese auch für den Pumpbetrieb auszurüsten. In Abbildung 2 ist der schematische Aufbau des untersuchten Pumpspeicherkraftwerks aufgezeichnet. Die Wasserzuführung des Speicherkraftwerks wird von einem Staubecken realisiert. Über den im Staubecken exzentrisch angelegten Einlauf gelangt das Wasser über einen kurzen Druckstollen in den steilen Druckschacht. Bevor das Fluid im Krafthaus ankommt durchläuft es eine Flachstrecke an der am Ende eine Drosselklappe, welche als Absperrorgan dient, angebracht ist. Im Krafthaus angelangt wird die hydraulische Energie mittels einer vertikalen Francis-Turbinen mechanische Energie umgewandelt und in weiterer Folge über den Generator in elektrische Energie, welcher im Netzbetrieb geschaltet ist. Nach der Energieumwandlung der Großwasserkraftanlage ($P > 100 \text{ MW}$) strömt das Wasser in das Pumpspeicherbecken. [2]

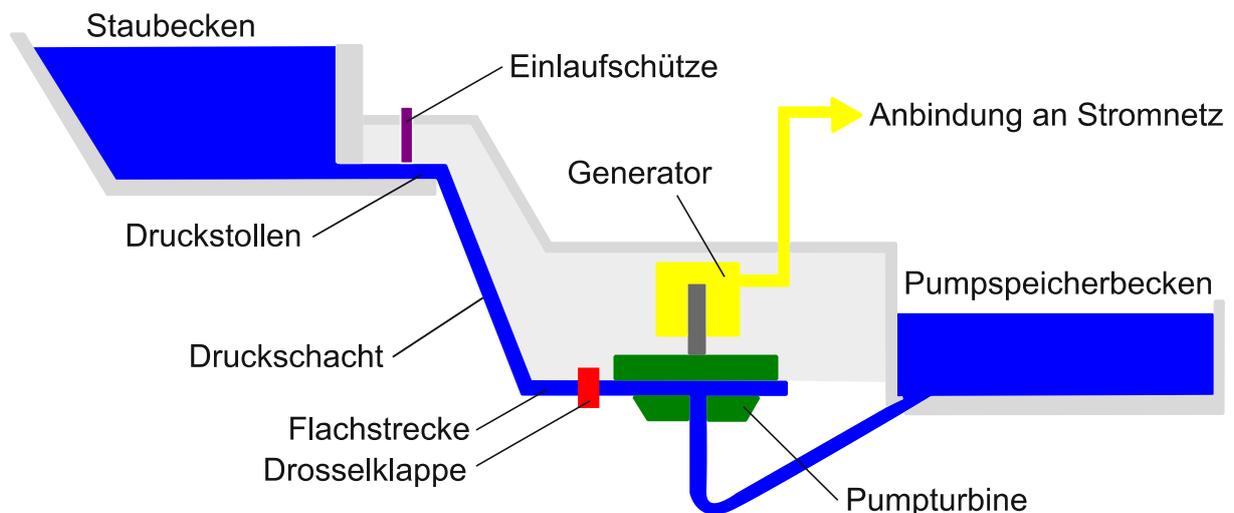


Abbildung 2: Schematischer Aufbau eines Pumpspeicherkraftwerk.

1.2 Funktion von Einlaufschützen

Hochdruckanlagen müssen mit schnellschlussfähigen Notschützen gesichert werden, die im Notfall den maximal zulässigen Wasserfluss unterbrechen können müssen. Aufgrund ihrer Notschlussfähigkeit werden Notschützen nur in offener und geschlossener Stellung betrieben. Um die hydrodynamischen Belastungen beim Schließungsprozess der Schütze so niedrig wie möglich zu halten, wird das

Absperrorgan üblicherweise direkt nach dem Einlauf des Staubeckens hinter dem Feinrechen wie in Abbildung 2 und 3 positioniert. In Abbildung 3 wird schematisch eine Rolleneinlaufschütze dargestellt. Aufgrund der hohen Belastung bei einer Schließung im strömenden Betrieb könnte die Einlaufschütze nachhaltig beschädigt werden. Deshalb wird im realen Betrieb eine Schließung selten getestet. Eine erfolgreiche Schließung unter Strömung muss daher in den meisten Fällen nur rechnerisch mit ausreichend Sicherheit nachgewiesen werden.

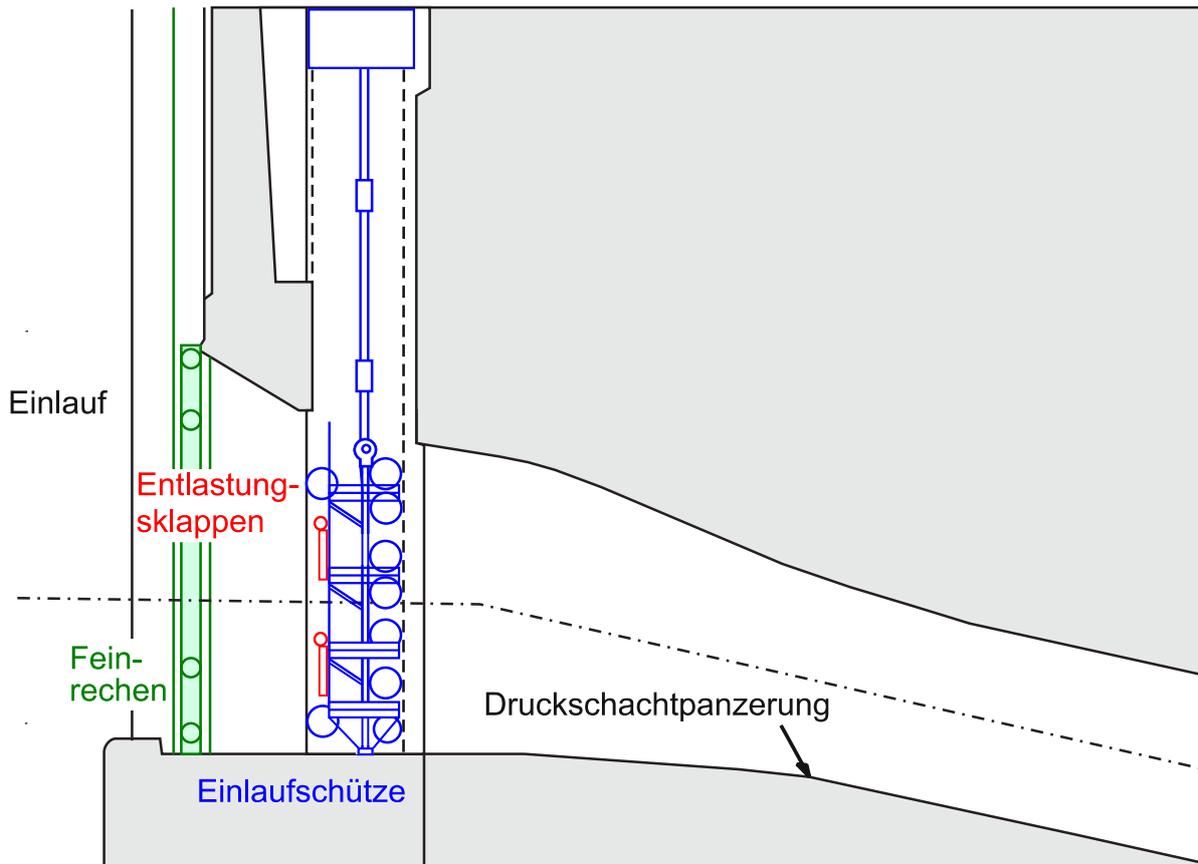


Abbildung 3: Schnitt durch den Druckstollen im Einlaufbereich; Schütze im geschlossenen Zustand.

Bei einem Pumpspeicherkraftwerk besitzt eine Einlaufschütze Entlastungsklappen, die mit Sollbruchschrauben an die Schützentafel verschraubt werden und mit einem Scharnier zusätzlich verbunden sind. Wenn die Schütze geschlossen ist und aufgrund eines Steuerungsfehlers der Pumpbetrieb irrtümlich gestartet wird, sollen die Sollbruchschrauben brechen und die Klappe hochschlagen. Wären die Entlastungsklappen nicht eingebaut, würde sich der Druck in diesem Fall im Druckschacht stetig erhöhen und infolgedessen zu Schäden an der Druckschachtpanzerung führen.

1.3 Aufgabenstellung

Bei zwei Revisionen der Einlaufschütze wurden Schwingungsdauerbrüche bei den Sollbruchschrauben festgestellt. Durch die nicht mehr intakte Verschraubung entstehen Gefahren während des Betriebs. Wenn alle Schrauben an einer Entlastungsklappe brechen, hängt diese nur noch an einem Scharnier und könnte sich beim Schließvorgang im Schützenschacht verkanten und zum verfrühten Stillstand der Schütze führen. Neben der Gefahr des Verkantens bei der Schließbewegung könnte sich zusätzlich die Gefahr ergeben, dass sich die Klappe von der Schütze löst, wenn auch das Scharnier bräche. Im Turbinenbetrieb würde sich dann die Klappe den Weg in die Triebwasserführung bahnen und sowohl den Druckschacht als auch die Turbine beschädigen.

Da die Schützen zwischen den beiden oben genannten Revisionen im strömenden Zustand nie gesenkt wurden, müssen die Belastungen, die zum Bruch führten, im geöffneten Zustand auf die Schrauben gewirkt haben. Die einachsigen dynamischen Belastungen an den Schrauben sind auf Schwingungen an der Schütze zurückzuführen, welche wiederum von Strömungsphänomenen ausgehend von der Schützenschleuse als auch von der Triebwasserführung erzeugt wurden. Zum Verständnis der Ursache des Versagens der Schrauben wurden bereits in der Vergangenheit Schwingungs- und Druckmessungen veranlasst, die aufgezeigt haben, dass die gefährdenden und auch hörbaren Schwingungen im Teillastbereich der Maschinen entstehen. Ziel dieser Diplomarbeit ist es, die Ursachen für die Schraubenbrüche aufgrund von Schwingungen zu erfassen. Um die Schwingungsanregung verstehen zu können, soll eine wissenschaftlich fundierte Ursachenforschung durchgeführt werden.

Die Arbeit wird sich zuallererst mit dem Aufbau einer Einlaufrollenschütze beschäftigen, um ein Grundverständnis über die betroffene Baugruppe zu schaffen. Danach werden die möglichen Ursachen beschrieben, die zum Versagen der Schrauben führen können. Dabei wird darauf eingegangen, wie diese in der Bruchfläche erkannt werden können und wie mit der Auswahl der Schraubengeometrie und -werkstoffs die Bruchanfälligkeit vermindert werden kann. Darauf folgend soll die mögliche Belastungsursache, als Antwort auf eine Erregung, nämlich die Erscheinung von Schwingungen besprochen werden. Nachdem die

Wechselwirkung Anregung zu Antwort erklärt wird, gilt es noch, die möglichen Phänomene ausgehend von Strömungen in einem Wasserkraftwerk mit Francis-Turbine, die als Anregung in Frage kommen, zu erläutern. Nachdem der Grundstock für die Theorie in Abfolge *Wirkung zu Ursache* gelegt ist, wird in den Resultaten dieser Ablauf *vice versa* wieder aufgegriffen. Dazu wird mit einer Erklärung, wie diese Resultate zustande gekommen sind, begonnen, indem die Anlagenkenndaten des Pumpspeicherkraftwerks, der Messaufbau und das Messprogramm vorgestellt werden. Zuerst wird die Anregung, in diesem Falle Druckpulsationen, sowohl einer Zeitanalyse als auch einer Frequenzanalyse in verschiedensten Formen (Frequenzspektrum, Spektrogramm, Wasserfalldiagramme usw.) unterzogen und darauf aufbauend versucht, die Anregungen den vorab in der Theorie definierten Strömungsphänomenen zuzuordnen. Nachdem die Anregung analysiert worden ist, soll eine Modalanalyse Verständnis in das Zusammenspiel der Druckpulsationen mit der Schütze bringen. Zuletzt soll aufgrund der auftretenden Schwingungen ein Spannungskollektiv gebildet werden, welches den Grundstock für den Betriebsfestigkeitsnachweis der Sollbruchschrauben mittels Schadensakkumulation nach Palm-Green-Miner bildet. Die Schadensakkumulation für die gesamte Belastung wird dann mit Subtraktion von Strömungsphänomenen, welche gewissen Frequenzen zugeordnet werden können, verglichen, um aufzuzeigen, welche Anregungen die Schädigung der Schraube wie beeinflussen. Nach der Vorstellung der Resultate werden die gefundenen Ergebnisse zusammengefasst und ein Ausblick für weitere Arbeiten in diesem Suchfeld in Aussicht gestellt.

2 Theorie

2.1 Aufbau einer Einlaufschütze

Rollenschütze sind punktförmig oder linienförmig über Rollen gelagert und führen eine translatorische Bewegung aus. Bei der Abwärtsbewegung wird der Notschluss über die Strömungsbewegung gegen die Führungsschiene und gegen die Dichtung gedrückt. Die Schließung erfolgt dabei ausschließlich über das Eigengewicht der Schütze. Damit das Gewicht der Schütze für den Schließvorgang, zur Überwindung der Dichtungs- und Reibungskräfte, ausreicht, wird in die Schützentafel Beton gegossen. Der Vorteil der Rollenschütze gegenüber anderen Bauweisen ist beim Schließvorgang zu finden, da die Rollreibung die Reibungskräfte verringert, welche der Notschlussbewegung entgegenwirken. In der Abbildung 4 ist ersichtlich, dass die Rollenschütze aufgrund der Lagerung und der Herstellung der Dichtung eine Nische benötigt. Diese Nische beeinflusst die Strömungsverhältnisse. Deshalb sollte die Lagerung der Schütze aus strömungstechnischen Gründen so klein wie möglich ausgeführt werden, da eine kleinere Nischengröße eine geringere Ablenkung der Strömung mit sich bringt und sich dadurch die Schwingungsgefahr reduziert. Je größer die Nische ist, desto höher ist die Wahrscheinlichkeit, dass sich bei entsprechenden Strömungsgeschwindigkeiten negative Druckzustände ausbilden und infolgedessen Kavitation gefördert wird. [3]

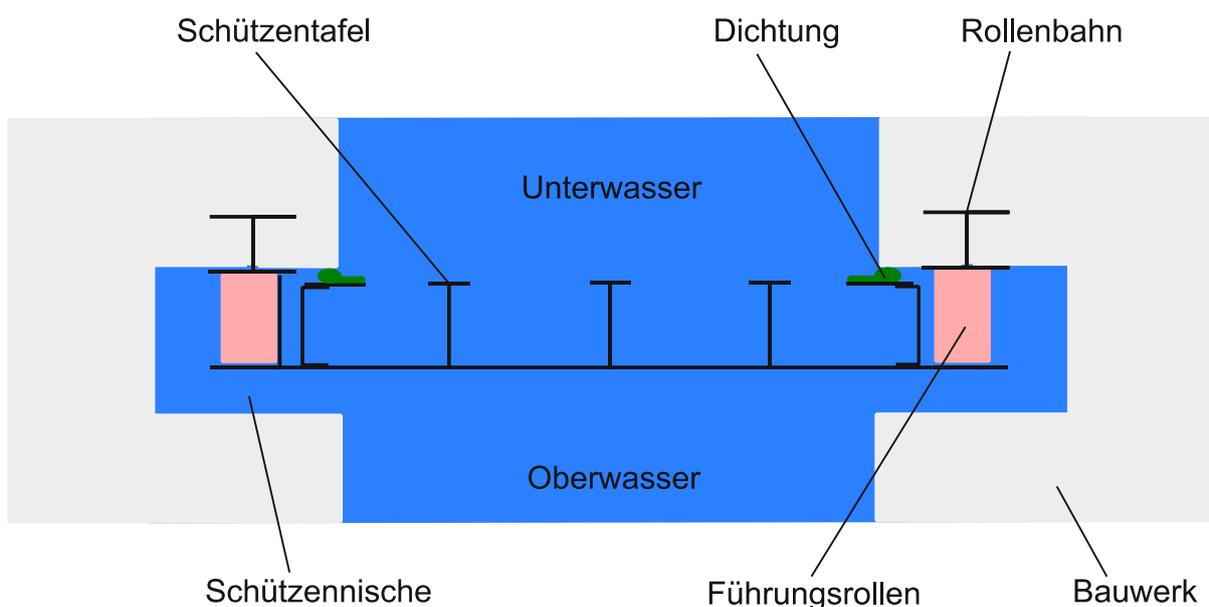


Abbildung 4: Schematischer, vertikaler Schnitt durch ein Rollenschütz bei den Führungsrollen.

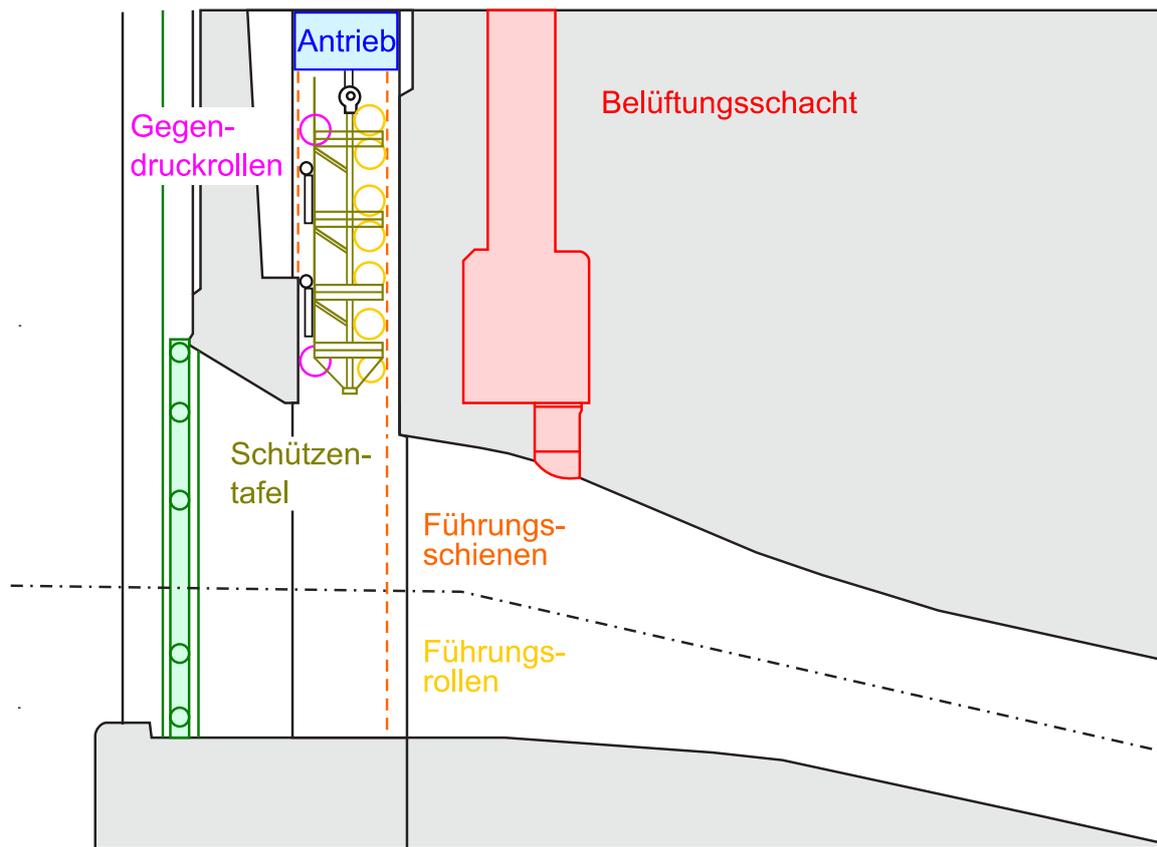


Abbildung 5: Schnitt durch den Druckstollen; Schütze im geöffneten Zustand.

Zum Anheben der Schütze aus der geschlossenen Stellung ist ein Hydraulikantrieb oberhalb der Schütze eine gängige Lösung. In komplett geöffneter Stellung befindet sich das Schütz komplett im Schacht und steht somit nicht mehr unter Wasserdruck. Die Schütze wird daher nicht mehr zwangsläufig gegen die Laufschiene gedrückt. Wirbel- und Druckpulsationen im Schacht können aufgrund dieser fehlenden Zwangsbedingung ein Schwingen in Form von Hin- und Herpendeln erzeugen. Besonders anfällig dafür sind Rollenschütze wegen ihrer geringeren Reibungskräfte in vertikaler Richtung. Wickert [3] empfiehlt als Lösung federgedrückte Gegenführungsrollen, die ein Drücken gegen die Laufschiene im geöffneten Zustand sicherstellen. Eine konstruktive Lösung, die ein Eingreifen der Gegenführungsrollen im geöffneten Zustand realisieren, sind zu bevorzugen, da diese die Schließbarkeit des Notschlussorgans nicht beeinflussen. Um die Schwingungsvermeidung effizient zu gestalten, ist es wichtig, bei der Ausführung darauf zu achten, dass die Gegenführungsrollen zur Laufschiene wenig Spiel besitzen. Ein einfaches, kostengünstiges und effektives Mittel zur Unterdrückung der Schwingungsbildung ist das Festklemmen an die Führungsschiene in gehobener Stellung [3].

Bei hohem Wasserdruck fehlt bei der oberwasserseitigen Dichtung gegen Ende des Schließvorgangs die Auflast, welche als schließende Kraft wirkt. Somit muss das Eigengewicht der Schütze diese fehlende Kraft kompensieren. In der Abbildung 4 ist eine unterwasserseitige Dichtung zu sehen. Um die Schwingungsgefahr im geschlossenen Zustand zu vermindern, ist es wichtig, dass der bewegliche Staukörper den Durchfluss zum festen unterbindet. Für die Unterbindung der Gefahr einer Schwingungsbildung ist diese Charakteristik maßgebend. Undichtigkeiten fördern Schwingungen und können mittels einem ständig wirkenden Anpressdruck verhindert werden. Ein elastisches Verhalten der Dichtung ist hierbei essenziell, um schlagartige Beanspruchungen abfedern zu können. [3]

In Abbildung 5 ist die Belüftung direkt nach der Schütze sichtbar. Diese soll ausgedehnte Druckabsenkungen im Stollen aufgrund der Strömungsbeeinflussung der Schütze im Schließvorgang unterbinden. Kavitationsschäden und laute Geräusche können die Folge unzureichender Belüftung sein. Ebenso führt eine unzureichende Belüftung zu Druckpulsationen, welche im Gesamtbauwerk und somit in weiterer Folge auch bei der Schütze Schwingungen erzeugen können. Im Gegensatz dazu kann eine zu starke Belüftung im Winter die Vereisungsgefahr fördern. [3]

Ein weiterer wichtiger Punkt bei der Auslegung eines Schützes, auf den im Rahmen dieser Arbeit nicht weiter eingegangen werden kann, ist der Einfluss der unten gelegenen Schützenkante. Diese bewirkt, dass die Strömung aufgrund der scharfen Kanten der Schützentafel gestört wird, Turbulenzen entstehen und äußerst hohe Geschwindigkeiten direkt an der Kante entstehen. Da die Schütze im geöffneten Zustand stets komplett aus der Strömungsbewegung des Druckstollen gehoben ist, hat die Schützenkante keinen Einfluss auf die Schwingungsanregung der Schütze. Wissenschaftliche Arbeiten zum Verhalten der Schützenkanten in Strömungen sind in [4], [5] und [6] zu finden.

Als Berechnungsgrundlage für den Nachweis der Schütze kann die DIN 19704 für Stahlwasserbauten herangezogen werden. Unsymmetrische Belastungen, wie die Änderung der Stützbedingungen und Schwingungen sind bei der Auslegung schwer zu bestimmen und werden bei der DIN 19704 über Teilsicherheitsbeiwerte miteinbezogen [7]. Aufgrund der schwierigen Bestimmbarkeit der Einwirkungen ist es wichtig, die Konstruktion der Schütze und ihrer Komponenten so auszuführen, dass

hydrodynamische Lasten und in weiterer Folge Schwingungen weitestmöglich vermieden werden können [3].

2.2 Festigkeit einer Sollbruchschraube

Nach den FKM-Richtlinien gibt es zwei Möglichkeiten, wie ein Versagen der Schrauben eintreten kann: einerseits durch eine statische, andererseits durch eine dynamische Belastung. Bei einer dynamischen Belastung ist stets sowohl der statische als auch der Ermüdungsfestigkeitsnachweis durchzuführen [8]. Nachzuweisen sind jene Punkte im Bauteil mit dem größten Quotienten aus Belastung und zulässiger Spannung unter Berücksichtigung von Sicherheitsfaktoren. Im Falle einer Sollbruchschraube ist die Sollbruchstelle aufgrund des dezimierten Schraubendurchmessers der notwendige Nachweispunkt. Bei der Sollbruchschraube ist darauf zu achten, dass die Durchmessererminderung konstruktiv langsam ausgeführt wird, sodass die Kerbwirkung möglichst wenig Einfluss hat.



Abbildung 6: linsenförmige Dauerbruchfläche einer Schraube bei zyklischer axialer Beanspruchung. [9]

Beim Versagen einer Schraube können die Bruchflächen in Dauer- und Restbruchfläche unterteilt werden. Die Größe der Restbruchfläche gibt Auskunft darüber, wie groß die anliegende Kraft zum Schadenszeitpunkt gewesen ist. Die

Grenze zwischen den beiden Bruchflächen gibt Aufschluss über die Beanspruchungsart. Eine geradlinige Begrenzung weist auf eine Biegebelastung hin. Eine linsenförmige Begrenzung, wie in Abbildung 6 ersichtlich, entsteht hingegen aufgrund von axialen Belastungen. Links ist die Dauerbruchfläche und rechts die Restbruchfläche sichtbar. Eine gemischte Beanspruchung aus Biegung und Zug/Druck liefert eine sichelförmige Grenzlinie. [10]

Aus der VDI 2230 [11] ist ersichtlich, dass bezüglich der Dauerfestigkeit die Festigkeitsklasse der Schraube keine zentrale Rolle spielt, da sich der Dauerfestigkeitsgewinn bei einer höheren Festigkeitsklasse mit dem Verlust durch erhöhte Rissempfindlichkeit des Werkstoffs kompensiert. Somit ist ein Werkstoffwechsel zur Abschaffung von Dauerfestigkeitsproblemen kein adäquates Mittel. Effektive Maßnahmen zur Erhöhung der Dauerfestigkeit ist eine Erhöhung des Schraubenquerschnitts und eine gute Werkstoff- und Oberflächenqualität. [9]

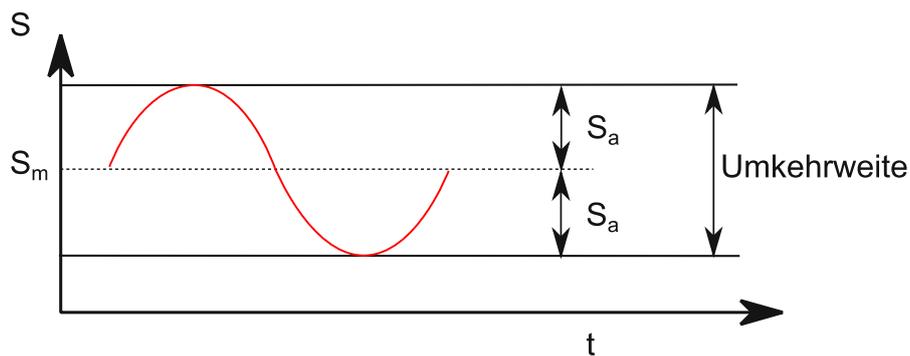


Abbildung 7: Dynamische Belastung mit Mittelspannung aufgetragen auf der Zeit.

In Abbildung 7 ist ersichtlich, dass eine dynamische Belastung im Belastungspunkt eine Maximalamplitude besitzt, welche sich aus der Spannungsamplitude S_a , die der Hälfte der Umkehrweite des Spannungsverlaufs entspricht, und der Mittelspannung S_m zusammensetzt. Die dynamische Belastung im kritischen Querschnitt des Bauteils kann entweder einer Wechselfestigkeits-, Dauerfestigkeits- oder Betriebsfestigkeitsprüfung unterzogen werden. Die Wechselfestigkeitsprüfung findet im Zeitbereich statt, also wo das Bauteil eine gewisse Lastspielanzahl erträgt, ohne zu brechen. Der Dauerfestigkeitsnachweis wird für eine unendlich große Lastspielanzahl durchgeführt. Bei der Betriebsfestigkeit wird das Bauteil mit unterschiedlich großen Spannungen belastet. Dazu wird ein mehrstufiges Spannungskollektiv gebildet, welches die vorherrschenden Belastungen in ihrer

Häufigkeit und Höhe abbildet. Hierzu ist die Rainflow-Zählung eine gängige Praxis, welche nach dem Regentropfenprinzip die Umkehrweite bewertet [12]. [13]

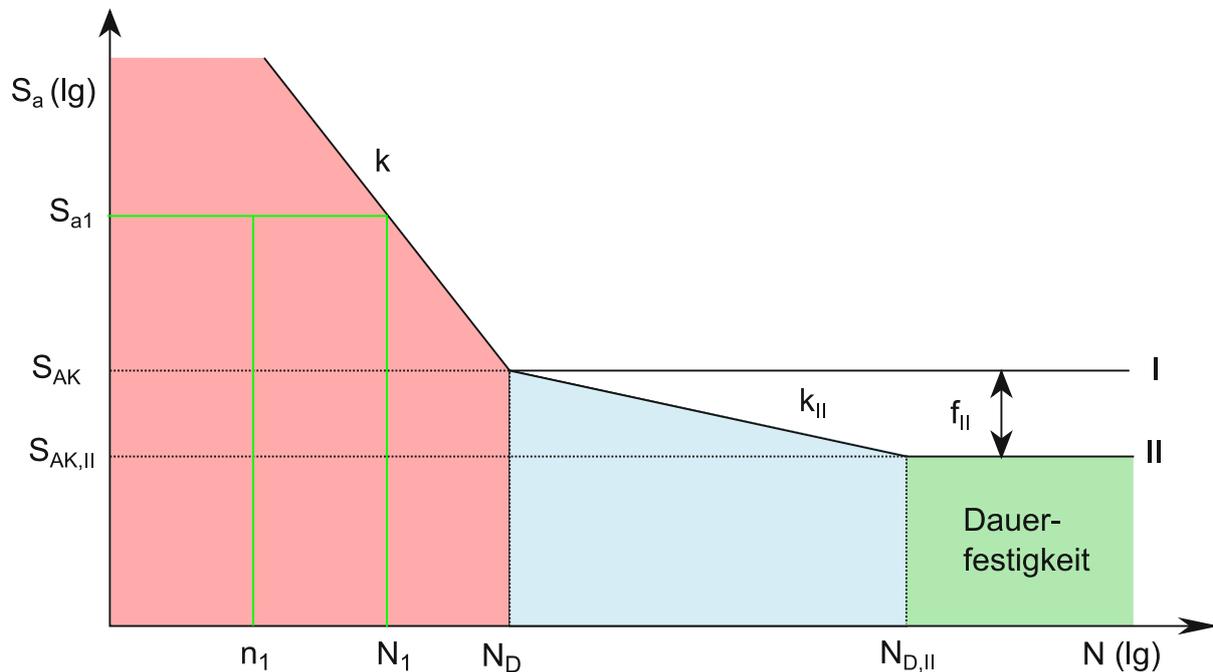


Abbildung 8: Wöhlerlinie eines Edelstahlwerkstoffs.

Ob eine Belastung eine Spannung S_a erzeugt, welche keine Dauerfestigkeit mehr ermöglicht, ist von der am Belastungspunkt zugehörigen Wöhlerlinie abhängig. Die Wöhlerlinie hängt von der Geometrie, dem Material des Bauteils und der vorherrschenden Mittelspannung am Bauteil ab. In Abbildung 8 ist die Wöhlerlinie bei einem Edelstahl, eines im Stahlwasserbau aufgrund seiner Korrosionsbeständigkeit typischerweise verwendeten Werkstoffs, eingezeichnet. Edelstahl besitzt eine zweifach geknickte Wöhlerlinie mit den Steigungen k , k_{II} und $null$. Der Spannungsunterschied der beiden Knickpunkte ist mit dem Faktor f_{II} voneinander entfernt. Ist die vorherrschende Spannung S_a kleiner als die ertragbare Amplitude der Bauteil-Dauerfestigkeit $S_{AK,II}$, ist eine Dauerfestigkeit gegeben. Ist sie jedoch gleich groß wie S_{AK} bzw. $S_{AK,II}$, hält das Bauteil N_D bzw. $N_{D,II}$ Lastspiele aus. Wenn die Lastspielzahl n_1 für die anliegende Spannung S_{a1} kleiner als die der Spannung zugehörige ertragbare Lastspielzahl N_1 ist, entsteht kein Bruch. Sobald $\frac{n_1}{N_1}$ den Wert *eins* erreicht ist die Wahrscheinlichkeit für einen Dauerbruch gegeben.

Um nun die Verknüpfung des erstellten Spannungskollektivs mit verschiedensten Spannungsausschlägen und Mittelspannungen auf ein Wöhlerdiagramm

anzuwenden und dadurch eine Lebensdauerberechnung durchführen zu können, ist es nötig, die lineare Schadensakkumulation nach Palmgren-Miner anzuwenden. Für den Schädigungsfaktor

$$D = \sum_{i=1}^m \frac{n_i}{N_i} = \frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \dots + \frac{n_m}{N_m} \quad (1)$$

wird die auftretende Anzahl der Lastspiele n_i und die ertragbare Lastspielzahl N_i für die auftretende Spannungsschwingbreite des Spannungskollektivs S_a gegenübergestellt. Da sich diese Schädigungen im Laufe ihrer Einwirkung akkumulieren, werden die vorher erklärten Quotienten für das gesamte Spannungskollektiv summiert. Ein Schwingbruch erfolgt wahrscheinlich, sobald der Schädigungsfaktor den Wert *eins* übersteigt.

2.3 Mechanische Schwingungen

Die grundlegende Definition einer Schwingung ist die zeitliche Abweichung einer Zustandsgröße um ihren Mittelwert. Mechanische Schwingungen äußern sich in einer Auslenkung aufgrund von Bewegung mit einer bestimmten Geschwindigkeit, welche sich im zeitlichen Verlauf mit Geschwindigkeitsänderungen, also durch eine Beschleunigung, verändert. Dieser Zusammenhang äußert sich in der Strukturdynamik für das in der Mechanik bekannte einachsige Federpendel mit der folgenden Bewegungsgleichung:

$$m * \ddot{x}(t) + d * \dot{x}(t) + c * x(t) = F(t) \quad (2)$$

mit den dazugehörigen Systemkoeffizienten für $F(t) = 0$,

$$f_0 = \frac{\sqrt{\frac{c}{m}}}{2\pi} \quad (3)$$

$$\zeta = \frac{d}{2\sqrt{c * m}} \quad (4)$$

m , d und c sind die zum System gehörenden Masse-, Dämpfungs- und Steifigkeitskoeffizienten, die im Zusammenhang mit der zeitlich variierenden Kraft $F(t)$ die Verschiebung $x(t)$, Geschwindigkeit $\dot{x}(t)$ und Beschleunigung $\ddot{x}(t)$ des Systems ergeben.

Aus der Bewegungsgleichung ergeben sich die Eigenfrequenz f_0 (3) und die dazugehörige Dämpfungskonstante ζ (4). Die Eigenfrequenz ist nur abhängig von der Masse und der Steifigkeit des Systems und somit entkoppelt von der Dämpfung. Eine Zunahme der Steifigkeit erhöht die auftretende Eigenfrequenz, eine Zunahme der Masse verkleinert diese. Die Dämpfungskonstante hingegen ist von allen drei Systemkoeffizienten abhängig. Eine Steigerung der Masse oder Steifigkeit vermindert die der Bewegung entgegenwirkende Dämpfung. Die Dämpfungskonstante erhöht sich trivialerweise mit dem Dämpfungskoeffizienten. Greift die anregende Kraft mit der Eigenfrequenz $f = f_0$ an, herrscht Resonanz und eine Vervielfachung der inneren zu äußeren Kräfte im System ist möglich. In Abbildung 9 ist dieser Effekt der Vervielfachung für ein einfaches mechanisches System mit einer einzigen Eigenfrequenz, im Verhältnis auf die anregende Frequenz zur Eigenfrequenz $\frac{f}{f_0}$ abgebildet. Die Frequenz des Maximums der Vervielfachung, also auch die Ausprägung der Vervielfachung, ist abhängig von der Dämpfungskonstante und ist als strichlierte Kurve eingezeichnet. Bei keiner Dämpfung ($\zeta = 0$) würde die Vervielfachung bei $\frac{f}{f_0} = 1$ ins Unendliche gehen. In der Realität besitzt jedes System durch Reibung, elastische Verformung usw. eine Dämpfung. Je stärker die Dämpfung ausgeprägt ist, desto weniger stark macht sich die Vervielfachung der auf den Körper wirkenden Kräfte bemerkbar und desto niedriger ist die Frequenz der maximalen Verstärkung. Aufgrund dieser möglichen Vervielfachung der Erregerkraft, versteht es sich von selbst, dass solche Zustände im Betrieb, zur Aufrechterhaltung des Systems, größtmöglich vermieden werden sollen. Jedes reale System besitzt eine oder mehrere Eigenfrequenzen. Diese Eigenfrequenzen können entweder experimentell am echten Konstrukt über Modalanalysen oder über computerunterstützte numerische Simulationen ermittelt werden. Ist das vorherrschende Anregungsspektrum bekannt, ist eine Auslegung des Bauteils bzw. der Baugruppe und infolgedessen der Eigenfrequenz bei einem schwach ausgeprägten Frequenzbereich der Anregung sinnvoll. Durch eine Modalanalyse können die Eigenfrequenzen und die dazugehörigen Dämpfungskonstanten eines realen mechanischen Systems erfasst werden [13]. Dazu wird der Kräfteerregung und der Systemantwort eine Frequenzgangfunktion zugeordnet. Der dazugehörige Phasengang gibt Aufschluss über die Eigenfrequenzen und die Dämpfungskonstante. Ein Wendepunkt bei einem monoton

fallenden oder monoton steigenden Phasengang äußert sich in einem lokalen Maximum oder Minimum des Frequenzgangs und kann sich in einer Eigenfrequenz äußern. Je stärker der Phasenunterschied einer monoton steigenden bzw. fallenden Kurve ausfällt, desto stärker ist auch das lokale Minimum bzw. Maximum und dementsprechend die Dämpfungskonstante an dieser Frequenz schwächer. Zu diesen beiden Kurven gibt es noch eine weitere wichtige Eigenschaft zur Validierung der Ergebnisse: die Kohärenz. Die Kohärenz gibt die lineare Abhängigkeit zwischen der Anregung und der Systemantwort wieder. Die Kohärenz kann einen Wert von *null* für keine Übereinstimmung bis *eins* für vollständige Übereinstimmung annehmen. Nur bei ausreichender Übereinstimmung der beiden Signale können die Werte der Modalanalyse verwendet werden. Ein niedriger Wert deutet daraufhin, dass ein Messsignal Rausch- oder Leck-Effekte besitzt oder das System Nichtlinearitäten besitzt.

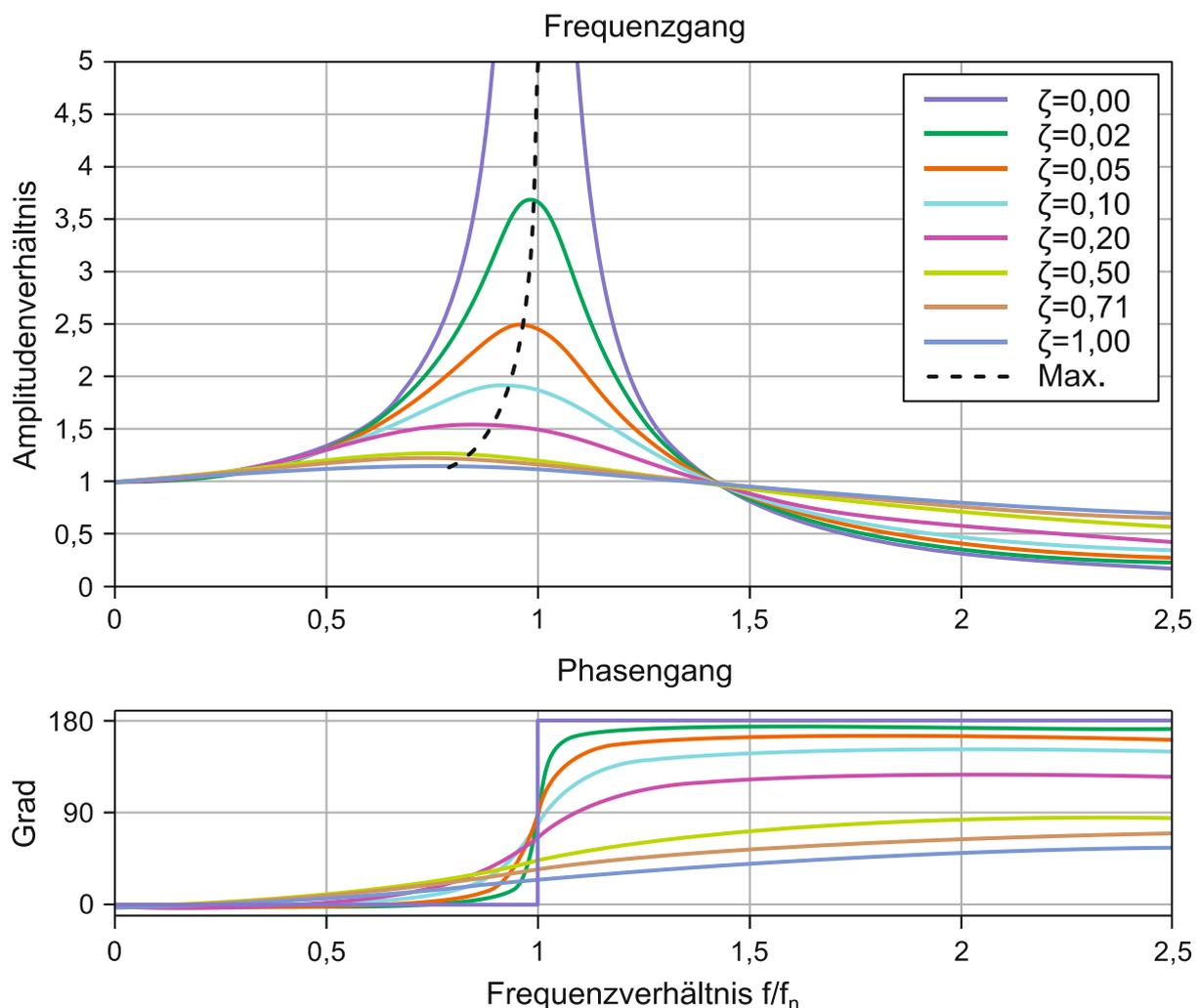


Abbildung 9: Amplitudenverhältnis und Phasengang eines Oszillators mit einem Freiheitsgrad. [14]

Wenn Schwingungen keinem Strömungsphänomen zugeteilt werden können, wird daraus erkenntlich, dass diese selbst erregt sein müssen. Dabei wird eine Resonanzfrequenz einer hydraulischen Komponente von den vorherrschenden Druckpulsationen tangiert. Charakterisierend für diese Druckimpulse ist, dass sie sich über das gesamte hydraulische System übertragen und deshalb zu erheblichen Leistungsschwankungen führen können. [15] In einem Pumpspeicherkraftwerk wurde eine auftretende Pulsation mit der Eigenfrequenz von der Länge des Druckschachts und der Fallhöhe erklärt. Die Frequenz trat im Bereich vom 0.7- bis 1.0-fachen der Wellendrehfrequenz auf und steigerte sich in der Frequenz mit erhöhtem Durchfluss. Ihr Maximum erreichte diese Pulsation bei 30 Prozent des Auslegungspunktes. [16] Untersuchungen haben ergeben, dass bei gleichbleibender Leistung die Fallhöhe das Verhalten der Teillastinstabilität beeinflusst. Bei niedrigem Unterwasserpegel ist dieser Effekt größer. Daraus ergibt sich, dass sich bei ungleichen Fallhöhen die Leistungsstärke der Strömungsphänomene ändert. Die Wahrscheinlichkeit von hydraulischen Resonanzen oder Instabilitäten erhöht sich, je größer die Variationsbreite der Fallhöhe ausfällt. [1, 15] Somit ist sowohl die Anregung als auch die Antwort abhängig von mehreren Parametern. Bei gewissen Pegelhöhen können Resonanzen auftreten und bei anderen wiederum nicht. Je mehr Daten zu unterschiedlichen Betriebsparametern vorhanden sind, desto besser können Phänomene, Systemantworten, kritische Belastungsfälle und das gesamte hydraulische System verstanden werden.

2.4 Strömungsphänomene

In diesem Kapitel werden alle möglichen Strömungsphänomene eines Pumpspeicherkraftwerks in Francis-Bauweise vorgestellt, die für eine Anregung mittels Druckpulsationen bei der Einlaufschütze relevant sind. Diese Strömungsphänomene können nicht nur von der Einlaufschütze selbst (tiefe Kavitation, Wirbelablösungen), sondern auch über die Druckrohrleitung oberwasserseitig (Einlaufwirbel, Rechenwirbel) oder unterwasserseitig (Saugrohrwirbel, Rotor-Stator-Interaktion, Kavitation) erzeugt werden. Die möglichen Strömungsphänomene lauten, bautechnisch chronologisch vom Staubecken zum Auslaufbecken aufgelistet, wie folgt:

- Einlaufwirbel
- Tiefenkavitation
- Kármánsche Wirbel (erzeugt von Rechen, Schützenkante, Laufrad usw.)
- Strömungsturbulenzen
- 2-Phasen-Gemisch
- Kavitation
- Rückkopplung
- Saugrohrwirbel
- Kanalwirbel
- Rotor-Stator-Interaktion

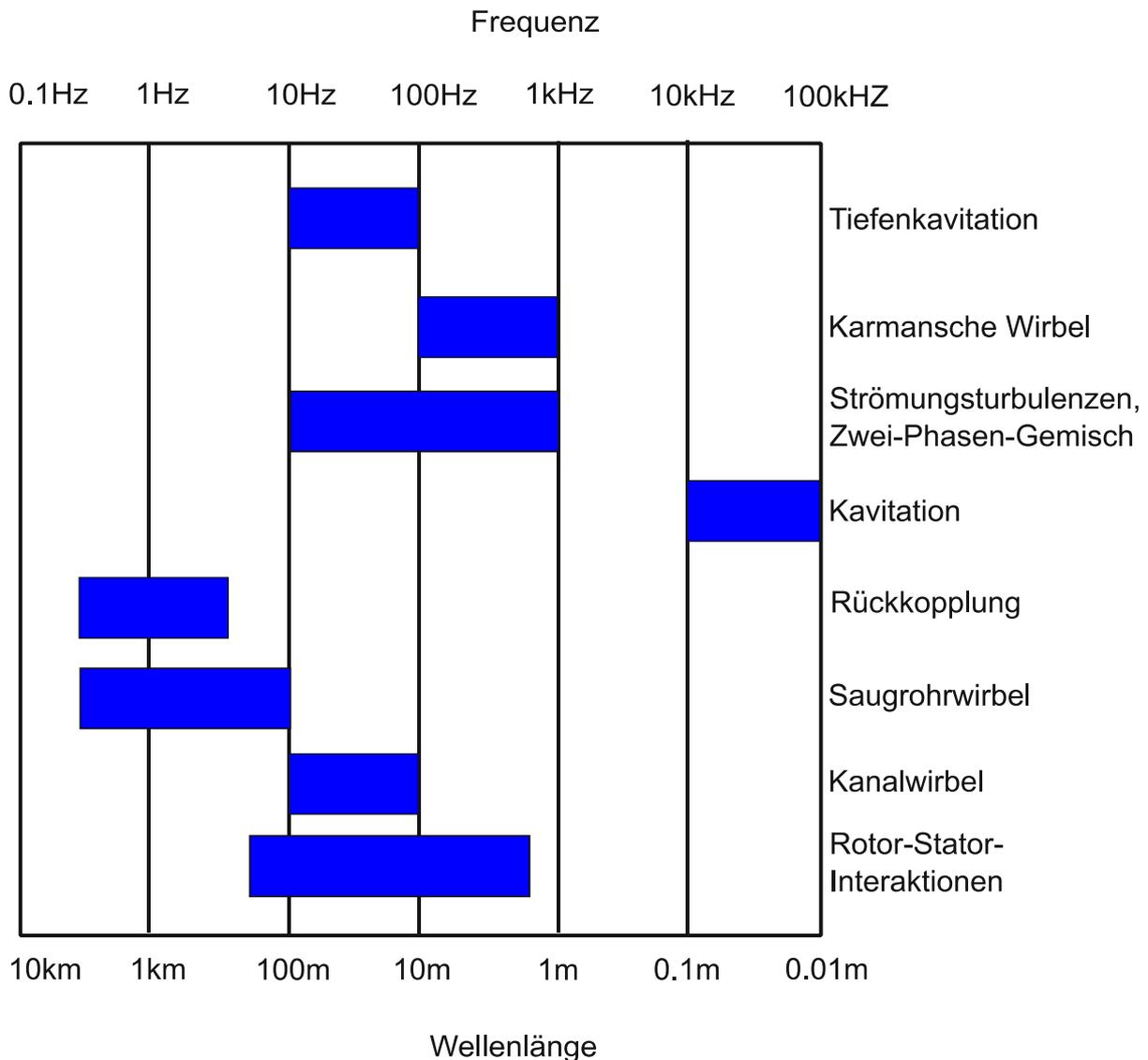


Abbildung 10: Strömungsphänomene und ihr typischer Frequenzbereich. In erweiterter Form von [15] übernommen.

In Abbildung 10 werden die herkömmlichen Frequenzbereiche der einzelnen Phänomene aufgezeichnet. Für die Anregung von Schwingungen bei einem schweren Konstrukt, wie der Einlaufschütze sind Anregungsfrequenzen über 100Hz in den Ausschlägen schwach und somit für die dynamische Belastung nicht weiter relevant. Deshalb werden die Strömungsphänomene Kavitation und Kármánsche Wirbel in dieser Aufzählung lediglich der Vollständigkeit halber aufgelistet, aufgrund der fehlenden Relevanz für die vorliegende Diplomarbeit jedoch nicht weiter ausgeführt. Ebenso wird auf weitere Erläuterungen des Einlaufwirbels verzichtet, da es bereits vorangegangene Untersuchungen für den Einlauf des Pumpspeicherkraftwerks gegeben hat, welche gezeigt haben, dass der Einlauf keine Gefahr bezüglich der Bildung von Wirbeln mit sich bringt [17]. Im Zuge der Literaturrecherche konnten bezüglich des typischerweise auftretenden Frequenzbereichs von Einlaufwirbeln keinerlei Hinweise gefunden werden, weshalb diese in Abbildung 10 ausgespart wurden.

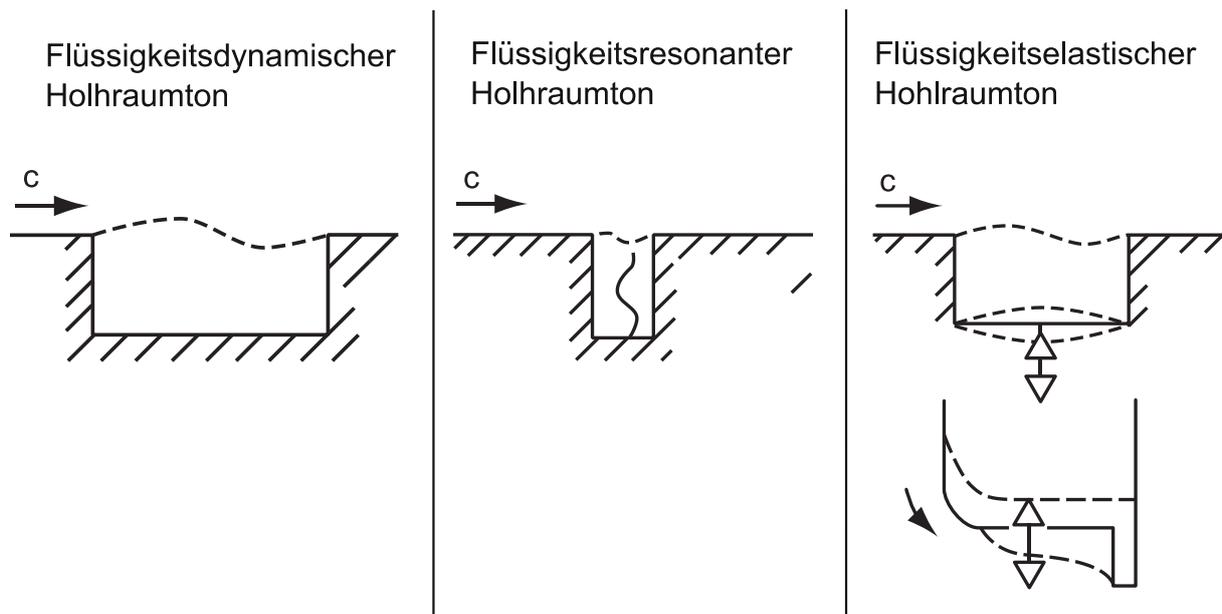


Abbildung 11: Arten von Hohlraumtönen aufgrund der Eigenschaften einer Flüssigkeit. [19]

Befindet sich quer zu einer Strömung ein Hohlraum, kann die Grenzschicht der Strömung mit der Strömungsgeschwindigkeit c einen Druckpuls, eine sogenannte **Tiefenkavitation** erzeugen. In Abbildung 11 sind die drei Arten von Hohlraumtönen für tiefe Hohlräume aufgezeichnet: die flüssigkeitsdynamischen, flüssigkeitsresonanten und flüssigkeitselastischen Hohlraumtöne. Die Flüssigkeitsdynamischen spielen für die Schütze in unserem Fall keine Rolle, da sich diese Wirbel auf der Höhe der Nischenkante ausbilden und die Schütze weit über der

Nischenkante steht, sodass eine solche Anregung unwahrscheinlich ist. In [18] sind Experimente mit verschiedenen Strömungskennzahlen für flüssigkeitsdynamische Hohlraumtöne zu finden.

Beim flüssigkeitsresonanten Hohlraumton bewegt sich der Wirbel in den Hohlraum hinein. Die Anregungsfrequenz

$$f_d = \frac{i * a_W}{4 * h} \quad (i = 1,3,5, \dots) \quad (5)$$

ist von der Wellenfortschrittggeschwindigkeit a_W und der Tiefe des Hohlraums h abhängig. Der Wirbel besitzt zur Grundschiwingung ungerade, vielfache harmonische Schwiwingungen i .

Der flüssigkeitselastische Hohlraumton wird durch eine ausreichend elastische Bewegung einer Baugruppe, zum Beispiel einer Schützenunterkante, erzeugt. Was die Bestimmung dieses Phänomens so herausfordernd macht, ist die Interaktion der Strömungsmechanik mit der Strukturmechanik. Die Schwierigkeit der analytischen Beschreibung besteht darin, dass die Systemkoeffizienten (Masse, Steifigkeit, Dämpfung) einen Einfluss auf die Strömung besitzen. [19, 20]

Strömungsturbulenzen charakterisieren sich durch ihr unregelmäßiges Auftreten. Trotzdem können diese Strömungen mittels Eintrittswahrscheinlichkeiten, der Größenverteilung der Wirbel, der kinetischen Energie der Pulsation oder der charakterisierenden Frequenz der Strömungsänderungen beschrieben werden. Im Frequenzspektrum zeigt sich dies aufgrund des aperiodischen Verhaltens als ein gleichmäßiges, breitbandiges, weißes Rauschen und hat dadurch das Potenzial, das System in vielen schwiwingungsfähigen Frequenzen anzuregen. In Abbildung 12 sind Wasserfalldiagramme vom Effektivwert des Ausschlags für verschiedene Leistungsstufen von 0 bis 100% aufgezeichnet. Bei 30 Hz ist die Laufschaufelpassierfrequenz (*Blade Passing Frequency* - BPF) sichtbar. Die Amplitude der BPF verringert sich mit abnehmender Leistung. Im sehr tiefen Teillastbereich ist nur noch ein breitbandiges, weißes Rauschen, aufgrund von Strömungsturbulenzen, sichtbar. Strömungsturbulenzen treten im gleichen Frequenzbereich wie Druckpulsationen aufgrund eines Zwei-Phasen-Gemisches, nämlich zwischen 10 und 100 Hz, auf. [15]

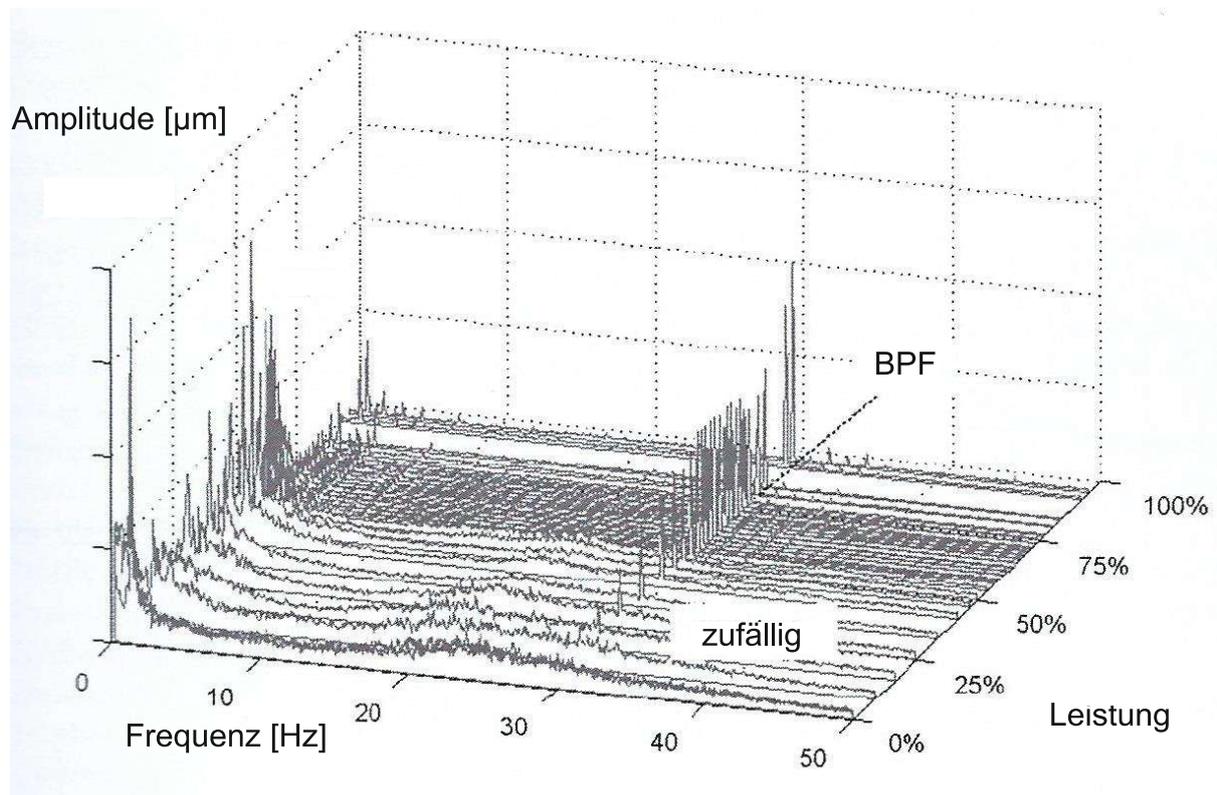


Abbildung 12: Wasserfalldiagramme der Ausschläge an einem Laufrad. [15]

Bei Wasser führen nur sehr hohe Druckverhältnisse in eine Kompressibilität des Fluids. Deshalb wird bei Wasser üblicherweise von einer inkompressiblen Flüssigkeit gesprochen. Wird nun dem Wasser Luft beigefügt, entsteht ein **Zwei-Phasen-Gemisch**. Da die beiden Stoffe eine unterschiedliche Dichte besitzen, Luft kompressibel ist und die beiden Phasen miteinander interagieren, kann es zu Druckpulsationen kommen.

Die Berührung des Triebwasser mit den Leitradöffnungen der Turbine bringt eine **Rückkopplung** mit sich. Die Frequenz dieser Pulsation

$$f_R = \frac{a_W}{2 * l} (i = 1,3,5, \dots) \quad (6)$$

ist abhängig von der Wellenausbreitungsgeschwindigkeit a_W und der Druckrohrlänge l , welche mit dem Faktor zwei multipliziert wird, da die Druckwelle vom Einlauf bis zur Reflexionsstelle verläuft [21]. Normalerweise liegt die Anregung für dieses Phänomen bei Hochdruckspeicherkraftwerke, aufgrund der Rohrlänge, im tieffrequenten Bereich unter 10 Hz.

Ein **Saugrohrwirbel** tritt direkt nach dem Saugrohr auf und wird aufgrund seiner Form, wie in Abbildung 15 ersichtlich, auch als Korkenzieherwirbel oder Wirbelzopf bezeichnet. Bei einer Francis-Turbine tritt das Wasser radial ein und unter einem gewissen Winkel axial aus. Der Austrittswinkel der Laufradschaufeln ist für den Durchfluss strömungstechnisch ideal im Auslegungspunkt designt. Beim Auslegungspunkt entsteht bei der Turbine kein Saugrohrwirbel, da im Geschwindigkeitsdreieck der Wasserkrafterzeugung, wie in Abbildung 13 ersichtlich ist, keine tangentielle Komponente c_t , sondern nur eine axiale Komponente c_m , der Strömungsgeschwindigkeit c_{ges} in Zusammenarbeit mit der axialen Geschwindigkeit w und der Umfangsgeschwindigkeit u des Laufrads entsteht. Die Energieerzeugung verläuft in diesem Falle theoretisch drallfrei. Nur das Vorherrschen von einer tangentialen Strömung ermöglicht eine Verwirbelung der Strömung, welche bei der Leistungserzeugung im Teillastbereich entsteht. Ein Wirbelzopf dreht sich mit einer Frequenz von dem 0.2 bis 0.3-fachen der Laufraddrehfrequenz [22, 23]. Ein Saugrohrwirbel kann zu Drehmomentschwankungen der Turbinenmaschine führen und in weiterer Folge zu Leistungsschwankungen. In Abbildung 15 ist ein Wirbelzopf, mit der Rotationsgeschwindigkeit c_s , im Saugrohr sichtbar. Eindüsung von Luft im Saugrohrkonus, an den gekennzeichneten Stellen mit A, können helfen, den Wirbelzopf wegzudrücken und somit dessen Entstehung zu unterbinden [15, 22]. Arbeiten, die sich mit der Untersuchung von Saugrohrwirbeln mittels CFD-Analyse beschäftigen, finden sich in [24–27, 20].

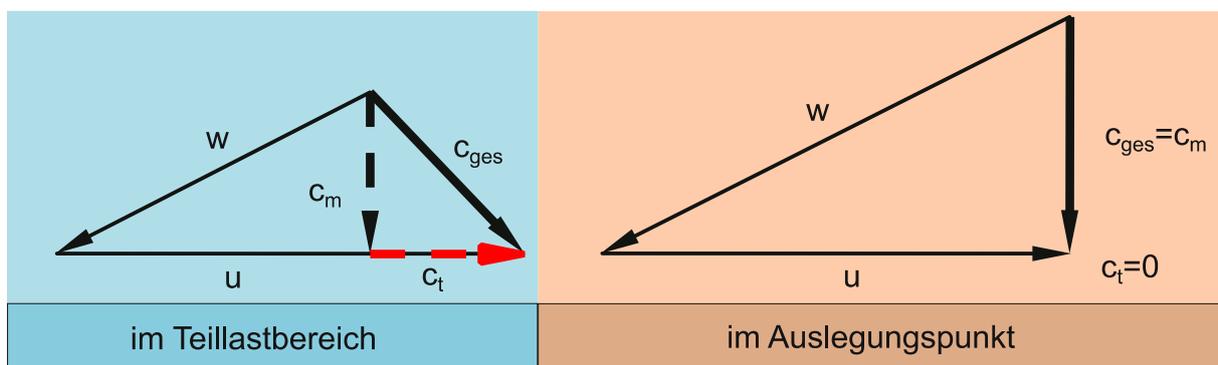


Abbildung 13: Geschwindigkeiten am Ende des Laufrads. [15]

Ein guter Anhaltspunkt für die entstehenden Wirbel-Phänomene im Saugrohr ist die relative Durchflussmenge im Vergleich zur Durchflussmenge im Auslegungspunkt

$\frac{Q}{Q_{opt}}$. Beim Unterschreiten des optimalen Durchflusses im Bereich von ungefähr $\frac{Q}{Q_{opt}} = 0,85$ entsteht beim Saugrohr ein korkenzieherähnlicher Wirbel. Mit sinkendem Durchfluss ist das Phänomen besser ausgebildet. Gemessen werden kann dieser Wirbel am besten an der Wand des Saugrohrkonus. Die meisten Arbeiten identifizieren den Bereich des Auftretens bei einer Leistung von 60 bis 65 Prozent des BEP [22]. [15]

Unter einem Grenzbereich von $\frac{Q}{Q_{opt}} < 0,5$ des Durchflusses löst sich der Saugrohrwirbel auf und wird von einer Vielzahl von mehreren, kleineren, unorganisierten Wirbel ersetzt. Die Saugrohrpulsationen verlieren ihr periodisches Verhalten und werden zu einem breitbandigen Rauschen. In Abbildung 14 sind die Druckpulsationen vom Saugrohrwirbel über die Zeit dargestellt. Rechts wird die Maschine mit $\frac{Q}{Q_{opt}} = 0.643$ betrieben. Die Druckpulsationen besitzen in diesem Betriebspunkt aufgrund des rotierenden Saugrohrwirbels ein periodisches Verhalten. Im linken Ausschnitt wird die Maschine mit $\frac{Q}{Q_{opt}} = 0.335$ tiefer gefahren. In dieser Laststufe verliert der Saugrohrwirbel sein periodisches Verhalten und löst sich in eine breit angeregte Pulsation auf. [15]

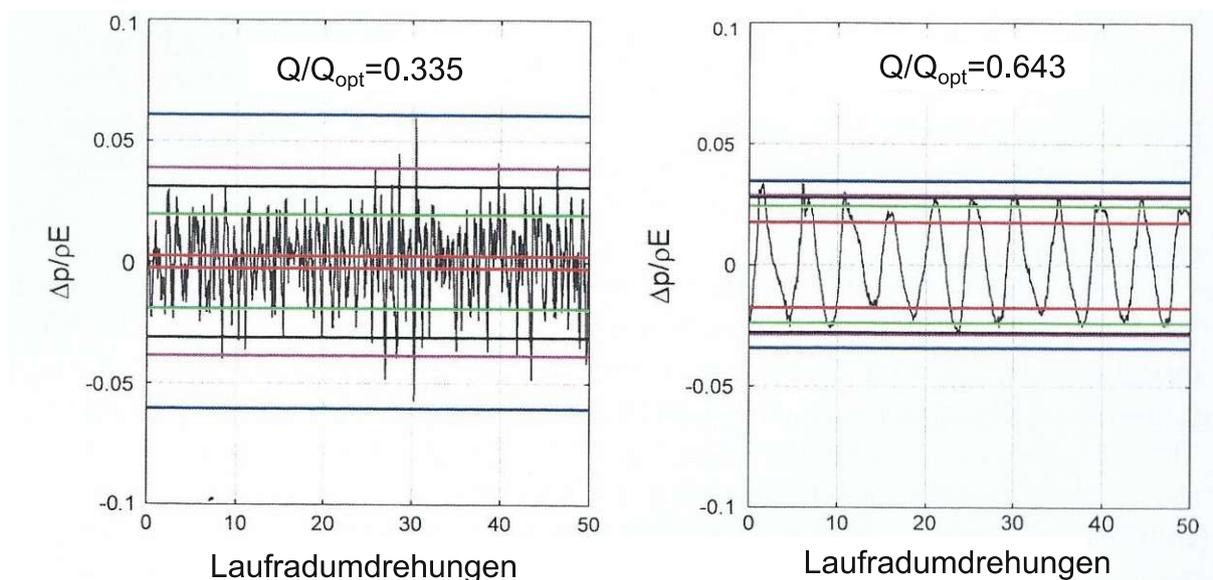


Abbildung 14: Breitbandiges Rauschen versus periodische Pulsation. [15]

Dörfler et al. [15] unterteilen die Saugrohrwirbel zur Bestimmung der auftretenden Phänomene in drei Bereiche: synchrone, asynchrone und zufällige Pulsationen. Besonderes Augenmerk für diese Arbeit stellen dabei die synchronen Pulsationen

dar, weil diese Durchflussschwankungen zur Folge haben, welche daraufhin im Druckschacht aufwärts strömende Druckpulsationen erzeugen. **Leistungsschwankungen sowie axiale Vibrationen des Laufrades, der Welle und der Generatorbefestigung** sind den synchronen Pulsationen zugehörig. Hingegen können radiale Vibrationen der Laufradachse und des Lagergehäuses, neben den niederfrequenten Pulsationen ausgehend von der Druckrohrwand, dem asynchronen Bereich zugeteilt werden. [1, 15, 23]

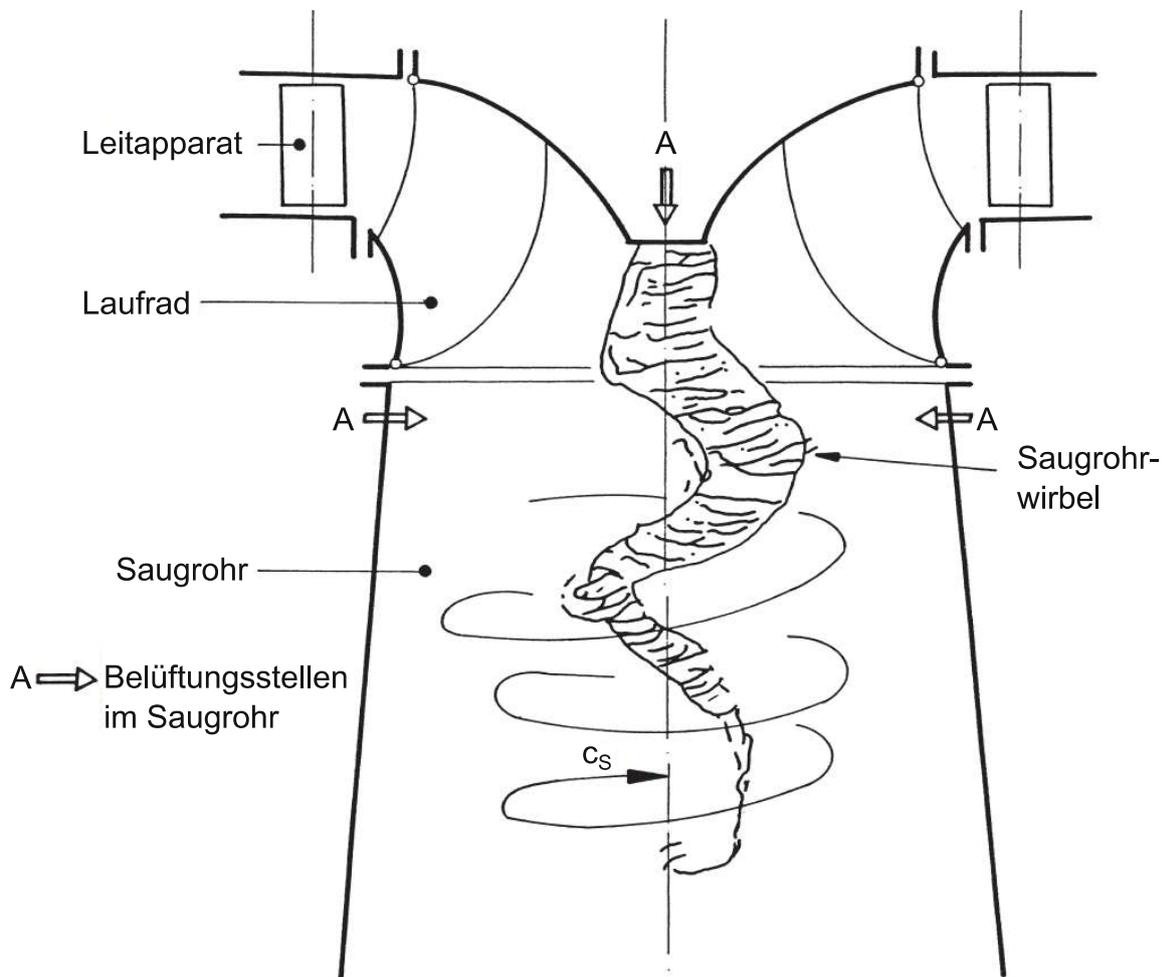


Abbildung 15: Darstellung eines Wirbelzopfs im Saugrohr. [28]

Beim Teillastbetrieb ist der Strömungswinkel am Laufradeintritt nicht mehr optimal auf den Schaufeleintrittswinkel abgestimmt, sodass die Hauptströmung mit der Sekundärströmung kollidiert und zu einem **Kanalwirbel** führt, der sich am Schaufelkanal, beginnend bei der Laufradeintrittskante bis hin zum Laufradausgang, wie in Abbildung 16 dargestellt, entlang zieht. Die Intensität des Wirbels kann stark ausgeprägt sein, besitzt eine stochastische Verteilung und zeigt sich im

Frequenzspektrum breitbandig. Es kann eine Abhängigkeit der auftretenden Frequenz von der Strouhalzahl, in Bezug auf die Breite des Eintritts bzw. Austritts, hergestellt werden. Die Schaufelverwirbelung (engl. *runner inter blade vortex*) können starke mechanische Vibrationen erzeugen, welche sich bis zum Oberwasser durchziehen. [15, 22] Als Lösung wird nach Kaneko et. al [19] vorgeschlagen, dass die Leitapparatöffnungen asynchron zueinander geöffnet und geschlossen werden. Dies würde bedeuten, dass in der niedrigsten Leistungsstufe nur noch eine Leitapparatöffnung geöffnet und alle andere Leitschaufeln geschlossen werden. Arbeiten zur CFD-Modellierung von Kanalwirbeln sind in [27, 29] zu finden.

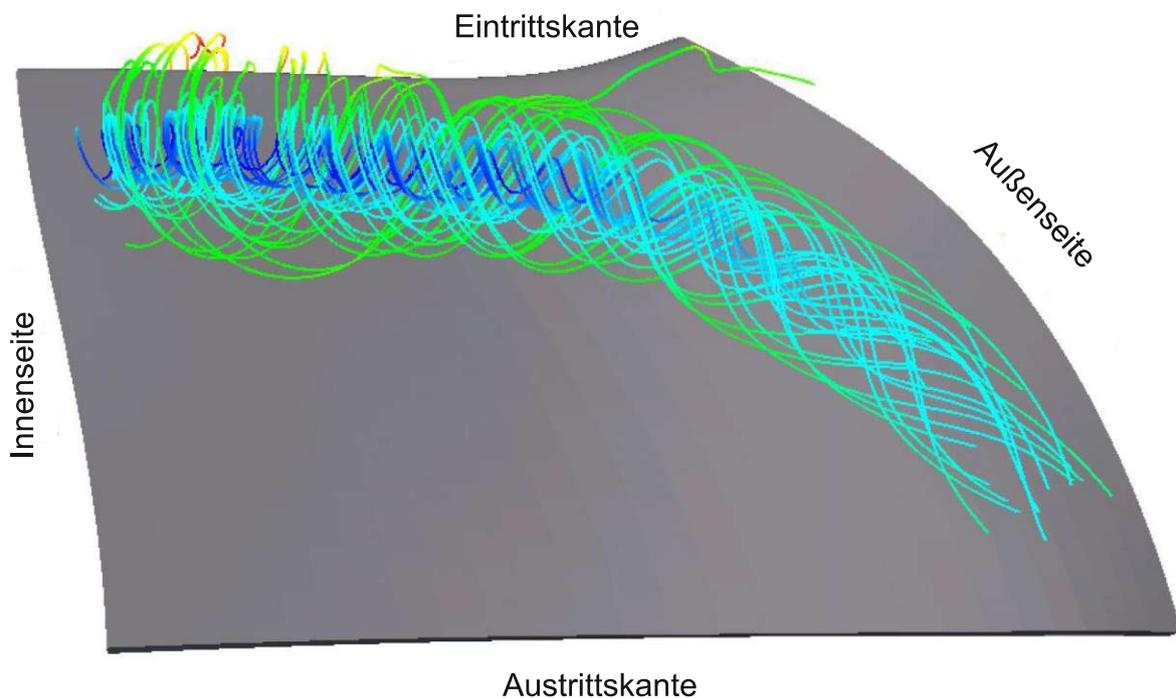


Abbildung 16: Kanalwirbel in der Laufradschaufel. [24]

Ein Laufrad mit konstanter Geschwindigkeit erzeugt periodische Druckpulsationen. Ursache dafür sind ungleiche Strömungsverteilungen, die durch das Druckfeld der Anströmung der Schaufel entstehen. Diese Phänomene werden in der Literatur als **Rotor-Stator-Interaktionen** bezeichnet. Grundschnwingungen für die Leitapparat- und Laufrad druckschwankungen ergeben sich für $k = 1$ bzw. $m = 1$ aus,

$$f_{Lr,k} = n * z_{Lr} * k \quad (k = 1,2,3, \dots) \quad (7)$$

$$f_{Ls,m} = n * z_{Ls} * m \quad (m = 1,2,3, \dots) = BPF \quad (8)$$

und mit $k > 1$ bzw. $m > 1$, die dazugehörigen Oberwellen. Die BPF $f_{s,1}$ ist abhängig von der Drehgeschwindigkeit der Welle n und der Anzahl der Laufräder z_{Lr} . Jede Laufradeintrittskante erhält dabei eine umlaufende hydraulische Kraft von den ortsfesten Leitapparatöffnungen mit der Frequenz $f_{r,m}$ (8), welche analog zu (7) jedoch mit der Anzahl an Leitapparatöffnungen z_{Ls} berechnet wird. Aufgrund von Abweichungen der theoretischen, perfekten Symmetrie des Rotors und des Stators entsteht eine Grundschiwingung ($i = 1$) mit den harmonischen Schwingungen bei $i > 1$,

$$f_{W,i} = n * i \quad (i = 1,2,3, \dots) \quad (9)$$

Die Frequenzen aufgrund von Rotor-Stator-Interaktionen sind im Frequenzspektrum dank ihrer Periodizität leicht identifizierbar. Das Entstehen dieser Druckpulsationen ist unausweichlich und ihre Existenz ist nicht davon abhängig, wie die Turbine bereitgestellt und betrieben wird [24]. [15]

3 Praktischer Teil

3.1 Anlagenkenndaten und Messaufbau

Das mit der Einlaufschütze verbundene Krafthaus ist mit einer Francis-Turbine ausgestattet, welche über eine 435 Meter lange Druckrohrleitung und einer insgesamt 715 Meter langen Triebwasserzuführung mit dem Staubecken verbunden ist. Die Francis-Turbine kann auch in den Pumpbetrieb geschaltet werden. Die Drehzahl liegt bei $n = 375 \text{ UPM}$, die spezifische Drehzahl der Turbine beträgt $n_q = 39 \text{ UPM}$ und die Einheitsdrehzahl $n_{ED} = 0.05$. Die Pumpturbinenanlage wird für die Spitzenstromerzeugung verwendet. Um die Turbine im gesamten Regelbereich betreiben zu können, wird im Teillastbereich Stabilisierungsluft eingedüst. Diese Stabilisierungsluft setzt sich aus einer hochdruckseitigen und eine niederdruckseitigen Lufteinblasung zusammen. Die hochdruckseitige Luftmenge wird im schaufellosen Raum zwischen der Leitschaufelaustritts- und Laufschaufeleintrittskante über 20 Bohrungen im unteren Leitradring eingeblasen. Das Eindüsen der niederdruckseitigen Luft wird über die Hohlwelle realisiert. Die Leitschaufelanzahl $z_{Ls} = 20$ und die Laufradschaufelanzahl $z_{Lr} = 7$ charakterisieren die vorhandenen Eintrittsöffnungen der Turbinenkomponenten.

Der Einlaufbereich verläuft in zwei trapezförmigen Gängen, in denen Einlaufschützensnischen angebracht sind, wie im Schnitt 2 in der Abbildung 17 sichtbar ist. Nach der Einlaufschütze werden die beiden Triebwasserwege wieder zusammengeführt und gehen in eine runde Geometrie über.

Die installierten Sensoren sollen sowohl die Druckpulsationen als auch die Schwingungen an der Schütze aufnehmen. Die piezoresistiven Drucksensoren wurden am Schützenbauwerk befestigt. Die unidirektionalen, piezoelektrischen Beschleunigungssensoren wurden an der Schützentafel angebracht und messen die Bewegung in horizontaler Richtung. Schützensseitig wurden die Druck- und Beschleunigungssensoren auf der gleichen Höhe, der Messebene 1 (oben) bzw. Messebene 2 (unten) befestigt. Die Aufzeichnung der Positionen der Sensoren an der Schütze sind der Abbildung 18 zu entnehmen. Die obere Messebene befindet sich bei der obersten und die untere Messebene bei der untersten Öffnungsklappenreihe. Zur Ermittlung der Ausschläge wird das

Beschleunigungssignal über die Trapezfunktion zwei Mal integriert. Dazu wird das Beschleunigungs- und das integrierte Geschwindigkeitssignal einer Hochpassfilterung vor der Integration unterzogen. Zur Identifikation der Quellen der Druckpulsationen wurde ein Drucksensor vor der Drosselklappe mit einer Abtastrate von 2500 Hz installiert. Die Druckpulsationen an der Drosselklappe wurden nicht in der gleichen Messung, aber bei gleichen Betriebsparametern aufgenommen. Die schützenseitigen Sensoren besitzen eine Abtastrate von 5000 Hz. Die permanenten Maschinendaten, also elektrische Leistung, Leitapparatstellung, Ober- und Unterwasserpegel, werden mit 10 Hz erfasst. Aus den permanenten Maschinendaten können mit dem Muscheldiagramm der Turbine der Wirkungsgrad und der Durchfluss abgelesen werden. Die Position des Sensors vor der Drosselklappe und die anderen krafthausseitigen Sensoren sind in der Abbildung 19 sichtbar.

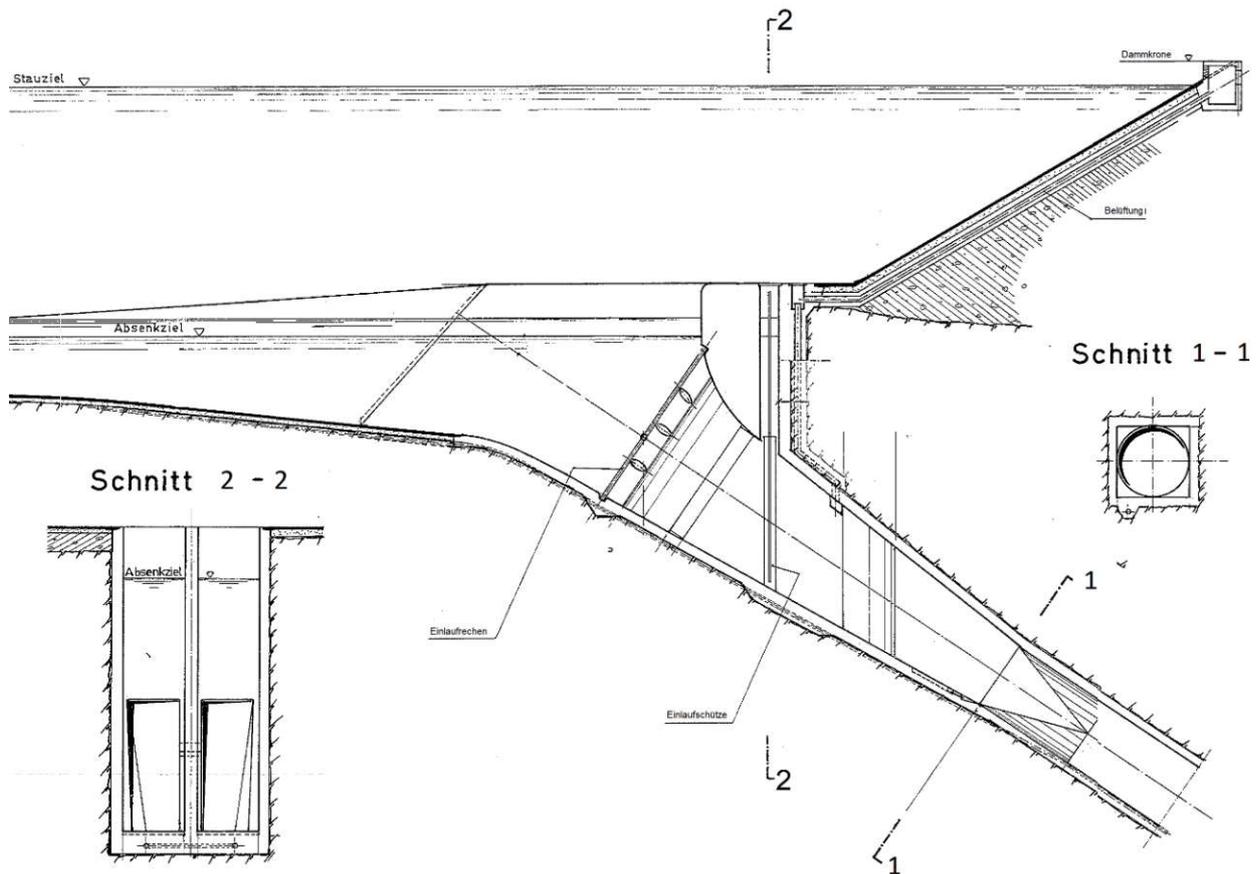


Abbildung 17: Einlaufbereich mit Einlaufschütze und darauffolgendem Druckrohr.

Tabelle 1: Liste der eingebauten Sensoren und deren Verwendung.

Signal	Position	Einheit	Verwendung
<i>Sensoren an der Schütze</i>			
a _{LS1}	Linke Schütze, Messposition 1	m/s ²	Schwingungen
a _{LS2}	Linke Schütze, Messposition 2	m/s ²	Schwingungen
a _{RS1}	Rechte Schütze, Messposition 1	m/s ²	Schwingungen
a _{RS2}	Rechte Schütze, Messposition 2	m/s ²	Schwingungen
p _{LS1_OW}	LS, Messposition 1 Oberwasserseitig	Bar	Druckpulsation
p _{LS2_OW}	LS, Messposition 2 Oberwasserseitig	Bar	Druckpulsation
p _{RS1_OW}	RS, Messposition 1 Oberwasserseitig	Bar	Druckpulsation
p _{RS2_OW}	RS, Messposition 2 Oberwasserseitig	Bar	Druckpulsation
p _{LS1_UW}	LS, Messposition 1 Unterwasserseitig	Bar	Druckpulsation
p _{LS2_UW}	LS, Messposition 2 Unterwasserseitig	Bar	Druckpulsation
p _{RS1_UW}	RS, Messposition 1 Unterwasserseitig	Bar	Druckpulsation
p _{RS2_UW}	RS, Messposition 2 Unterwasserseitig	Bar	Druckpulsation
<i>Sensoren im Krafthaus</i>			
p _{vorDK}	Druck vor der Drosselklappe	Bar	Druckpulsation
P	Generator	MW	Maschinensteuerung
γ	Leitapparatstellung	%	Maschinensteuerung
<i>Pegelmessungen</i>			
Z _{OW}	Oberwasserpegel	M	Maschinensteuerung
Z _{UW}	Unterwasserpegel	M	Maschinensteuerung

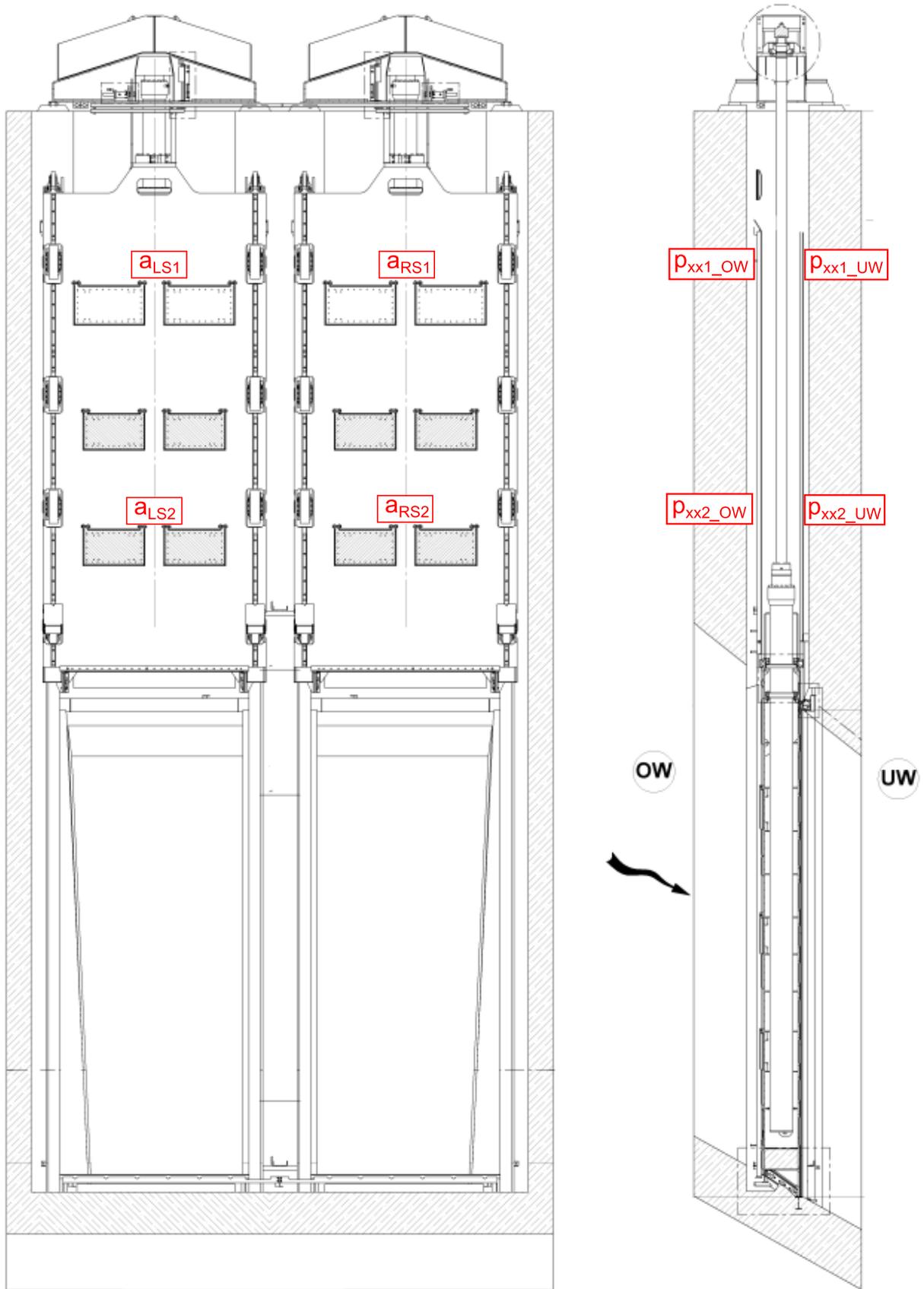


Abbildung 18: Positionen der schützenseitigen Sensoren aus Tabelle 1.

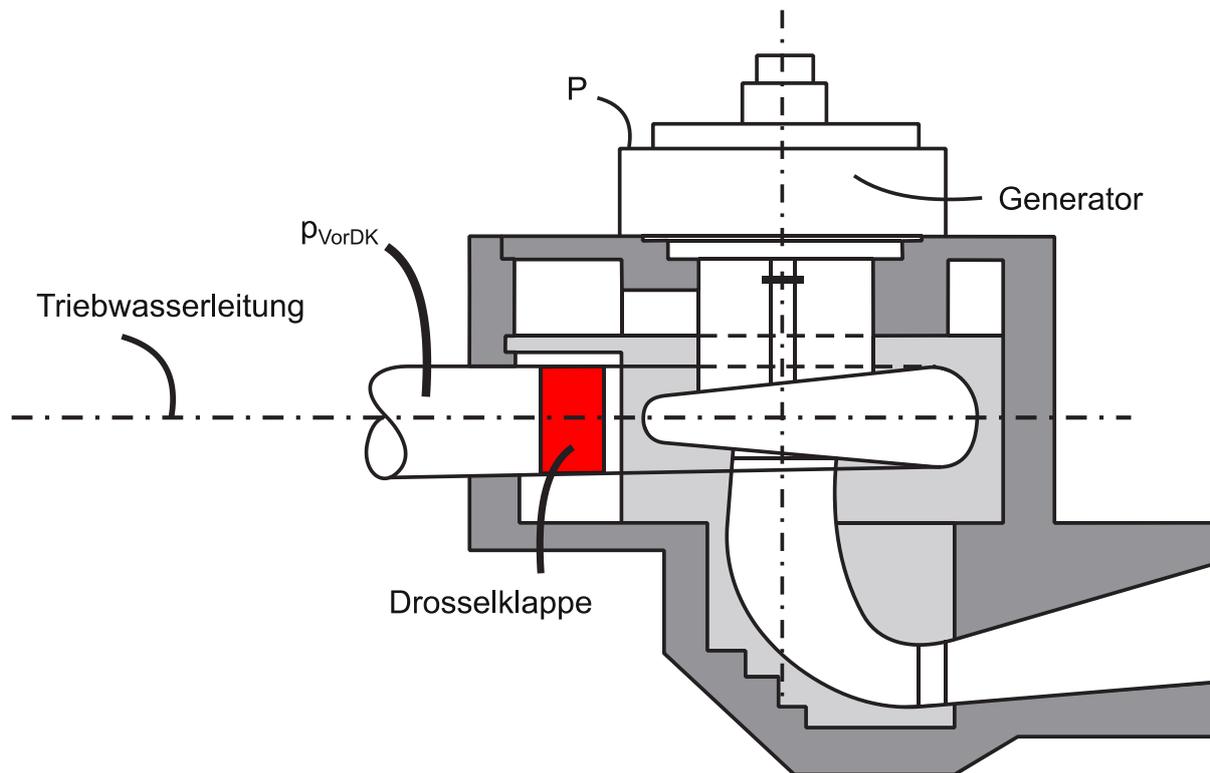


Abbildung 19: Positionen der krafthausseitigen Sensoren aus Tabelle 1.

3.2 Messdurchführung

Das Messprogramm wurde unter dem Gesichtspunkt, dass sich die Druckpulsationen und Schwingungen im hydraulischen Gesamtsystem stationär einstellen, erstellt. Dies soll helfen, die Quellen der jeweiligen Strömungsphänomene eindeutiger identifizieren zu können. Dazu wurde die Dauer von zehn Minuten pro Laststufe gewählt und die Maschine über eine konstante Leitapparatstellung gesteuert. In internen, vorangegangenen Messungen wurden die Laststufen im Abstand von 4% der Leistung angefahren. Dabei konnte beobachtet werden, dass die Druckpulsationen unter 51% der Leistung zunehmen. Aus energiewirtschaftlichen Gründen müssen die Messungszeiten so kurz wie möglich gehalten werden und die Laststufen für diese Messung so gewählt, dass der Teillastbereich in ausreichend kleinen Stufen nach Abbildung 20 angefahren wird. In der ersten Hälfte des Messprogramms, also beim Hochfahren, wird auf die Stabilisierungsluft verzichtet. Hier werden vier Punkte im Teillastbereich, im gleichmäßigen Abstand von 13%, 26%, 38% und 51% der Leistung im Auslegungspunkt, angesteuert. Zum Verständnis der Charakteristik der Turbinenmaschine wird zusätzlich der Best Efficiency Point (BEP) angefahren. In diesem Punkt ist der Wirkungsgrad maximiert und daraus folgend die

strömungsbedingten Anregungen minimiert. Beim nach unten Regeln werden die Stufen wieder gleich angefahren, diesmal soll aber die Stabilisierungsluft in den Teillaststufen zugeschaltet werden. Dieses Zuschalten soll den Einfluss der Stabilisierungsluft auf die Druckpulsationen sichtbar machen. Da bei den vorangegangenen Messungen festgestellt wurde, dass die Schwingungen an der Schütze bei niedrigerem Oberwasserpegel stärker ausfallen, wird bei dieser Messung ein gegenüber dem Stauziel niedriger Oberwasserpegel vorgegeben.

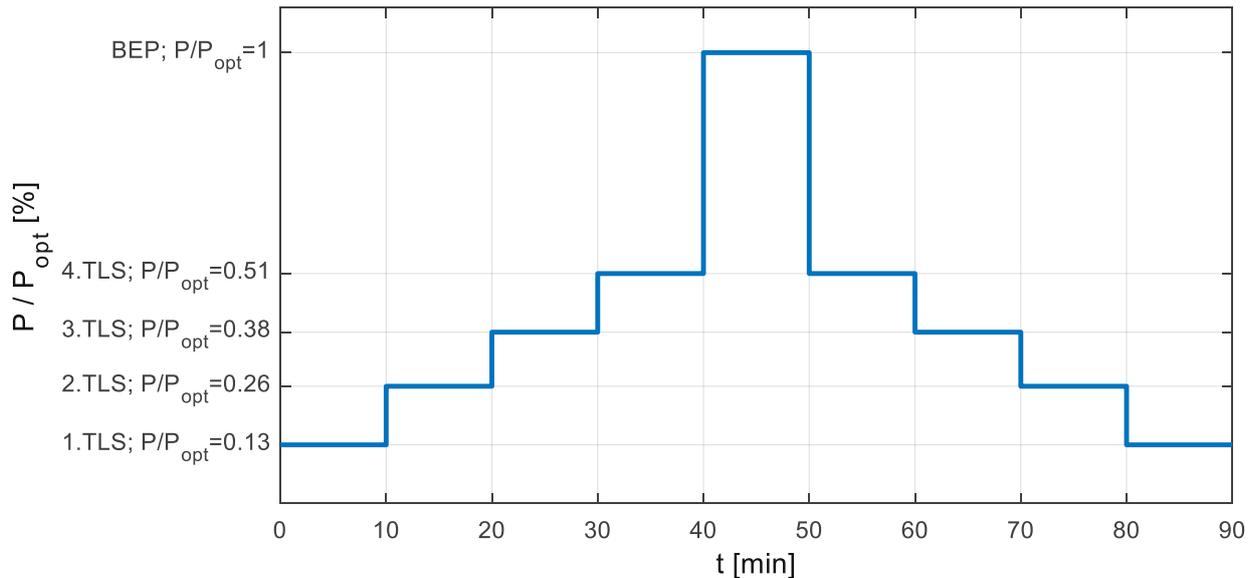


Abbildung 20: Messprogramm: relative Leistung P/P_{opt} und Leitapparatstellung a_0 über die Messdauer t .

In den nächsten Kapiteln werden die Teillaststufen folgendermaßen benannt:

- Erste Teillaststufe: $\frac{P}{P_{opt}} = 13\%$; $\frac{Q}{Q_{opt}} = 26\%$
- 2. TLS : $\frac{P}{P_{opt}} = 26\%$; $\frac{Q}{Q_{opt}} = 37\%$
- 3. TLS : $\frac{P}{P_{opt}} = 38\%$; $\frac{Q}{Q_{opt}} = 48\%$
- 4. TLS : $\frac{P}{P_{opt}} = 51\%$ ($\frac{Q}{Q_{opt}} = 55\%$)
- BEP: $\frac{P}{P_{opt}} = 100\%$ ($\frac{Q}{Q_{opt}} = 100\%$)

4 Resultate

4.1 Messergebnisse

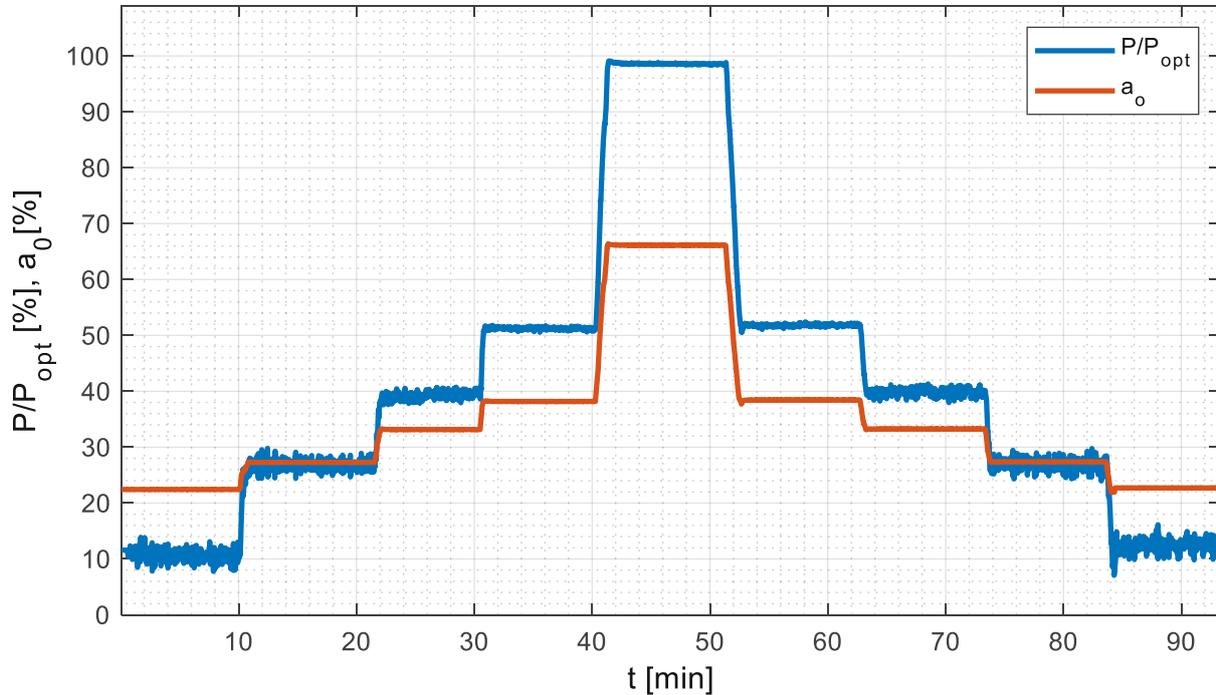


Abbildung 21: gemessene Relative Leistung P/P_{opt} und Leitapparatstellung a_0 über die Messdauer t .

In Abbildung 21 sind die Verläufe der Leistung relativ zur optimalen Leistung $\frac{P}{P_{opt}}$ und die Leitapparatstellung a_0 der Turbine über die Messdauer t aufgezeichnet. Es ist erkennbar, dass die Leistung, je niedriger sie wird, stärkeren Schwankungen unterliegt. In der Tabelle 2 werden die Leistungsschwankungen für alle Betriebspunkte aufgelistet. Beim BEP ist die Leistung mit einer Umkehrspanne von 0.41% nahezu konstant. Bei der 4. TLS sind Leistungsschwankungen bereits erkennbar, aber mit Spitze-Tal-Wert von 1.01% ohne Stabilisierungsluft und 1.13% mit Stabilisierungsluft noch gering. Bei der 3. TLS sind die Schwankungen mit 2.8 bzw. 3.36% stärker und erreichen ihr Maximum bei den ersten beiden Teillaststufen mit 5.32 bzw. 5.1% und 5.82 bzw. 4.22% Schwingungsbreite. Dies bedeutet, dass in der Teillast, besonders im unteren Teillastbereich, die vorherrschenden Strömungsphänomene so stark sein müssen, dass diese sich über die Turbinenwelle auf die elektrische Energieerzeugung in den Generator übertragen. Die Stabilisierungsluft spielt bezüglich den Leistungsschwankungen beim 1. und 4.

Teillastbereich nur eine untergeordnete Rolle. Jedoch bei der 2. und 3. TLS wird der Spitze-Tal-Wert der Leistung nicht unwesentlich, nämlich um 20 bis 40%, verstärkt.

Tabelle 2: Schwingungsbreite der Leistungsstufen; ohne und mit Stabilisierungsluft.

P/P_{opt} [%]	$max(P/P_{opt}) - min(P/P_{opt})$ [%]		Verstärkung durch Stabilisierungsluft [%]
	ohne Stabilisierungsluft	mit Stabilisierungsluft	
13	5,32	5,10	-4,14
26	4,22	5,82	37,91
38	2,80	3,36	20,00
51	1,13	1,01	-10,62
100	0,41	-	-

In der Abbildung 22 sind die Spitze-Tal-Werte (p2p) der Druckpulsation und der Ausschlag der Schütze aufgetragen. Ebenso die Effektivwerte (RMS) der Beschleunigung und der Geschwindigkeit. Die Werte wurden über die Zeitspanne von einer Sekunde berechnet. Auf der X-Achse sind die Startzeitpunkte des jeweiligen Lastbereichs eingezeichnet. Die genannten Signale werden für die obere und untere Messposition an der rechten Schütze dargestellt. In Abbildung 23 erkennt man, dass bei der rechten Schütze gegenüber der linken alle Maximalwerte größer sind. Die Druckpulsationen sind im oberen Bereich der Schütze schwächer ausgeprägt als im unteren Bereich. Dies ist damit zu erklären, dass die Strömungsphänomene, die vom Druckschacht ausgehen, abnehmen, weil man sich von der Ursprungsquelle der Druckpulsation entfernt. Bis auf den Versatz der Intensität verlaufen die Druckkurven der beiden Sensoren ähnlich. Die Druckpulsationen sind bei der 2. TLS am stärksten ausgebildet. Bei der 1. und 3. TLS übersteigen die Spitze-Tal-Werte des Drucks die der vierten. Im BEP finden im Vergleich zu den anderen Betriebspunkten nur schwach ausgeprägte Druckpulsationen statt. Die Druckpulsationen an den Schützen sind im Betrieb mit Stabilisierungsluft größeren Schwankungen ausgesetzt. Der verstärkende Effekt der Stabilisierungsluft zeigt sich in Abbildung 23, bei der die maximal gemessene Druckpulsation bei der 2. TLS für den unteren Sensor der rechten Schütze von 265 mbar auf 340 mbar steigt. Diese Wirkung der Lufteinspritzung impliziert, dass die mit

der Druckpulsation als Anreger verknüpften Bewegungsdaten ebenfalls steigen, was sich in den Messdaten auch widerspiegelt.

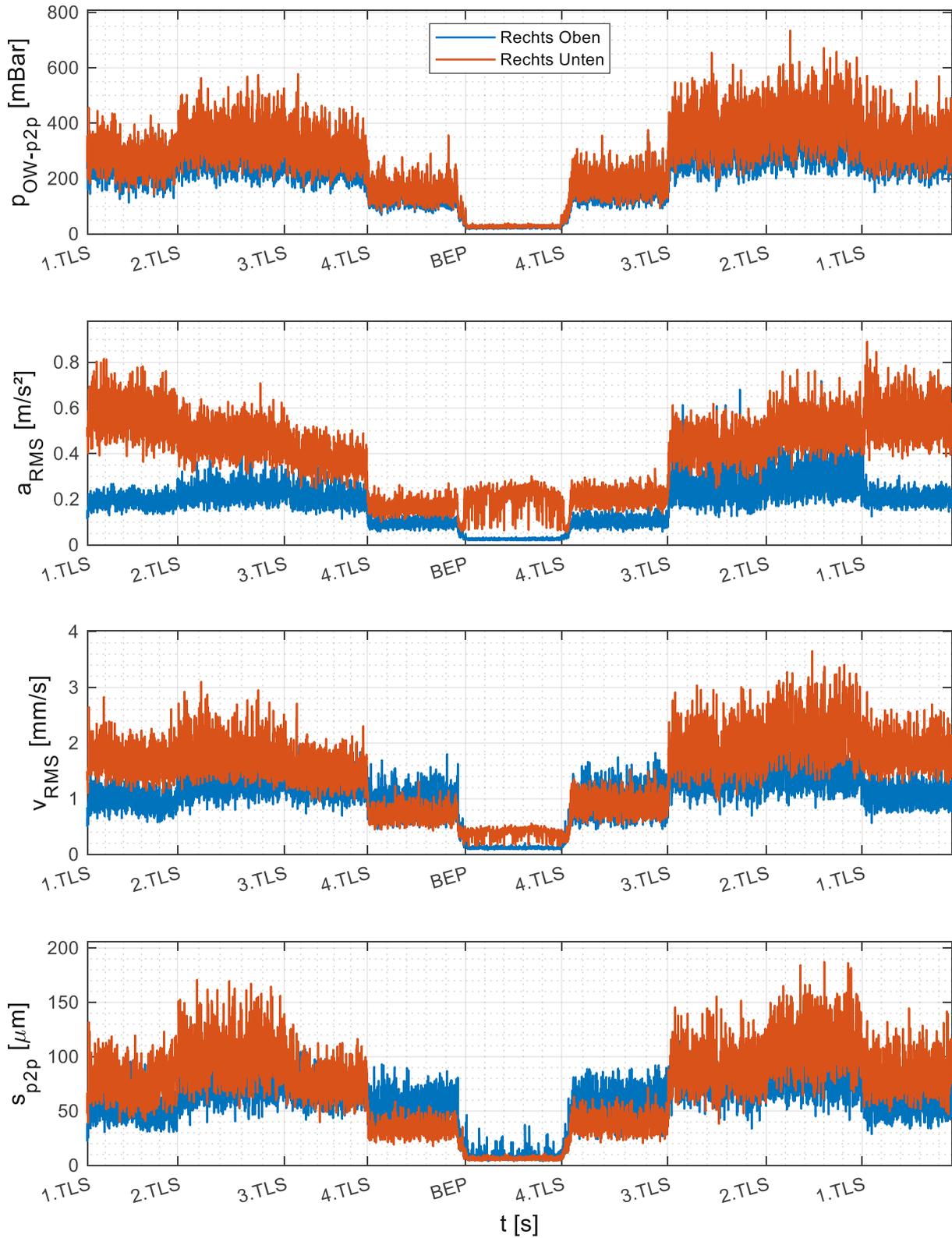


Abbildung 22: Druck (p2p), Beschleunigung (RMS), Geschwindigkeit (RMS), Ausschlag (p2p) aufgezeichnet über die gesamte Messung für die rechte Schütze. Erster Teillastdurchlauf ohne Stabilisierungsluft. Zweiter Teillastdurchlauf mit Stabilisierungsluft.

Der RMS von der Beschleunigung ist beim unteren Sensor in allen Lastbereichen stärker als beim oberen. Am stärksten ist dieser Unterschied bei der 1. TLS. Bei der unteren Entlastungsklappe ist der Effektivwert der Beschleunigung umso stärker, je niedriger die Leistungserzeugung ist. Bei der oberen Entlastungsklappe steigt der Wert von der ersten auf die zweite Stufe an und sinkt dann wieder. Beim Auslegungspunkt kommt er nahe null. Beim unteren Sensor ist auffällig, dass der Effektivwert der Beschleunigung beim BEP höher ist und stärker schwankt als bei der vorigen Laststufen. Dies deutet daraufhin, dass die Strömungsphänomene eher stochastischer als periodischer Natur sind, da das Beschleunigungssignal einem Hochpassfilter unterzogen wurde und die gefilterten Frequenzen unter der gemessenen RMS Zeitspanne von einer Sekunde, also einem Hertz, liegen. Bei der linken Schütze (Abbildung 39 im Anhang) sind diese Schwankungen nicht erkennbar. Aufgrund der Integration akzentuiert die Geschwindigkeit den mittleren Frequenzbereich stärker gegenüber dem Beschleunigungssignal, welches charakteristisch als hochfrequentes Signal bezeichnet werden kann. Die Charakteristika der Bewegungsdaten bezüglich des akzentuierten Frequenzbereichs sind der Abbildung 24 entnehmbar. Diese Charakteristika machen sich bemerkbar, indem sich der obere und untere Kurvenverlauf beim RMS der Geschwindigkeit annähern. Die 2. TLS ist sowohl beim oberen als auch beim unteren Sensor derjenige Bereich mit den höchsten Geschwindigkeitseffektivwerten. Beim Spitze-Tal-Wert der Ausschläge heben sich, aufgrund der weiteren Integration, tiefere Frequenzen stärker hervor. Die Signale der Sensoren nähern sich weiter an und verlaufen im Teillastbereich gleich wie bei der Geschwindigkeit. Beim BEP ist das stochastische Verhalten des unteren Signals im Unterschied zum oberen nicht mehr beobachtbar, dafür aber beim oberen. Die Ausschläge zeigen sich bei beiden Schützen im unteren Bereich stärker.

Aufgrund dieser Auswertungen lässt sich für alle Messpositionen feststellen, dass die 2. TLS den kritischen Betriebspunkt darstellt. Die 1. und 3. TLS sind in ihrer Größenordnung ähnlich und stärker als die 4. TLS. In der Abbildung 23 zeigt sich, dass die Maximalwerte der Ausschläge, Geschwindigkeiten und Druckpulsationen an der rechten unteren Entlastungsklappe am stärksten ausgeprägt sind. Für die weiteren Beobachtungen im Frequenzspektrum und für die folgenden Festigkeitsnachweise in Kapitel 4.2 ist diese Erkenntnis essenziell.

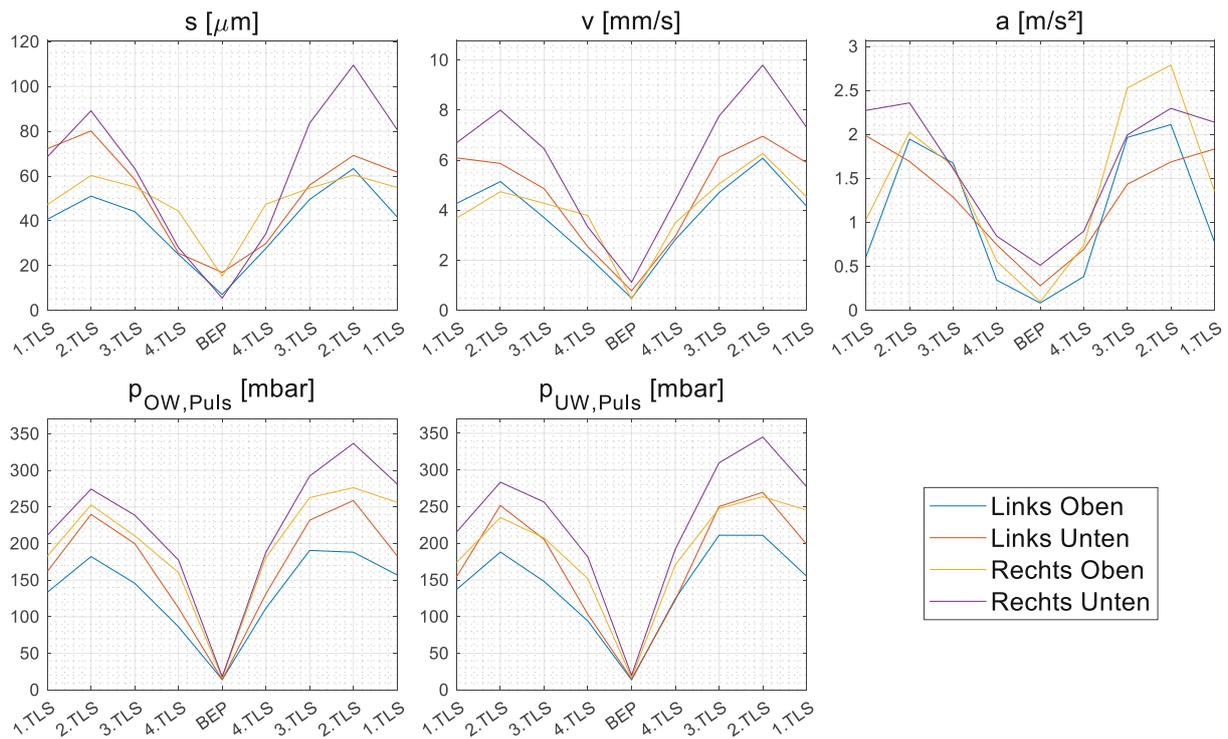


Abbildung 23: Maximalwerte der gemessenen Messgröße (Ausschlag, Geschwindigkeit, Beschleunigung, Druckpulsation Oberwasser, Druckpulsation Unterwasser) der jeweiligen Laststufe an der Schütze.

In Abbildung 24 sind die Frequenzspektren aller Signale mit hoher Abtastfrequenz mittels Wasserfalldiagramme abgebildet. Die Beschleunigungssignale sind charakteristischerweise tendenziell hochfrequent und auch die einzigen Signale, welche im Vergleich zu den anderen Messgrößen noch sichtbare Erhöhungen über 160 Hz aufweisen. Die Geschwindigkeit akzentuiert die höheren Frequenzen weniger, trotzdem sind noch Peaks bei circa 80 Hz sichtbar. Bei über 45 Hz sind bei den Ausschlägen und Druckpulsationen, außer den Rotor-Stator-Interaktionen aus Abbildung 26, keine Peaks erkennbar. Der Druck vor der Drosselklappe p_{vorDK} besitzt eine tieffrequente Druckpulsation bis zu einer Grenzfrequenz von 18 Hz (Abbildung 31 und Abbildung 49 bis Abbildung 55). Das Profil der Druckpulsationen an der rechten Schütze $p_{R_}$ unterscheidet sich in gewissen Frequenzen zu der linken Schütze $p_{L_}$ (Abbildung 28), aber nicht von der Position des Sensors (oben $p_{O_}$ oder unten $p_{U_}$, Abbildung 28). Die Ausschläge sind bei jedem Sensor unterschiedlich (Abbildung 33) und spiegeln die unterschiedlichen Frequenzgänge (Abbildung 34) der Schützenabschnitte wider. Die einzelnen Signale sollen im Folgenden genauer betrachtet und erklärt werden.

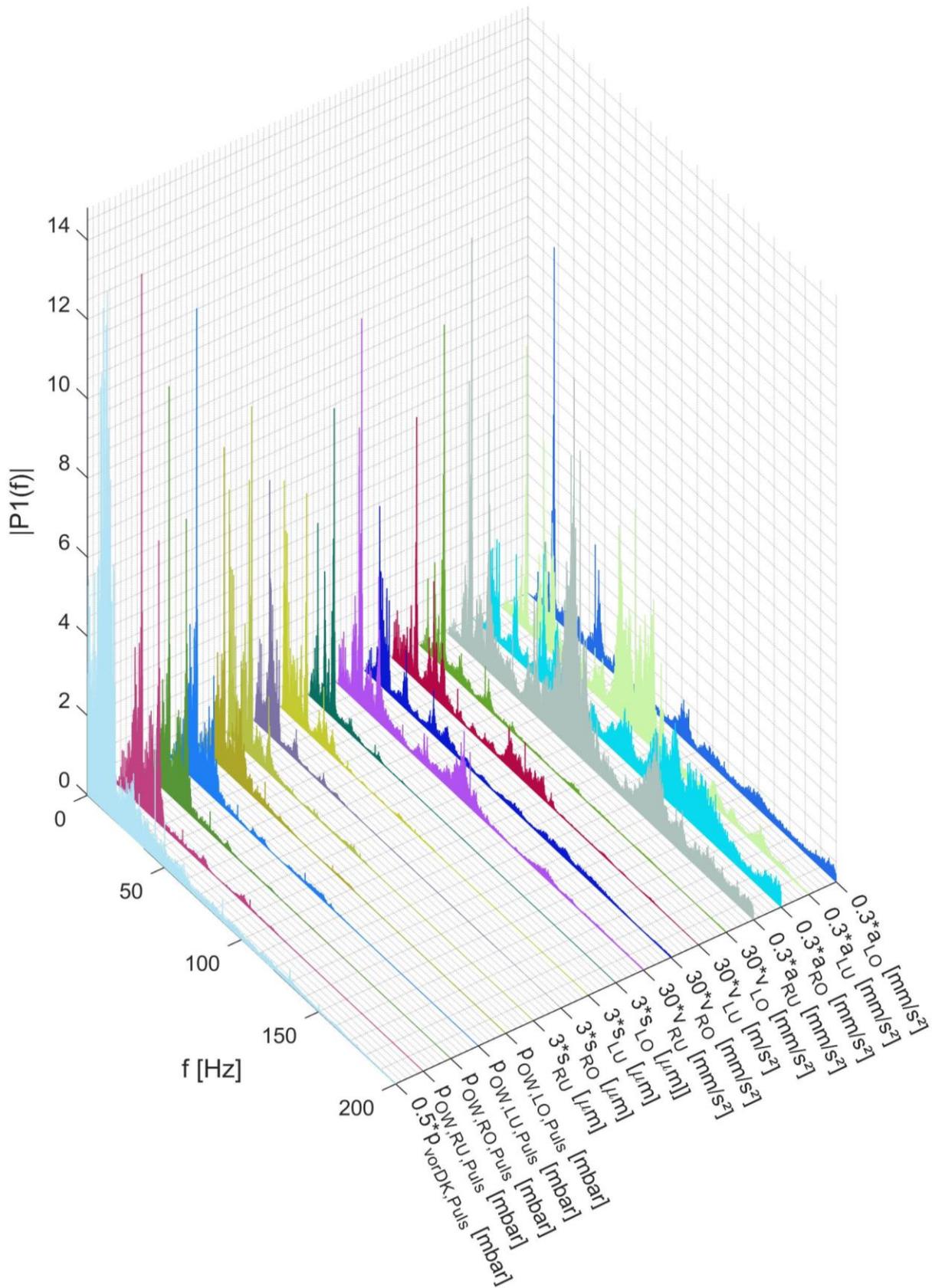


Abbildung 24: Wasserfalldiagramme von allen hochfrequent abgetasteten Signalen für die 2. TLS mit Stabilisierungsluft. LO – links oben; LU – links unten, RO – rechts oben; RU – links unten.

In Abbildung 25 ist das Frequenzspektrum der Druckpulsation an der unteren Entlastungsklappe der rechten Schütze für den zweiten Teillastbereich zu sehen. Die Druckpulsationen sind im Bereich von 2.6 bis 30 Hz breit gestreut. Die größten Amplituden sind bei 17.2 und 28.3 Hz, gefolgt von 12.9 und 15.7 Hz, wahrzunehmen. Die niedrigste Frequenz ist bei 2.6 Hz sichtbar und es treten im Abstand von circa einem Hertz weitere Peaks bis 30 Hz auf. Klare Peaks sind erkennbar bei 2.6, 3.7, 4.6, 5.6, 6.6, 8.4, 17.2, 28.3. Hz. Bei den weiters eingezeichneten Peaks bei 7.6, 9.2, 10.1 Hz usw. befinden sich mehrere ähnliche Peaks in unmittelbarer Nähe. Die nicht eindeutigen Peaks weisen darauf hin, dass die jeweilige Erregungsquelle mit einer nicht konstanten Periodendauer anregt, da die erzeugte Wellenlänge variiert. Zur Identifizierung der Rotor-Stator-Interaktion des Turbinensatzes ist die Betrachtung des BEP-Frequenzspektrums aus Abbildung 26 hilfreich, da dort die strömungsmechanischen Phänomene minimiert sind. Die Drehfrequenz der Welle und ihre harmonischen Schwingungen sind im Frequenzspektrum bei 6.25, 12.5, 18.75, 25, 31.25 und 37.5 Hz sichtbar. Die dritte ist nach der Grundschwingung die am ausgeprägtesten harmonische Drehfrequenz, gefolgt von der vierten. Die Harmonischen über 25 Hz sind nur noch schwach erkennbar. Die Grundschwingungen der Laufschaufelpassierfrequenz liegt bei 43.75 Hz, was auch dem Wert der Formel (7) für diese Turbine mit einer Laufschaufelanzahl von sieben entspricht. Die Laufschaufelpassierfrequenz besitzt die größte Amplitude des Spektrums. Die dazugehörige zweite und dritte harmonische Schwingung sind um ein Vielfaches schwächer als die Grundschwingung, aber immer noch klar erkennbare Maxima bei 87.5 und 131.25 Hz. Die immer noch starke Ausprägung der dritten harmonischen Laufschaufelpassierfrequenz ist darauf zurückzuführen, dass der Leitradapparat eine umlaufende hydraulische Kraft mit der Frequenz $f_{Lr} = 125$ Hz (8) auf das Laufrad erzeugt. Bei 50 Hz ist die Grundschwingung und bei 100 sowie 150 Hz sind die zweite und dritte harmonische Schwingung des Generators, der die mechanische in elektrische Leistung mit 50 Hz umwandelt, sichtbar. Oberhalb von 20 Hz ist ein mit steigender Frequenz monoton sinkendes weißes Rauschen erkennbar. Unter 20 Hz gibt es viele einzelne Peaks, die größtenteils mit den Peaks aus der 2. TLS (vgl. Abbildung 25 sowie Abbildung 27) übereinstimmen. Nicht in der 2. TLS, dafür aber im BEP, sind die Peaks von 0.5, 1.3, 1.9, 3.1, 6.25, 7 und 13.9 Hz erkennbar. Nicht im BEP sichtbar sind hingegen die Frequenzen von 6.6, 12.9 Hz und 15.7 Hz.

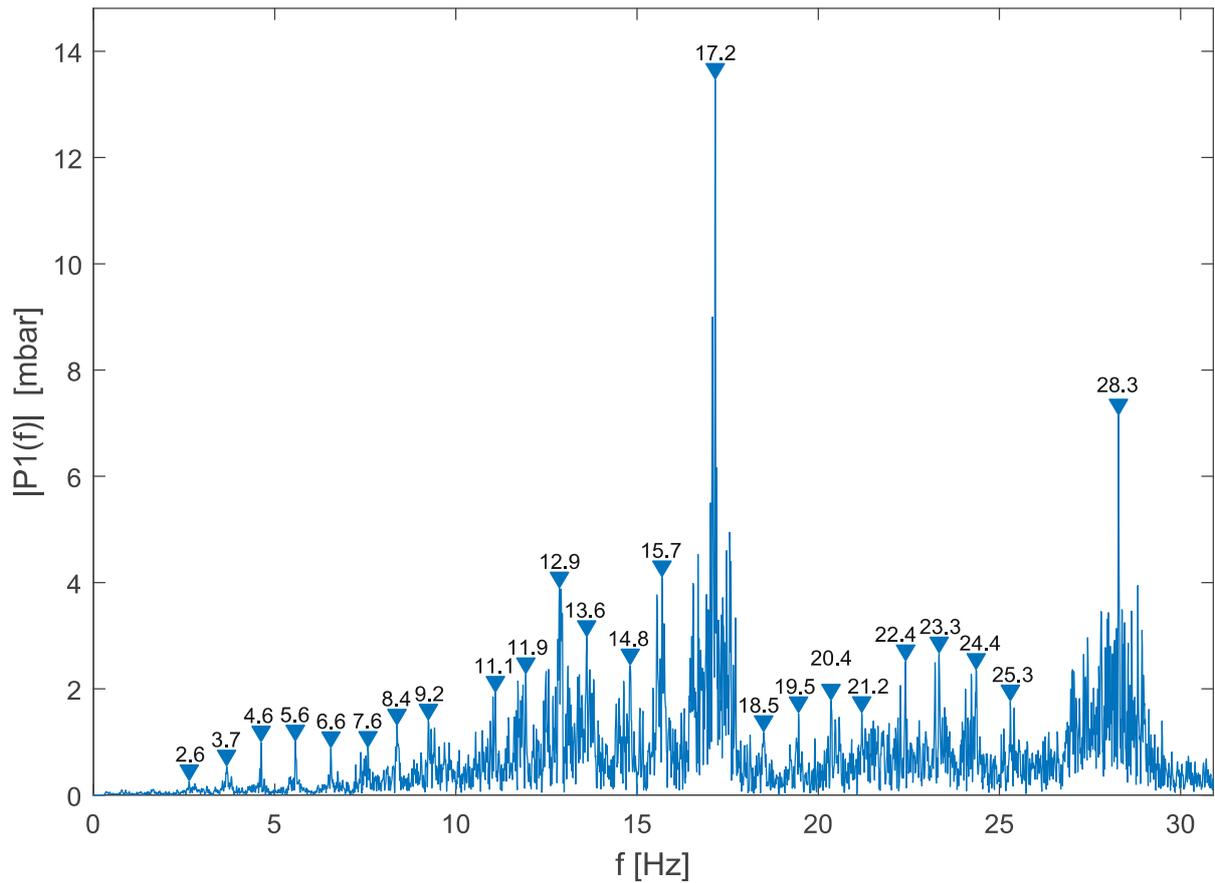


Abbildung 25: Frequenzspektrum der Druckpulsationen Oberwasser an der unteren Entlastungsklappe der rechten Schütze für die 2. TLS mit Stabilisierungsluft.

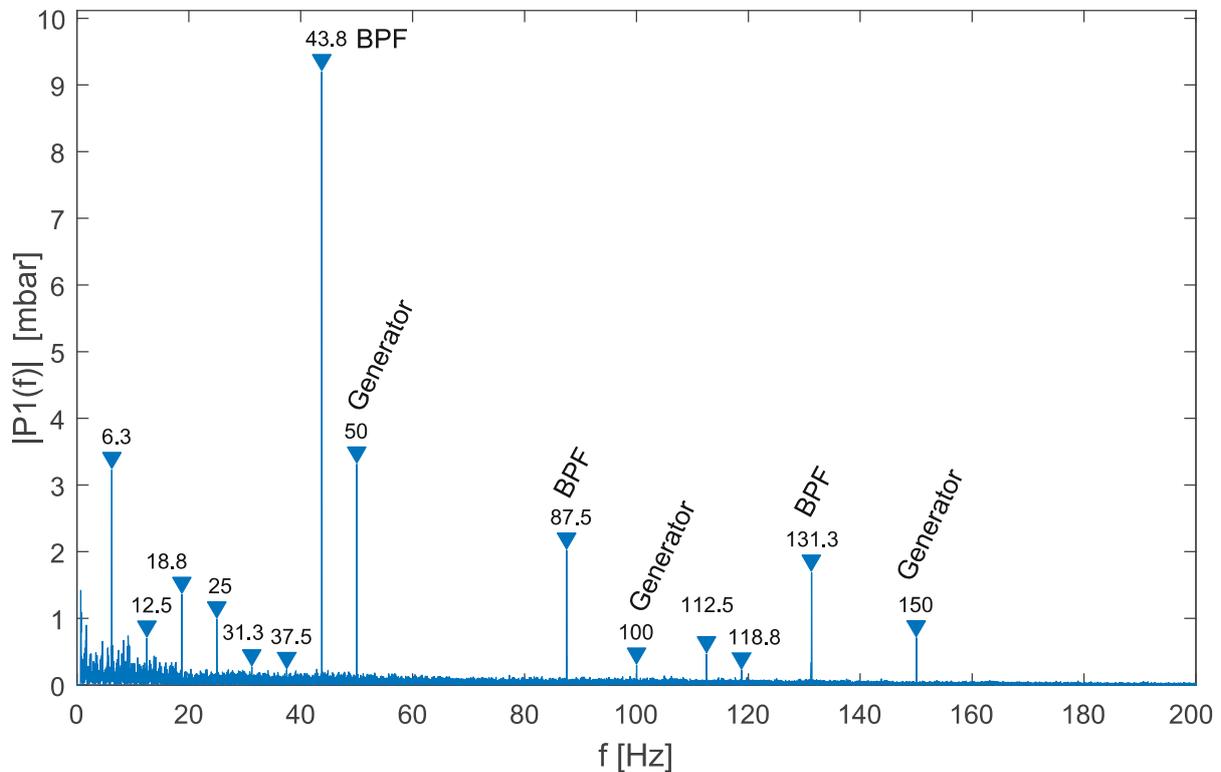


Abbildung 26: Frequenzspektrum der Druckpulsation für den BEP gemessen vor der Drosselklappe.

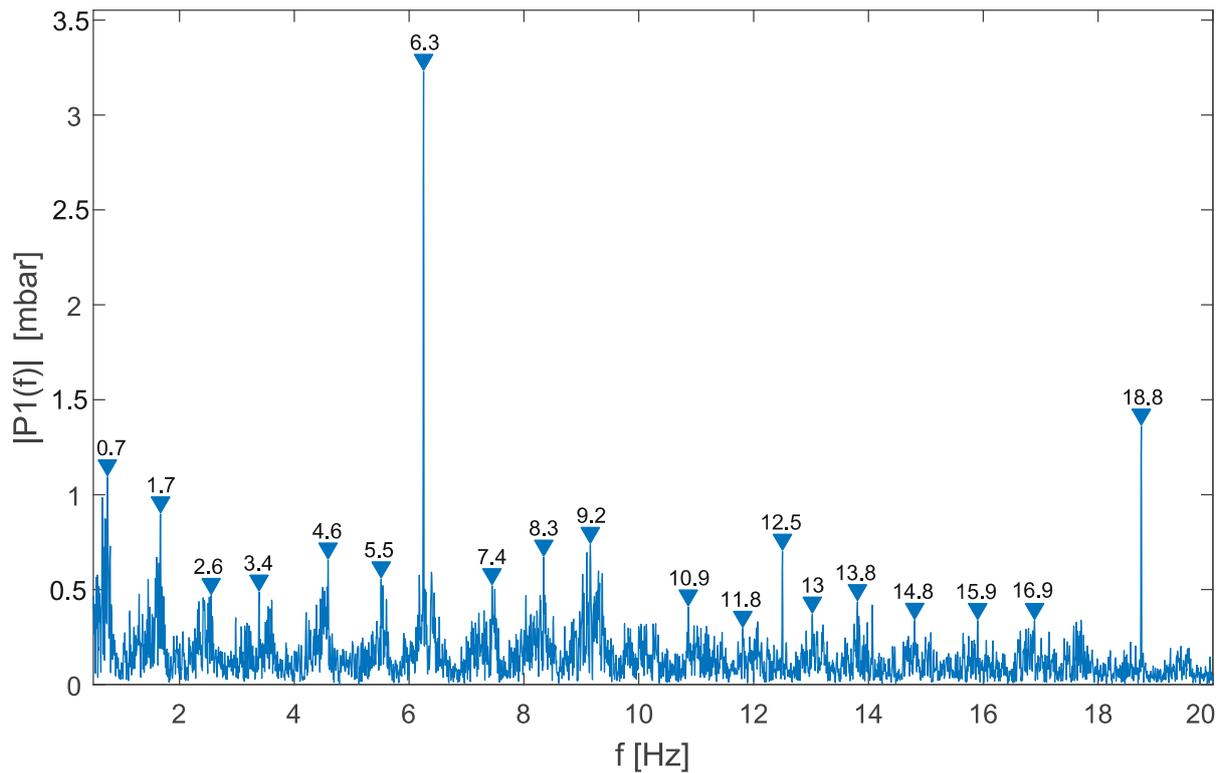


Abbildung 27: Tieffrequenter Frequenzbereich der Druckpulsationen für den BEP vor der Drosselklappe.

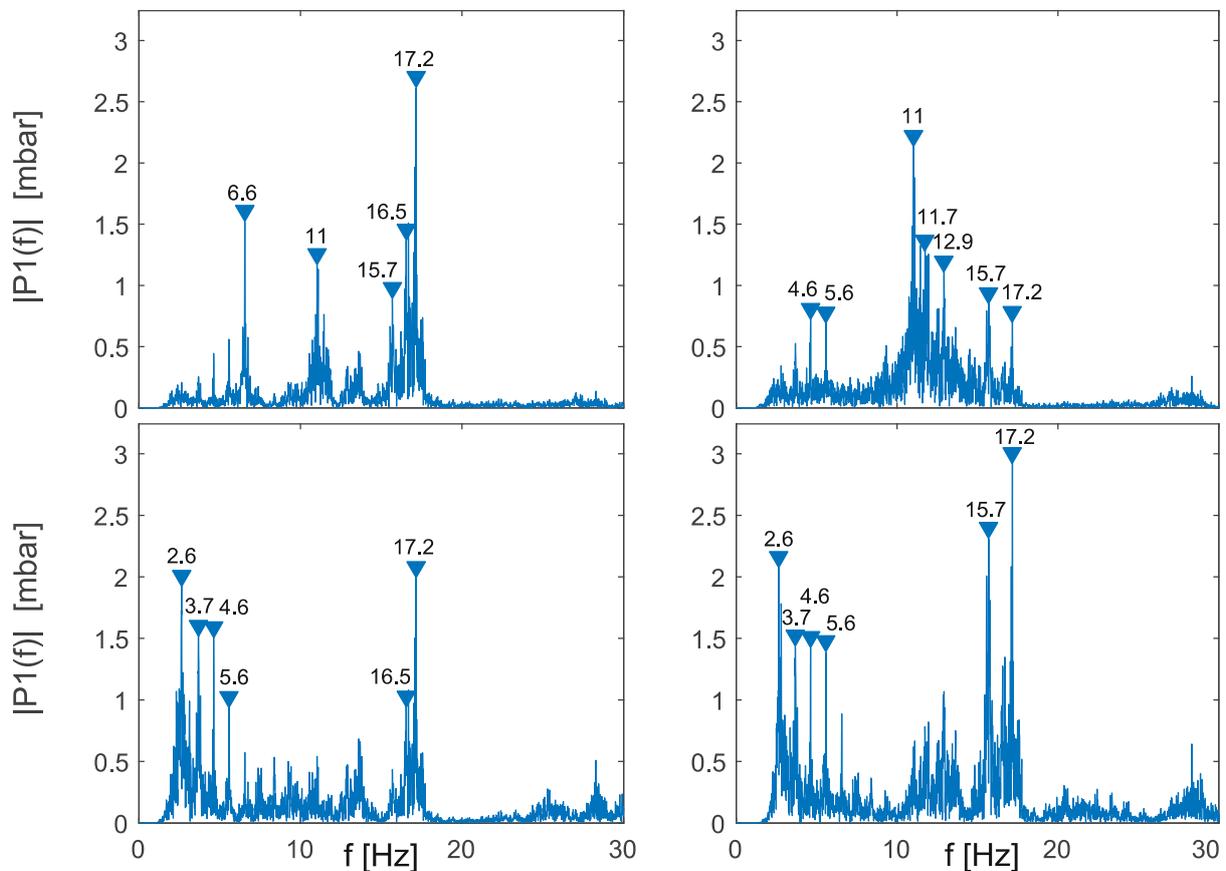


Abbildung 28: Druckpulsationen an beiden Schützen für die 2. TLS mit Stabilisierungsluft. Linke Schütze - linke Spalte; rechte Schütze - rechte Spalte; obere Frequenzspektren - obere Messposition; untere Frequenzspektren - untere Messposition.

In der Abbildung 28 kann kein Unterschied zwischen den Frequenzen der oberen und unteren Druckpulsationen gefunden werden. Jedoch unterscheidet sich die linke zur rechten Schütze in der schwächeren Intensität der Peaks bei den Frequenzen 17.2 und 28.3 Hz. Im Bereich von 22 bis 25 Hz sind die Amplituden an der rechten Schütze mehr als doppelt so stark ausgeprägt als bei der linken Schütze. Diese einseitigen Erhöhungen könnten entweder auf eine stärkere Ausbildung der turbulenten Strömung in der rechten Schützennische oder auf eine Verstärkung aufgrund selbsterregter Schwingungen der rechten Schützenbaugruppe hindeuten. In den Abbildung 41 bis Abbildung 48 sind die Frequenzspektren aller Schützenposition für die übrigen Betriebspunkte im Anhang A auffindbar.

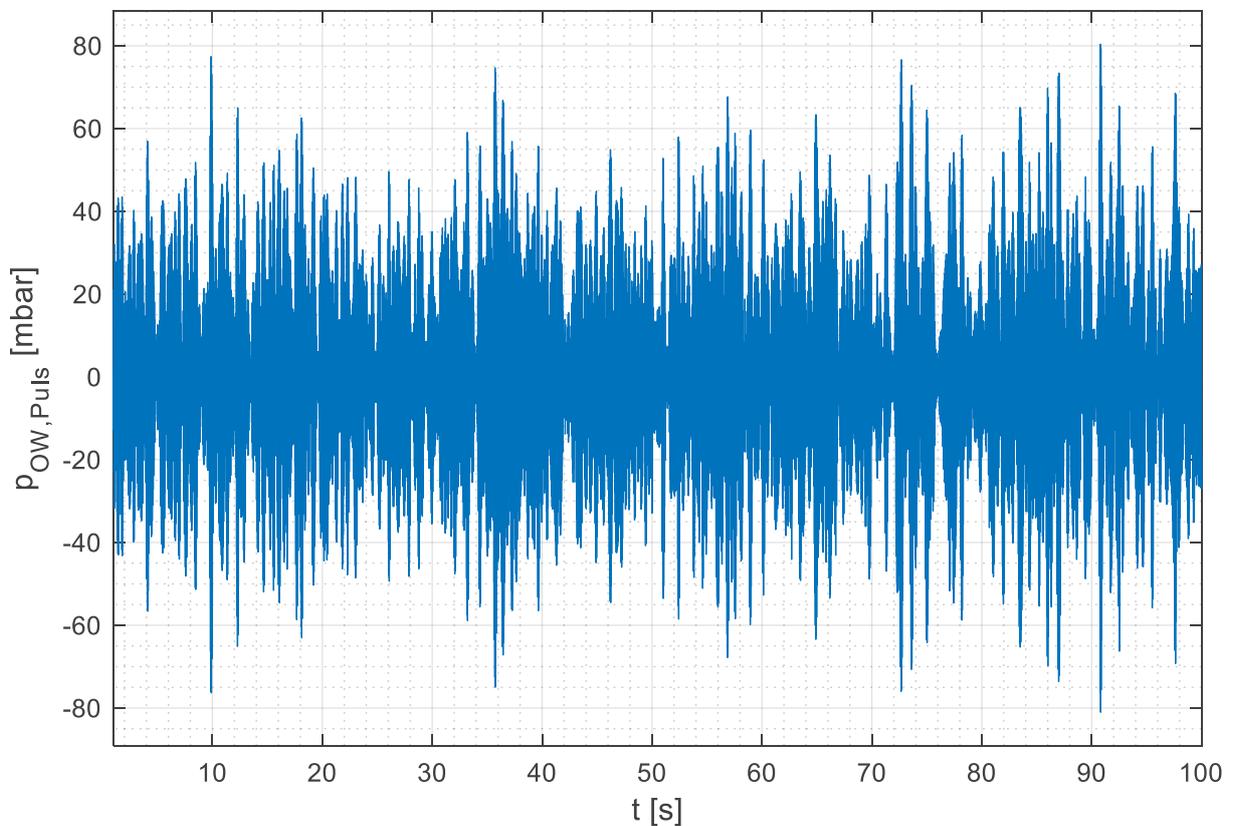


Abbildung 29: Zeitverlauf der Druckpulsation Oberwasser (2. TLS) gefiltert von 20 bis 25 Hz.

In der Abbildung 30 ist das Spektrogramm für die Druckpulsationen an der Unterseite der rechten Schütze (die der anderen Schützenpositionen sind in den Abbildung 56 bis Abbildung 58 auffindbar) aufgezeichnet. Die x-Achse bildet mit der Einzeichnung, wann die jeweilige Laststufe angesteuert worden ist, die Zeitachse. Keine Frequenz der Anregung ändert sich mit der Durchflussänderung. Die Rotor-Stator-Interaktionen sind nur im BEP klar erkennbar. Die breite Anregung mit dem Peak von 28.3 Hz ist in den ersten drei Laststufen in ihrer Intensität ähnlich, in der 4. TLS hingegen geringer.

Im BEP ist ein Peak bei 28.3 Hz immer noch erkennbar, im Gegensatz zu den anderen Laststufen aber klar abgeschwächt. Die Frequenzen von 20 bis 25 Hz sind breit angeregt und werden umso ausgeprägter, je tiefer man die Maschine in den Teillastbereich fährt. Dieser Frequenzbereich ist in Abbildung 29 auf der Zeitachse abgebildet, zeigt eine stark stochastische Verteilung und weist somit keine Periodik auf. Dieses aperiodische Verhalten deutet darauf hin, dass turbulente Strömungen der Ursprung dieser Druckpulsationen sind. Auf Strömungsturbulenzen weist ebenso die mit der Leistungsminderung immer stärker werdende Intensität hin. Im BEP sind diese Pulsationen immer noch erkennbar, jedoch um ein Vielfaches schwächer. Die Frequenzen von 18.5 und 19.4 Hz zeigen sich ab der 4. TLS, intensivieren sich etwas in der 3. TLS und werden in der 1. TLS wieder etwas schwächer. Innerhalb des Frequenzbereichs von der Drehfrequenz von 6.25 bis 18 Hz sind alle Anregungen im 2. und 3. TLS am ausgeprägtesten. Im Bereich von 12.5 bis 18 Hz sind die Druckpulsationen in der 1. TLS stärker als in der 4. TLS. Die Peaks in den Frequenzspektren mit Stabilisierungsluft sind im Bereich von 9 bis 18 Hz weniger klar erkennbar als ohne. Dieser Umstand deutet daraufhin, dass die Stabilisierungsluft diese Phänomene beeinflusst. Die hochdruckseitige Lufteinspritzung wird an der Leitapparatsaustritts- und Laufschaufeleintrittskante injiziert und könnte somit die Bildung von Kanalwirbeln maßgeblich beeinflussen. Die Frequenzen 2.6, 3.7 und 5.6 Hz bilden sich erst unter der 4. TLS ($\frac{Q}{Q_{opt}} < 0.55$) aus und erreichen ihr Maximum bei der 2. TLS. Zwei Peaks sind bei der Frequenz von 0.8 und 1.7 Hz sichtbar, welche umso höher sind, je tiefer man sich im Teillastbereich befindet. Die Frequenz bei ungefähr 0.5 Hz ist über der 3. TLS erkennbar und findet ihr Maximum im BEP.

In der Abbildung 31 sieht man, dass die Druckpulsationen vor der Drosselklappe (1. TLS mit Stabilisierungsluft) unterhalb von 18 Hz stärker ausgeprägt sind als bei Frequenzen über 18 Hz. Die Anregungen im Bereich von 0.5 bis 0.8 Hz und 1.3 bis 1.6 Hz sind im Spektrum bei der Druckpulsation am Sensor vor der Drosselklappe sichtbar, nicht aber bei der Schütze (Vergleich Abbildung 25 mit Abbildung 31). Alle anderen Peaks von 0 bis 18 Hz, die vor der Drosselklappe messbar sind, sind auch an der Schütze nachvollziehbar. Übereinstimmende Frequenzen deuten darauf hin, dass das jeweilige dazugehörige strömungstechnische Phänomen vom Druckschacht ausgeht. Der Peak von 28.3 Hz ist bei der Schütze, jedoch nicht vor der Drosselklappe, erkennbar. Analog zum bereits Ausgeführten bedeutet das

umgekehrt, dass beim Nichtauftauchen einer Frequenz bei der Drosselklappe davon ausgegangen werden kann, dass die Quelle der Anregung die Schützennische ist. Genauso ist zwar die Frequenz von 17.2 Hz bei der Drosselklappe sichtbar, aber nicht in dem Ausmaß, wie es bei der Schütze auftritt. Dies deutet darauf hin, dass die Schwingung bei 17.2 Hz entweder vom Einlaufschützenbereich kommt oder eine mechanische Komponente der Schütze, mittels selbsterregter Schwingungen, die Druckpulsationen verstärkt.

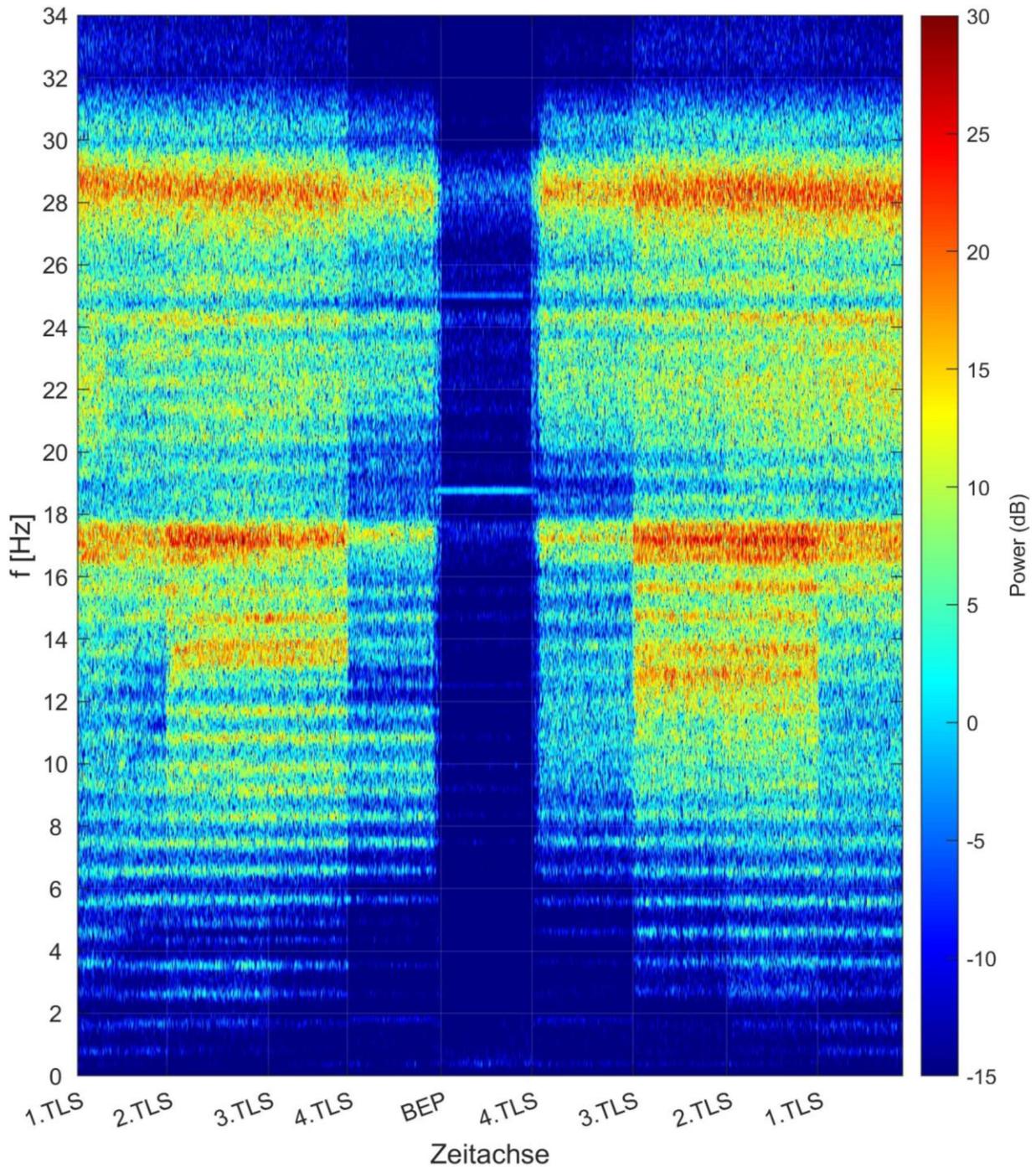


Abbildung 30: Spektrogramm; Frequenzspektrum über die Zeit des Drucksensors rechts unten.

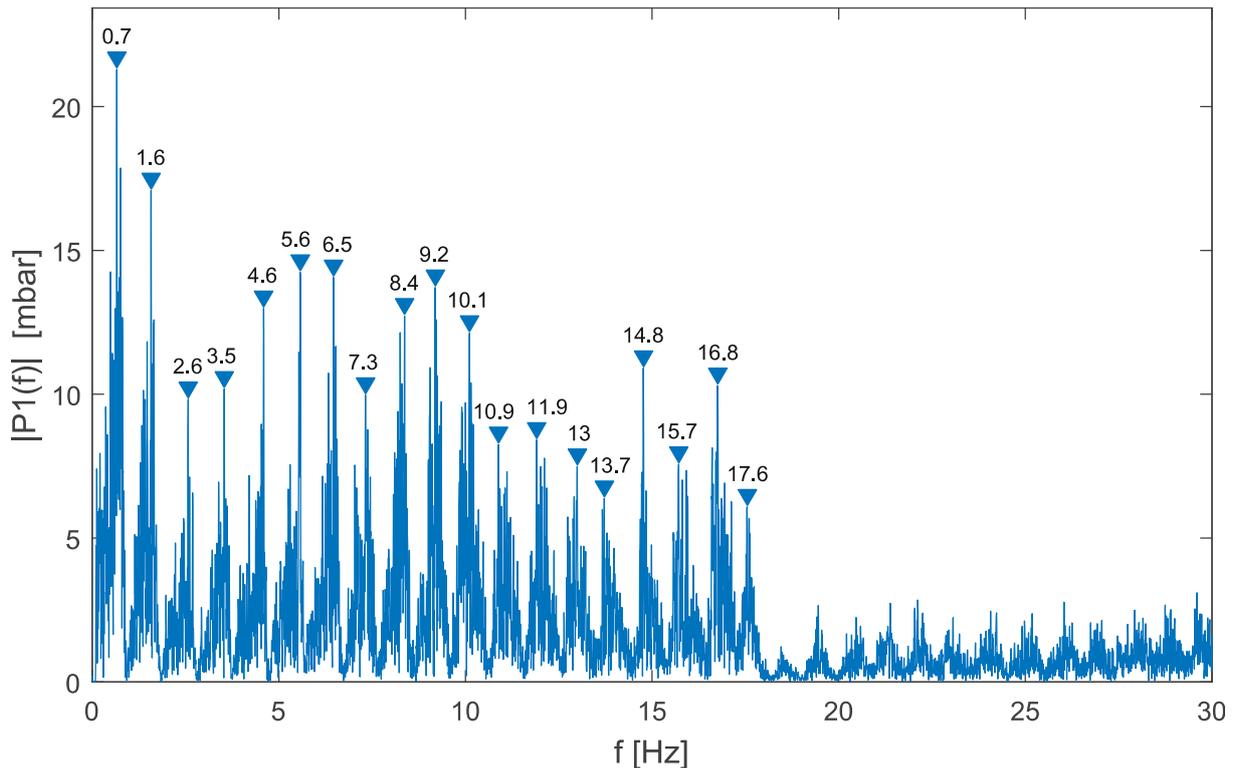


Abbildung 31: Frequenzspektrum der Druckpulsation vor der Drosselklappe in der 1. TLS mit Stabilisierungsluft.

In Abbildung 32 ist der Frequenzbereich für die 2. TLS von 0 bis 30 Hz mit und ohne Stabilisierungsluft aufgetragen. In diesem Bereich werden die Frequenzen von der Stabilisierungsluft beeinflusst. Es ist erkennbar, dass die Frequenzen 4.6, 12.9 und 15.7 Hz ohne Stabilisierungsluft nicht vorhanden sind. Da bei der Stabilisierungsluft wortwörtlich Luft eingeblasen wird, kann ein kompressibles Zwei-Phasengemisch entstehen, das wiederum eine Anregung verursachen kann. Da die vorher genannten Frequenzen nur bei der Stabilisierungsluft auftreten, deutet dies auf eine Anregung einer Zwei-Phasenströmung hin. Die Amplituden des Frequenzbereichs von 15 bis 24 Hz werden durch die Stabilisierungsluft nahezu verdoppelt. Dies führt dazu, dass der Peak bei 17.2 Hz beinahe doppelt so groß ist wie die zweitgrößte Amplitude bei 28.3 Hz. Die Amplituden bei 1.7 und 2.6 Hz werden von der Stabilisierungsluft nahezu eliminiert. Dies lässt darauf schließen, dass beide Frequenzen mit dem Saugrohrwirbel in Verbindung stehen. Der Saugrohrwirbel liegt laut Literatur im Bereich von 20 bis 30 Prozent der Laufradfrequenz und sollte somit für diese Turbine zwischen 1.25 und 1.875 Hz sein. Der Saugrohrwirbel befindet sich im Saugrohr, welches unterhalb der Turbine liegt. Somit könnte diese Frequenz gar nicht oberhalb der Turbine auffindbar sein. Die Stabilisierungsluft im schaufellosen Raum soll den Wirbelzopf wegdrücken. Ein Hinweis auf den Saugrohrwirbel ist, dass die Amplitude

bei 2.6 Hz, welche bei allen Laststufen auffindbar gewesen ist, beim Einsatz der Stabilisierungsluft reduziert wird. Die Schwingung mit 1.3 Hz kann zumindest bei dem Drucksensor vor der Drosselklappe (Abbildung 31) identifiziert werden. Dies könnte darauf hindeuten, dass bei 1.3 Hz die Grundschwingung und bei 2.6 Hz die zweite Harmonische auftritt. Eine Druckpulsation bei 14.7 Hz ist nur ohne Stabilisierungsluft erkennbar.

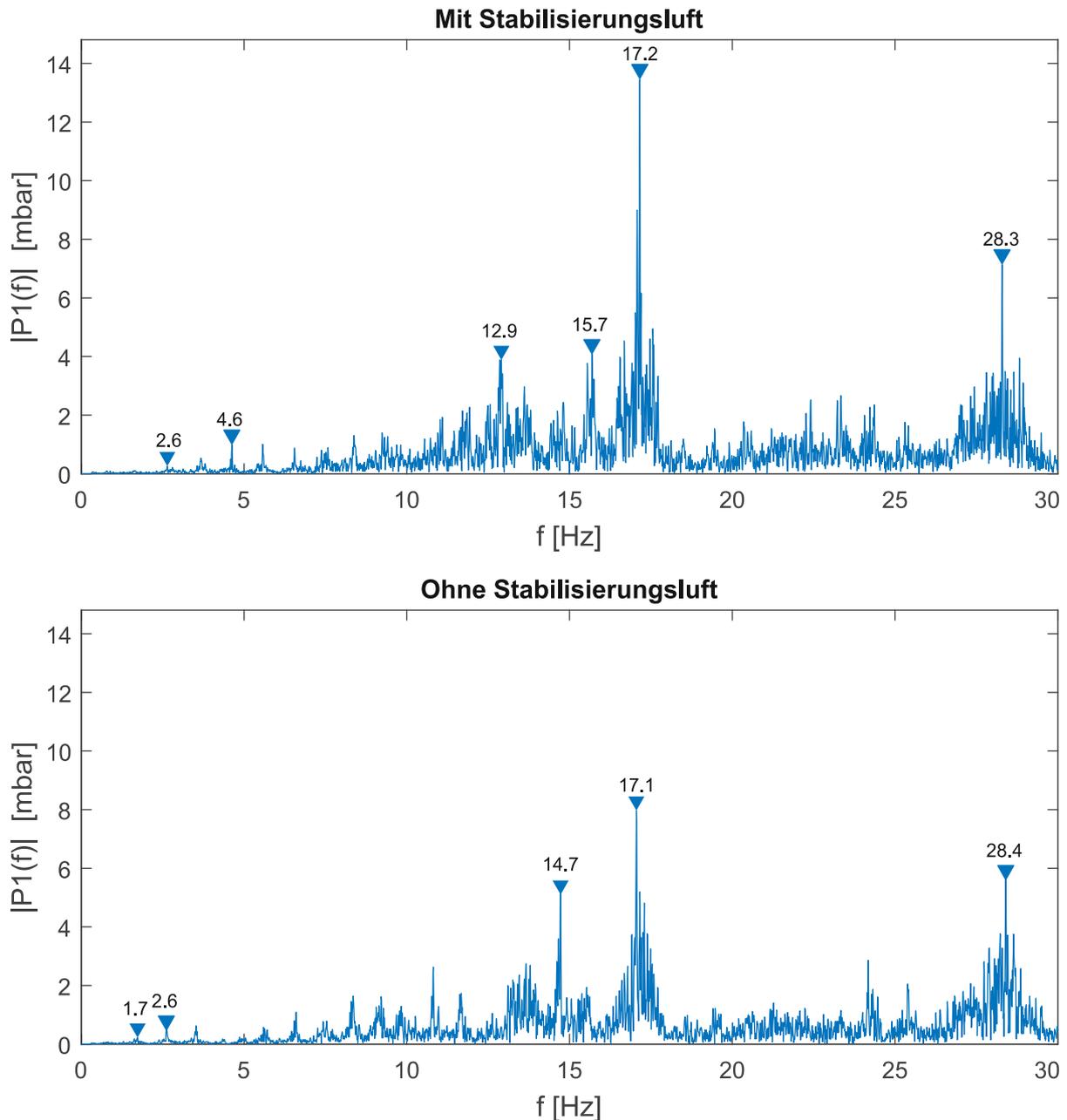


Abbildung 32: Frequenzspektren der Druckpulsation Schützenposition rechts unten mit und ohne Stabilisierungsluft für die 2. TLS.

Tabelle 3: Liste der bekannten Strömungsphänomene mit deren Grundschwingungen und Harmonischen.

Phänomen	Frequenz
Rückkopplung	0.8, 1.6, 2.4, 3.2 Hz
Saugrohrwirbel	1.3, 2.6 Hz
Begleitphänomen Saugrohrwirbel	1.7 Hz
2-Phasen-Strömung	4.6, 12.9, 15.7 Hz
Kanalwirbel	9.2, 11.1, 11.9, 13.6, 14.8, 16.6, 17.2Hz
Tiefenkavitation Flüssigkeitselastisch	28.3, 84.9 Hz
Wellenschwingung	6.25, 12.5, 18.75, 25, 32.25, 37.5Hz
Leitschaufelpassierfrequenz	43.75, 87.5, 131.25Hz
Generator	50, 100, 150Hz
Strömungsturbulenzen	20 bis 25 Hz

Die bekannten Strömungsphänomene sind in Tabelle 3 aufgelistet. In Tabelle 4 sind die Frequenzen, bei denen die Anregungsquelle unbekannt ist, aufgezählt. Für die folgenden Berechnungen der Strömungsphänomene wird eine Wellenausbreitungsgeschwindigkeit von $a_w = 1100 \text{ m/s}$ angenommen. Die entsprechenden Berechnungen hierzu sind dem Matlab-Skript im Anhang B zu entnehmen. Die Rückkopplungsberechnung aus (6) ergibt einen Wert von 0.77 Hz. Je tiefer der Maschinensatz im Teillastbereich betrieben wird, desto kleiner wird der Öffnungswinkel am Leitapparat und desto mehr Reflexionsfläche ist an den Leitapparaten gegeben, was zu einer Verstärkung der Rückkopplung führt. Diese Aussage ist mit dem Verlauf des Spektrogramms in Abbildung 30 im Einklang. Somit kann die Grundschwingung von 0.8 Hz sowie ihre zweite harmonische Schwingung bei 1.6 Hz der Rückkopplung zugeordnet werden. Die Tiefenkavitation nach dem flüssigkeitsresonanten Prinzip errechnet sich für die Schützennischenhöhe nach (5) auf 28.4 Hz und ihre dritte harmonische Schwingung besitzt eine Frequenz von 85.1 Hz. Diese Werte stimmen mit den Daten aus den verschiedenen Frequenzspektren überein. Es kann angenommen werden, dass die turbulente Strömung im Druckschacht zunimmt, je niedriger die angesteuerte Leistung ist. Dies bedeutet, dass die anregende Geschwindigkeit an der Grenzschicht der Strömung für dieses Phänomen zunimmt. Hinreichend deutet dies das Spektrogramm (Abbildung 30) an,

wo die Intensität bei 28.4 Hz zunimmt, je tiefer in den Teillastbereich gefahren wird. Dies unterstützt die These, dass es sich bei der Pulsation mit einer Frequenz von 28.3 Hz um Tiefenkavitation handelt.

Tabelle 4: Liste der unbekanntten Frequenzen.

Phänomen	Frequenz
Unbekanntes Phänomen 1	0.5 Hz
Unbekanntes Phänomen 2	3.7 Hz
Unbekanntes Phänomen 3	5.6 Hz
Unbekanntes Phänomen 4	6.7 Hz
Unbekanntes Phänomen 5	7.6 Hz
Unbekanntes Phänomen 6	8.4 Hz
Unbekanntes Phänomen 7	18.5 Hz
Unbekanntes Phänomen 8	19.5 Hz

In der Abbildung 33 sind die Frequenzspektren der Ausschläge über den Frequenzbereich von 0 bis 30 Hz für die 2. TLS sichtbar. Bei über 30 Hz lassen sich keine nennenswerten Ausschläge mehr herauslesen, wie in Abbildung 24 gezeigt werden kann. Unterschiede in den Frequenzspektren der einzelnen Messpositionen, was ihre Amplitudenausprägungen betrifft, sind hier im Gegensatz zu den Druckpulsationen (Abbildung 28) erkennbar. Die Ausschläge bei den tiefen Frequenzen von 2.6 bis 5.7 Hz sind bei den unteren Entlastungskappen höher als bei den oberen. Hohe Ausschläge sind oben links bei 6.6 Hz und oben rechts bei 11 Hz sichtbar. Die Amplitude bei 17.2 Hz ist bei allen Schützenpositionen, bis auf jene rechts oben, die stärkste. Die Ausschläge bei der Anregung von 28.3 Hz sind unten ausgeprägter als oben. Die derart unterschiedlichen Frequenzspektren der jeweiligen Sensorposition erklären sich in der Modalanalyse in Abbildung 34. Für die Berechnung der Modalanalyse wurden die Druckpulsationen als Anregung und die Ausschläge als Antwort gewählt. Frequenzgänge, Phasengänge und die dazugehörige Kohärenz sind für alle Positionen aufgezeichnet. Die für die jeweilige Sensorposition ausgewerteten Eigenfrequenzen finden sich in der Tabelle 5. Die unteren Entlastungskappen reagieren besonders auf die Anregung von tiefen Frequenzen (2 bis 5 Hz) und besitzen Eigenfrequenzen im Bereich von 2.3 bis 2.7

Hz ($D_{LU}(2.3Hz) = 0.065$, $D_{RU}(2.7Hz) = 0.0531$). Der Frequenzgang erhöht sich links oben ab 6 Hz und mündet bei 6.6 Hz in eine Eigenfrequenz ($D_{LO}(6.6Hz) = 0.04$). Oben an den Schützen gibt es ein ausgeprägtes Maximum bei circa 11 Hz ($D_{LO}(11.2Hz) = 0.0363$, $D_{RO}(11.1Hz) = 0.0328$). Ein lokales Maximum ist auch bei den unteren Messgrößen auffindbar, aber mit höheren Dämpfungskoeffizienten ($D_{LU}(11.6Hz) = 0.0611$, $D_{RU}(11.1Hz) = 0.0611$). Die linke Schütze besitzt eine Eigenfrequenz bei 16.5 Hz ($D_{LO}(16.5Hz) = 0.0278$, $D_{LU}(16.5Hz) = 0.0255$). Bei der rechten Schütze ist diese Erhöhung auch sichtbar, aber mit einer etwas niedrigeren Eigenfrequenz von 15.8 Hz behaftet ($D_{RO}(15.8Hz) = 0.0288$, $D_{RU}(15.7Hz) = 0.0417$). Ein lokales Maximum des Frequenzengangs, welches nur rechts oben auftaucht, findet sich bei 14.3 Hz ($D_{RO}(14.3Hz) = 0.027$). Aufgrund der fehlenden Anregung in diesem Bereich ergeben sich auch keine nennenswerten Peaks im Ausschlag des Frequenzspektrums für die Schütze rechts oben.

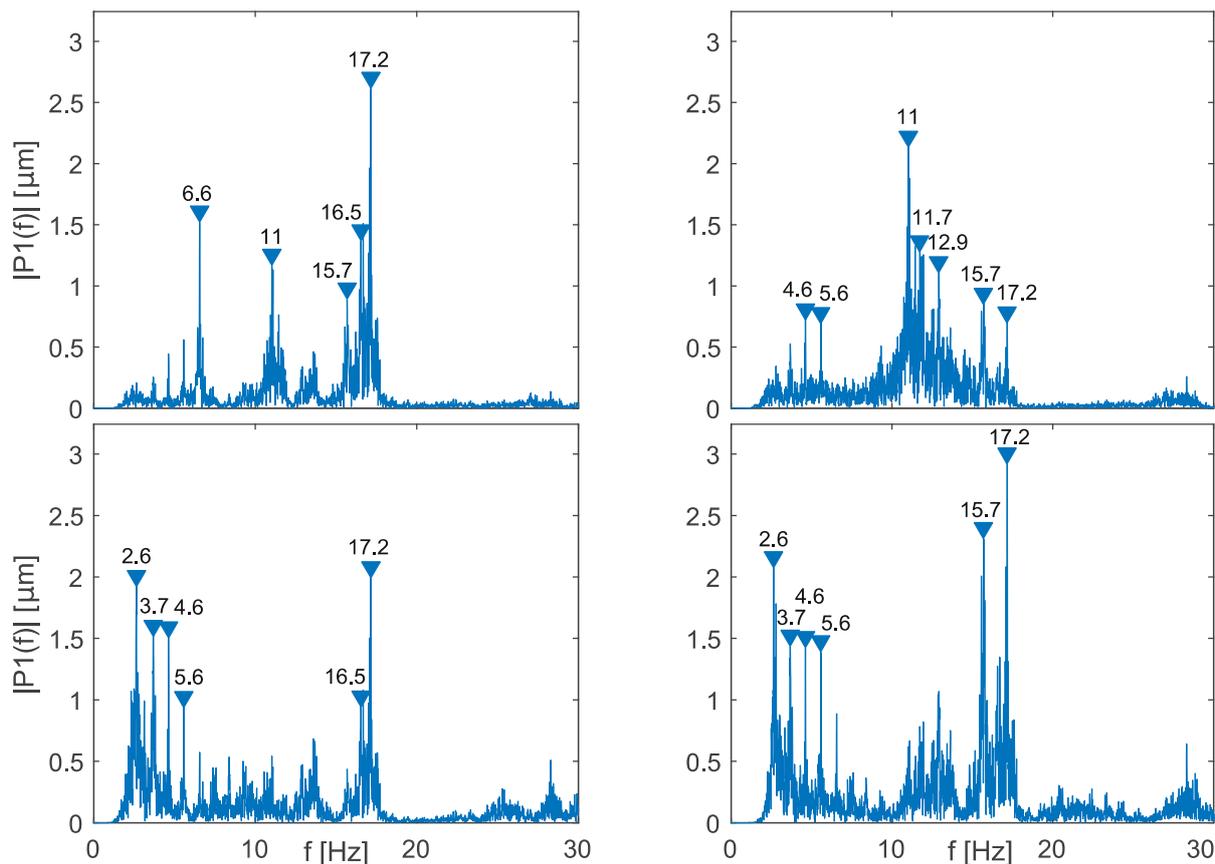


Abbildung 33: Ausschläge an beiden Schützen für die 2. TLS mit Stabilisierungsluft. Linke Schütze - linke Spalte; rechte Schütze - rechte Spalte; oberes Frequenzspektrum - obere Messposition; unteres Frequenzspektrum - untere Messposition.

Tabelle 5: Eigenfrequenzen f_0 und ihre dazugehörigen Dämpfungskonstanten ζ der jeweiligen Schützenposition; LO – links oben, LU – links unten, RO – rechts oben, RU – rechts unten.

Position:	Links Oben		Links Unten		Rechts Oben		Rechts Unten	
	$f_{0,LO}$	$\zeta_{LO}(f_0)$	$f_{0,LU}$	$\zeta_{LU}(f_0)$	$f_{0,RO}$	$\zeta_{RO}(f_0)$	$f_{0,RU}$	$\zeta_{RU}(f_0)$
	6,6	0,0400	2,4	0,0650	11,1	0,0328	2,7	0,0531
	11,2	0,0363	11,6	0,0611	14,3	0,0270	11,1	0,0611
	16,5	0,0278	16,5	0,0255	15,7	0,0288	15,8	0,0417

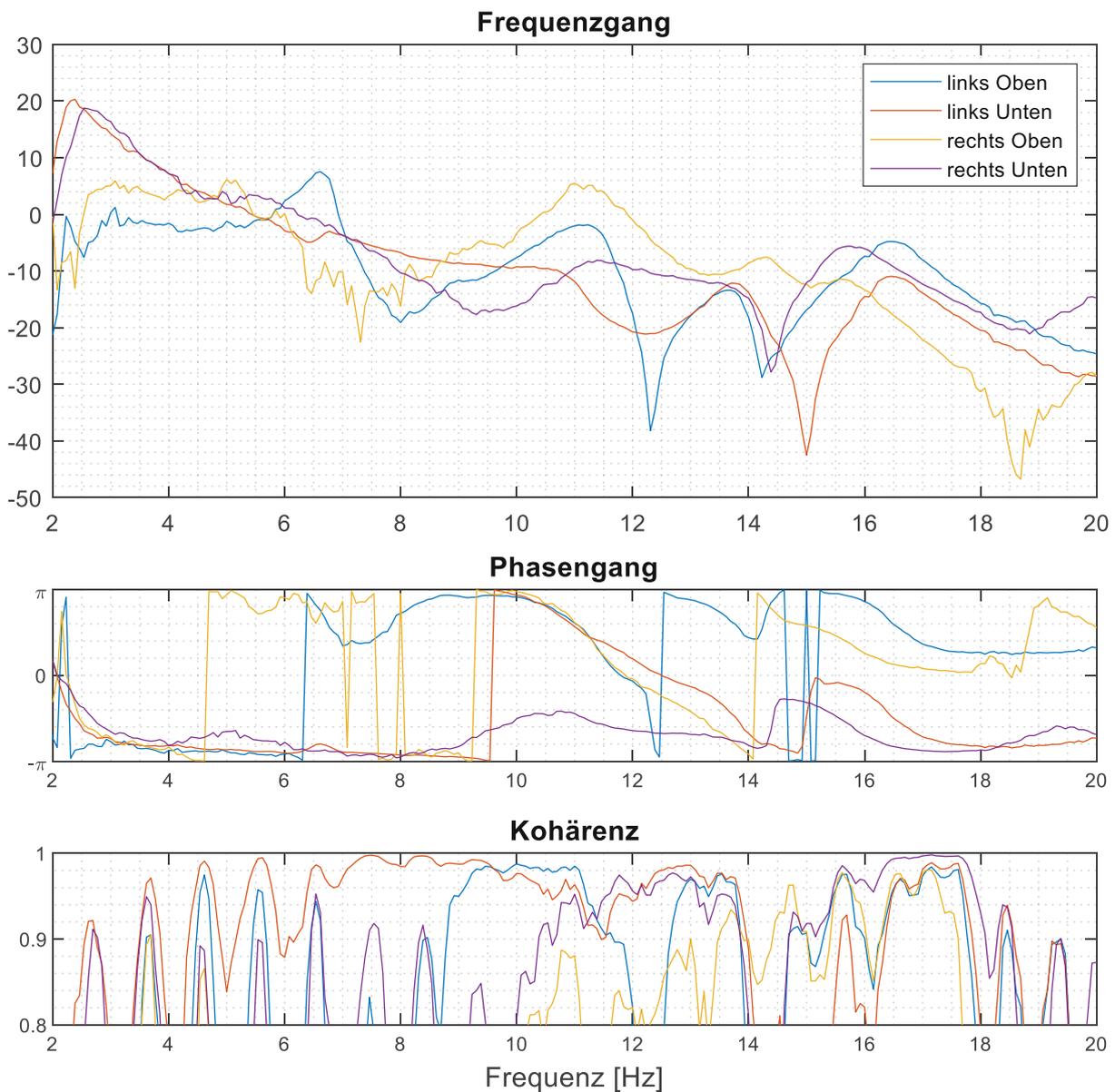


Abbildung 34: Modalanalyse der Messpositionen für alle Schützenpositionen.

4.2 Interpretation

Die Bruchfläche der Schraube, welche in Abbildung 35 als Fotografie einsehbar ist, gibt Aufschluss über die Art der Belastung, die zur Schädigung geführt hat. Links ist die Restbruchfläche zu sehen und rechts die Fläche, welche aufgrund der Dauerbelastung entstanden ist. Auch ohne metallurgische Untersuchung ist sichtbar, dass die Dauerbruchfläche um ein Vielfaches größer ist als die Restbruchfläche. Bei diesem Bruch kann daher von einem Schwingdauerbruch gesprochen werden. Dies bedeutet, dass die anliegende Kraft zum Zeitpunkt des Bruchs einem kleinen Teil der Kraft entsprach, bei der die Schraube bei einer ausschließlich statischen Belastung brechen sollte. Die Grenzlinie zwischen den beiden Bruchflächen ist linsenförmig. Somit kann von einer axialen Wechselbelastung als Ursache für den Schwingdauerbruch ausgegangen werden. Aufgrund dieser Erkenntnis wird für den folgenden Dauerfestigkeitsnachweis eine Zug-/Druckbelastung gewählt.

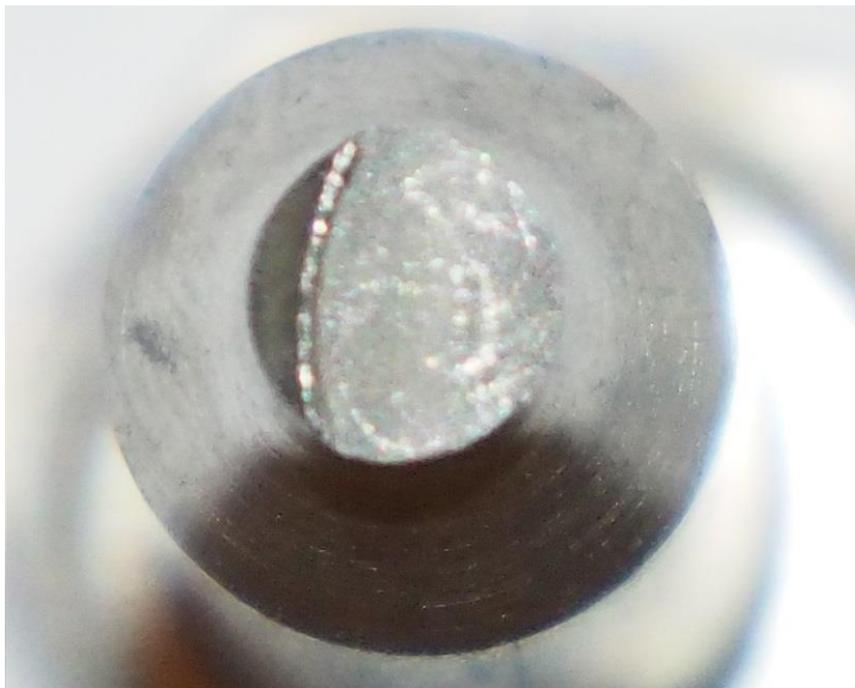


Abbildung 35: Bruchfläche der Sollbruchschraube.

Die Relativbewegung der Schützentafel zur Schützenklappe, also die von der Schraube verbundenen Komponenten, führen zu einer Dehnung der Schrauben. Diese Dehnung induziert axiale Spannung in die Schraube. Das Spannungskollektiv wird auf Grundlage der gemessenen Ausschläge an der Schütze mittels Rainflow-Methode zusammengesetzt. In Abbildung 36 sind die Spannungskollektive für die Schrauben an der jeweiligen Schützenposition aufgezeichnet. Die Relativbewegung

der beiden Bauteile und die daraus entstehende Dehnung wurde dabei auf 25% des gemessenen Ausschlags gesetzt. Der gewählte Zeitraum für diese Analyse beträgt sechs Minuten und wurde für die kritische TLS, also die zweite, durchgeführt. Die Anzahl der Umkehrpunkte gibt an, wie oft der jeweilige Spannungsausschlag S_a die Schraube belastet. Die Vorspannung der Schraube F_v wurde auf der Achse der Mittelspannung S_m eingezeichnet und bildet aufgrund der durchgehend anliegenden Vorspannung deren Symmetrieachse. Niedrige Spannungsausschläge bilden den Großteil des Spannungskollektivs. Je höher die Ausschläge werden, desto geringer wird auch die Anzahl der Umkehrpunkte. Bei der linken Schütze tritt bei beiden Messebenen ein maximaler Spannungsausschlag von 250 N/mm² auf. Rechts oben sind die Spannungsausschläge mit 300 N/mm² etwas höher und rechts unten am größten mit 400 N/mm². Die Variationen der Mittelspannungen sind bei der rechten Schütze ausgeprägter.

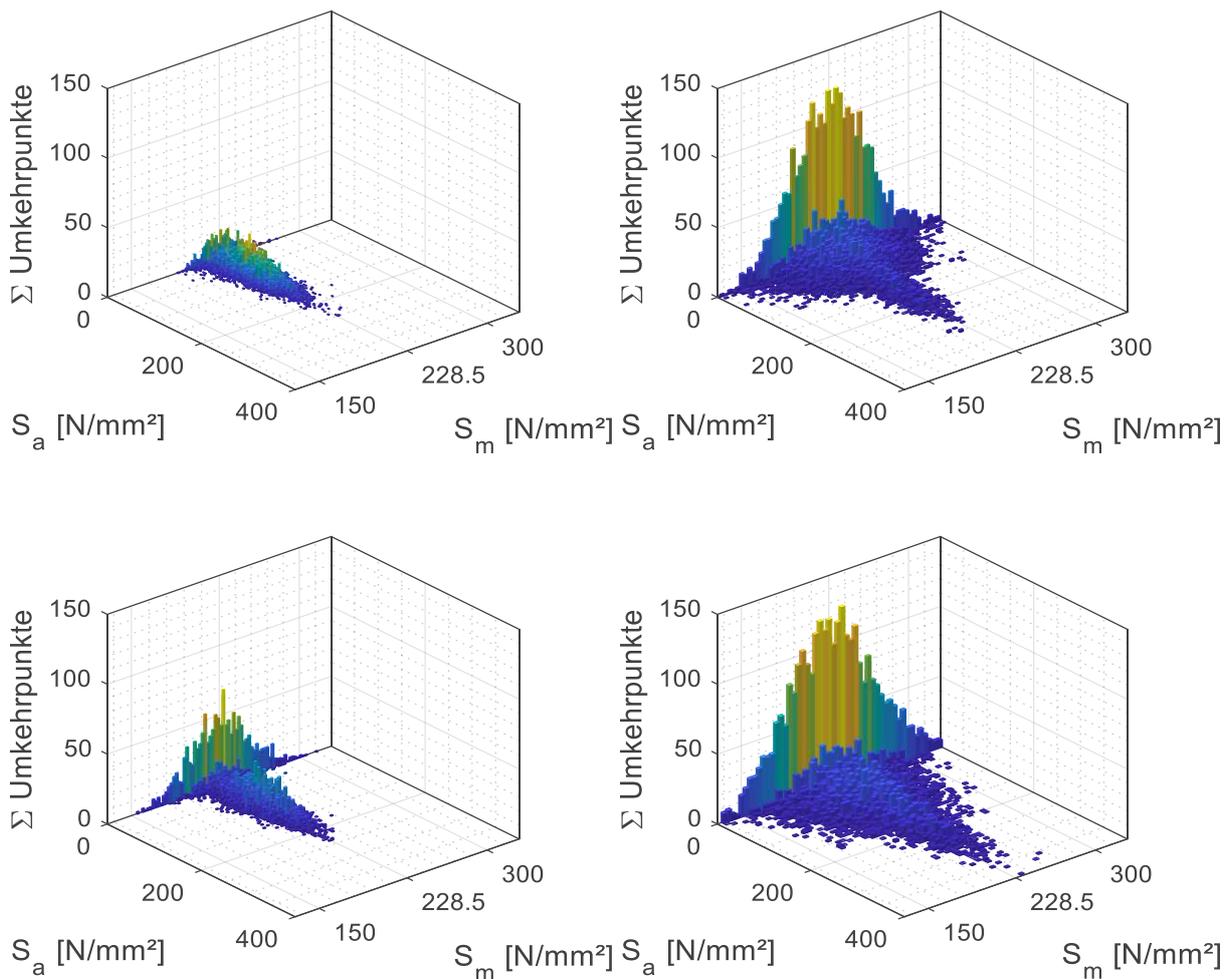


Abbildung 36: Spannungskollektive der 2. TLS; Linke Schütze - linke Spalte; rechte Schütze - rechte Spalte; oberes Frequenzspektrum - obere Messposition; unteres Frequenzspektrum - untere Messposition.

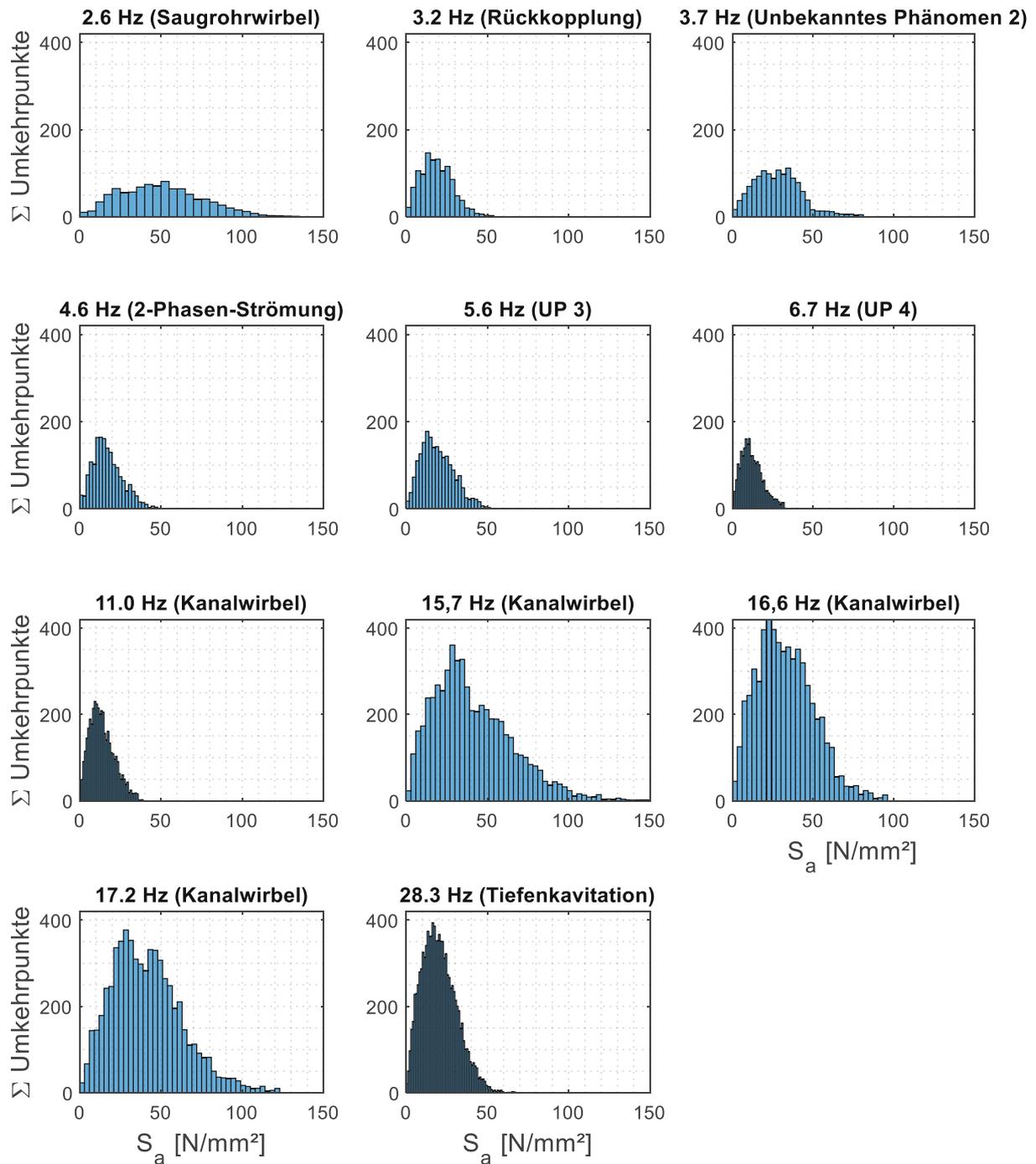


Abbildung 37: Spannungs-ausschläge der gefilterten Signale für die 2. TLS und die obere Entlastungsklappe der rechten Schütze für die Belastungsdauer von sechs Minuten und einer Relativbewegung von 25%.

Das Gesamtsignal der Belastung wird nun mehreren Schmalbandfiltern unterzogen, um die einzelnen Peaks der Ausschläge in Abbildung 33 genauer auf die auftretenden Spannungs-ausschläge zu untersuchen. In Abbildung 37 sind die Frequenzen 2.6, 3.2, 3.7, 4.7, 5.6, 6.6, 11, 15.6, 16.6, 17.2 und 28.3 Hz als Histogramme für die Entlastungsklappe rechts unten abgebildet. Die horizontale Achse gibt an, wie hoch der Spannungs-ausschlag ist und die vertikale Achse die

dazugehörige Anzahl an Lastspielen. Die Spannungsausschläge bei 2.6, 15.6, 16.6 und 17.2 Hz erreichen Werte über 100 N/mm². Die maximal auftretenden axialen Beanspruchungen der anderen Frequenzen sind im Bereich von 50 N/mm².

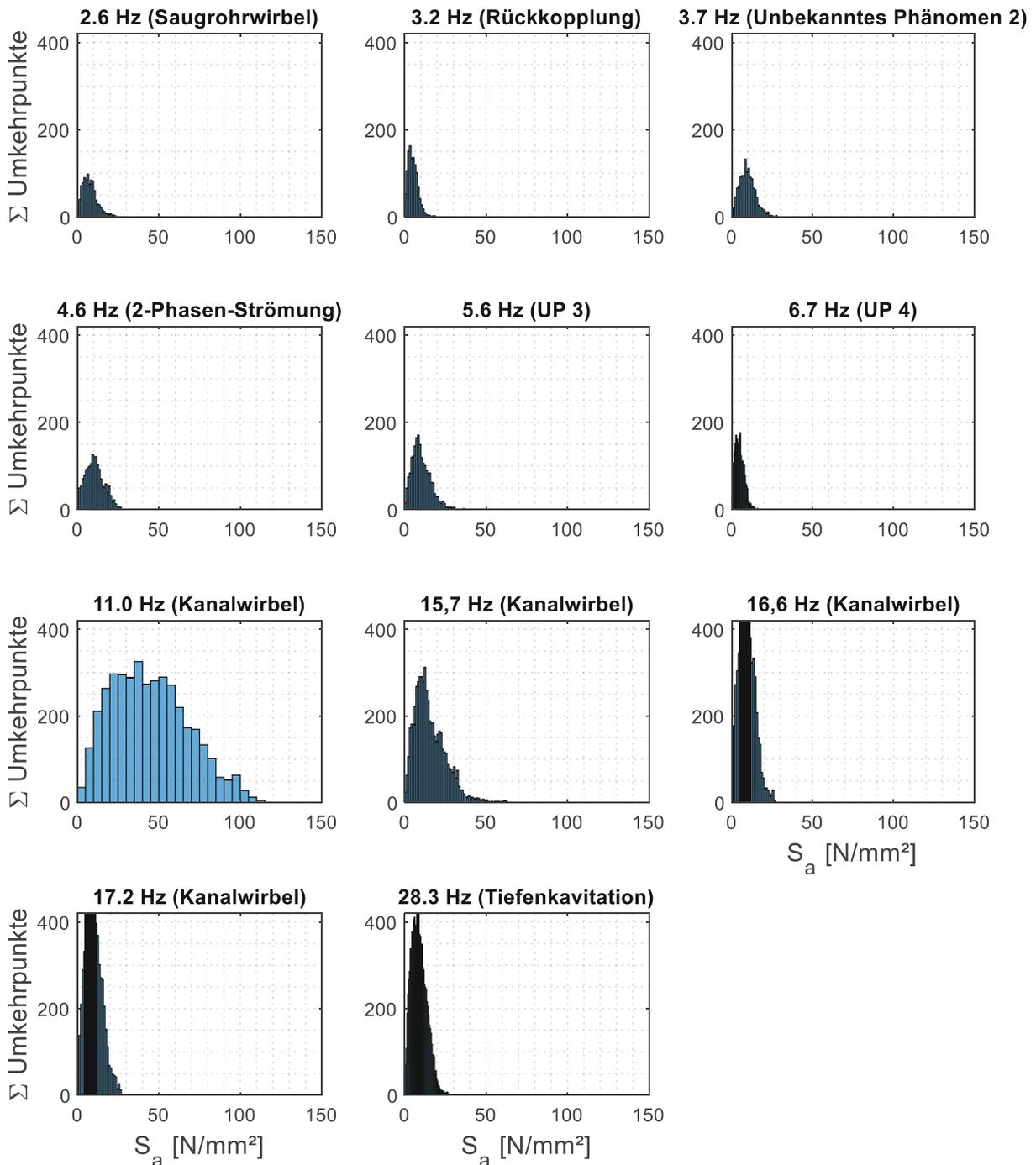


Abbildung 38: Spannungsausschläge der gefilterten Signale für die 2. TLS und die obere Entlastungsklappe der rechten Schütze für die Belastungsdauer von sechs Minuten und einer Relativbewegung von 25%.

In der Abbildung 38 sind die Histogramme der gleichen Frequenzen für die obere Position der rechten Schütze aufgetragen. Im Vergleich zu den

Spannungsausschlägen unten sind alle Frequenzen bis auf jene bei 11 Hz schwächer. Diese besitzt als Einzige Frequenz Spannungsausschläge über 100 N/mm². Bei der Schütze links oben (Abbildung 60) sind die ausgeprägtesten Ausschläge bei den Frequenzen 6.6, 11, 15.6, 16.6 und 17.2 Hz zu finden. Links unten (Abbildung 59) gestaltet sich, bis auf die nicht so stark ausgeprägten Spannungsausschläge bei 15.6 Hz, ein ähnliches Bild wie rechts unten. Die erhöhte Anzahl an Umkehrpunkten bei höheren Frequenzen erklärt sich mit deren kürzeren Periodendauer.

Nun wird das Gesamtsignal, welches für die Spannungskollektive in Abbildung 36 verwendet wurde, modifiziert. Dazu werden die schmalbandig gefilterten Signale, welche mit einer bestimmten Frequenz auftreten, vom Gesamtsignal subtrahiert. Zur Analyse der Schädigung werden hier die aufgrund ihrer Intensität relevanten Spannungsausschläge von 2.6, 11, 16.6 und 17,2 Hz bei den jeweiligen Schützenpositionen herangezogen. Die Berechnungen wurden für alle Schützenpositionen und den ersten drei TLS durchgeführt. Der Schädigungsfaktor D wird für das Spannungskollektiv des Gesamtsignals und der modifizierten Signale berechnet. Der Schädigungsfaktor wurde für einen Belastungszeitraum von 100 Stunden berechnet. Die Ergebnisse für den Betrieb ohne Stabilisierungsluft sind in der Tabelle 6 in der linken Spalte auffindbar. In der Tabellenspalte rechts wird der Schädigungsfaktor des modifizierten Spannungskollektivs mit dem Schädigungsfaktor des Gesamtsignals verglichen. Die daraus resultierende Prozentzahl erklärt, wie sich der Schädigungsfaktor verringern würde, wenn die Schwingungsamplitude bei der jeweiligen Frequenz null wäre. Die rot gekennzeichneten Prozentzahlen signalisieren, dass das Auslöschen der jeweiligen Frequenz eine Reduktion der Schädigung über 50% bedeutet. Bei allen Leistungsstufen ist der Schädigungsfaktor bei der Schützenposition rechts unten am höchsten. Die 2. TLS ist für alle Schützteile jene, welche die Schrauben am meisten belastet. Die Frequenz 2.6 Hz verringert die Schädigung links unten im Bereich von 80 bis 95% und rechts unten im Bereich von 45 bis 55%. Das Entfernen der Ausschläge bei 11 Hz hilft, die Spannungsausschläge bei der oberen Entlastungsklappe zu verringern, besonders aber an der rechten Schütze, bei der eine Reduktion des Schädigungsfaktor von über 50% bei allen Laststufen erreicht wird. Die Frequenzauslöschung bei 16.6 und 17.2 Hz verringert bei allen

Schützenpositionen, ausgenommen die Position rechts oben, den Schädigungsfaktor im Ausmaß von 15 bis 95%. In besonderem Maß hilft die Auslöschung der beiden genannten Frequenzen bei der Schütze links oben, wo Reduktionen des Schädigungsfaktors über 69% möglich sind.

Tabelle 6: Schädigungsfaktoren des Gesamtsignals und der modifizierten Signale der ersten drei Leistungsstufen ohne Stabilisierungsluft für eine Betriebsdauer von 100 Stunden und einer Relativbewegung von 25%. (LO - links oben; LU - links unten; RO - rechts oben; RU - rechts unten).

Ohne Stabilisierungsluft								
1. TLS								
	Schädigungsfaktor a				Reduktion Schädigungsfaktors [%]			
	LO	LU	RO	RU	LO	LU	RO	RU
Gesamt	0,0039	0,0568	0,0077	0,0721	-	-	-	-
2.6 Hz	0,0036	0,0032	0,0072	0,0324	7,69	94,37	6,49	55,06
11 Hz	0,0026	0,0551	0,0007	0,0708	33,33	2,99	90,91	1,80
16.6 Hz	0,0002	0,0390	0,0076	0,0393	94,87	31,34	1,30	45,49
17.2 Hz	0,0004	0,0372	0,0074	0,0486	89,74	34,51	3,90	32,59
2. TLS								
	LO	LU	RO	RU	LO	LU	RO	RU
Gesamt	0,0247	0,2506	0,0910	0,4016	-	-	-	-
2.6 Hz	0,0239	0,0421	0,0837	0,2097	3,24	83,20	8,02	47,78
11 Hz	0,0154	0,2318	0,0212	0,3953	37,65	7,50	76,70	1,57
16.6 Hz	0,0048	0,2068	0,0886	0,3325	80,57	17,48	2,64	17,21
17.2 Hz	0,0022	0,1745	0,0851	0,2800	91,09	30,37	6,48	30,28
3. TLS								
	LO	LU	RO	RU	LO	LU	RO	RU
Gesamt	0,0026	0,0198	0,0370	0,0889	-	-	-	-
2.6 Hz	0,0023	0,0029	0,0317	0,0386	11,54	85,35	14,32	56,58
11 Hz	0,0008	0,0170	0,0154	0,0846	69,23	14,14	58,38	4,80
16.6 Hz	0,0008	0,0138	0,0354	0,0671	69,23	30,30	4,32	24,52
17.2 Hz	0,0002	0,0106	0,0351	0,0511	92,31	46,46	5,14	42,52

Tabelle 7: analog zu Tabelle 6; Schädigungsfaktoren für die Teillaststufen mit Stabilisierungsluft (LO - links oben; LU - links unten; RO - rechts oben; RU - rechts unten).

1. TLS								
	Schädigungsfaktor a				Reduktion Schädigungsfaktors [%]			
	LO	LU	RO	RU	LO	LU	RO	RU
Gesamt	0,0026	0,0598	0,0120	0,1894	-	-	-	-
2.6 Hz	0,0025	0,0092	0,0111	0,1215	3,85	84,62	7,50	35,85
11 Hz	0,0018	0,0603	0,0018	0,1879	30,77	-0,84	85,00	0,79
16.6 Hz	0,0001	0,0340	0,0100	0,1185	96,15	43,14	16,67	37,43
17.2 Hz	0,0003	0,0389	0,0119	0,1245	88,46	34,95	0,83	34,27
2. TLS								
	LO	LU	RO	RU	LO	LU	RO	RU
Gesamt	0,0716	0,2264	0,1493	0,7758	-	-	-	-
2.6 Hz	0,0686	0,0877	0,1419	0,5764	4,19	61,26	4,96	25,70
11 Hz	0,0390	0,2196	0,0476	0,7234	45,53	3,00	68,12	6,75
16.6 Hz	0,0178	0,1659	0,1338	0,5599	75,14	26,72	10,38	27,83
17.2 Hz	0,0177	0,1480	0,1418	0,5234	75,28	34,63	5,02	32,53
3. TLS								
	LO	LU	RO	RU	LO	LU	RO	RU
Gesamt	0,0189	0,0460	0,1046	0,3085	-	-	-	-
2.6 Hz	0,0182	0,0187	0,1027	0,2473	3,70	59,35	1,82	19,84
11 Hz	0,0103	0,0443	0,0272	0,2964	45,50	3,70	74,00	3,92
16.6 Hz	0,0022	0,0248	0,0993	0,2137	88,36	46,09	5,07	30,73
17.2 Hz	0,0040	0,0232	0,1017	0,1858	78,84	49,57	2,77	39,77

Die Berechnungen in Tabelle 7 wurden analog zu jener aus Tabelle 6 durchgeführt. Der einzige Unterschied besteht darin, dass für die Tabelle 7 der Messbereich beim Betrieb mit Stabilisierungsluft gewählt wurde. Bei der Betrachtung der Schädigungsfaktoren ist demzufolge ein Anstieg dieser im Vergleich der Werte aus dem Betrieb ohne Stabilisierungsluft erkennbar. Der Schädigungsfaktor des Gesamtsignals steigt bei der 2. TLS bei der linken, oberen Entlastungsklappe von 0.0247 auf 0.0716 an. Die linke, untere Entlastungsklappe ist die einzige, bei der der

Schädigungsfaktor von 0.2506 auf 0.2264 abnimmt. Dies ist möglich, weil der Schädigungsfaktor ohne Stabilisierungsluft bei einer Eliminierung des Ausschlags bei 2.6 Hz bei der 2. TLS um 83.2 % sinken würde (Tabelle 6). Die Stabilisierungsluft verringert, wie in Abbildung 32 ersichtlich, den Peak bei dieser Frequenz und mindert aufgrund seines großen Einflusses auf den Schädigungsfaktor diesen für das gesamte Signal.

Tabelle 8: Maximal mögliche Relativbewegung für einen Schädigungsfaktor $D=1$, bei der Betriebsdauer von 100 Stunden, mit Stabilisierungsluft für die ersten drei Teillaststufen. (LO - links oben; LU - links unten; RO - rechts oben; RU - rechts unten).

Relativbewegung [%]									
ohne Stabilisierungsluft					mit Stabilisierungsluft				
Leistung	LO	LU	RO	RU	LO	LU	RO	RU	
1. TLS	56	49	55	44	54	48	53	38	
2. TLS	47	37	39	32	40	37	35	27	
3. TLS	56	51	42	41	46	46	37	33	
höhere mögliche Relativbewegung [%] ohne Stabilisierungsluft									
Leistung	LO	LU	RO	RU					
1. TLS	4	2	4	16					
2. TLS	18	0	11	19					
3. TLS	22	11	14	24					

In der Tabelle 8 wurde die Relativbewegung gesucht, bei der die Schraube wahrscheinlich bricht, also bei der der Schädigungsfaktor für eine Betriebsdauer von 100 Stunden gleich eins ist. Die Schützenposition rechts unten ist hierbei diejenige Schützenposition, welche die geringste Relativbewegung aushält. Die 2. TLS ist bei allen Positionen diejenige mit dem Minimum an ertragbarer Relativbewegung. Beim Vergleich der möglichen Relativbewegung mit und ohne Stabilisierungsluft fällt auf, dass bei jedem Lastbereich und bei allen Schützenpositionen die Relativbewegung mit Stabilisierungsluft gleich oder geringer ist. Das heißt, dass die Schützen bei der Stabilisierungsluft stärker beansprucht werden als ohne. Dieser Unterschied ist aus oben ausgeführten Gründen bei der linken unteren Entlastungsklappe am geringsten. Die rechte untere Entlastungsklappe wird von der Stabilisierungsluft in der 3. TLS mit

einer Erhöhung der Relativbewegung von 33 auf 41% am stärksten negativ beeinflusst.

5 Zusammenfassung und Ausblick

Pumpspeicherkraftwerke müssen in der heutigen Zeit aufgrund der zunehmend notwendigen Spitzenlastabdeckung öfters im Teillastbereich betrieben werden. In diesem Teillastbereich entstehen Strömungsphänomene, welche eine größere Belastung für die mechanischen Komponenten bedeuten kann. Diese zusätzliche Beanspruchung mündet in einer kürzeren Lebensdauer einzelner Komponenten. Für die Betreiber ergibt sich hieraus ein erhöhtes Wartungsaufkommen. Wartungen an einer Schütze sind mit Speicherabsenkungen verbunden und daher kostspielig. Kürzere Wartungsintervalle und höhere Instandhaltungskosten können demnach die Folge von längeren Betrieben im Teillastbereich sein.

Ziel der vorliegenden Arbeit war es, ein besseres Verständnis für die Auswirkung von zusätzlichen Belastungen aufgrund von ausgeprägten strömungsmechanischen Phänomenen im Teillastbereich herauszubilden. Dazu wurden die drei Themengebiete *Festigkeitslehre*, *Maschinendynamik* und *Strömungsmechanik* literarisch und interdisziplinär aufgearbeitet. Daraufhin wurden die Anlage, der Messaufbau und die Messdurchführung vorgestellt. Die erhaltenen Daten wurden zuerst im Zeitbereich untersucht, um ein besseres Verständnis der Auswirkungen der einzelnen Teillastbereiche zu erlangen. Der zweite Teillastbereich konnte hier als kritischer Betriebsbereich identifiziert werden, weshalb er in weiterer Folge im Frequenzbereich bei den verschiedenen Messsensoren näher betrachtet wurde. Dabei wurde versucht, entlang der unterschiedlichen Sensoren die Quelle der Strömungsphänomene auszuforschen und die Abhängigkeiten der Sensoren untereinander besser zu verstehen. Aufgefallen ist dabei, dass die Stabilisierungsluft den Effektivwert der Druckpulsationen erhöht. Die Stabilisierungsluft ermöglicht Kompressibilität des Flüssigkeitsgemisches und es ist physikalisch durchaus nicht trivial, dass die Stabilisierungsluft die Druckpulsationen Richtung Oberwasser verstärkt. Die Stabilisierungsluft wird an der Eintritts- und Austrittskante der Laufradschaufel eingeblasen und beeinflusst somit die Kanalwirbel in der Schaufel und den Saugrohrwirbel. Das zeitliche Auftreten der Phänomene wurde mittels eines Spektrogramms analysiert. Dort ist sichtbar, dass die Peaks knapp oberhalb der Wellendrehfrequenz ohne Stabilisierungsluft klar erkennbar sind und mit Stabilisierungsluft sich eine breitbandige Anregung einstellt und somit in diesem

Frequenzbereich Kanalwirbel vermutet werden können. Der Zusammenhang der Druckpulsationen an der Schütze mit den gleich positionierten Ausschlags-Signalen (gewonnen aus der zweifachen Integration der Beschleunigung) konnte mittels einer Modalanalyse hergestellt werden. Dabei konnte die Erkenntnis gewonnen werden, dass jeder Schützenabschnitt seine eigene Charakteristik bezüglich Eigenfrequenzen und Dämpfungskoeffizienten aufweist. Da bei dieser Anlage eine breite Anregung gemessen werden konnte, ist die Wahrscheinlichkeit, dass diese eine Eigenfrequenz trifft und die Ausschläge an diesem Punkt im Vergleich zur Anregung verstärkt, hoch. Die breite Anregung im tiefen Frequenzbereich erschwert eine Gestaltung der mechanischen Komponenten bezüglich der Eigenfrequenzen so zu wählen, dass keine Resonanzen entstehen. Neben der breiten Anregung für diese Pegelhöhen können sich die Anregungen in ihrer Frequenz bei anderen Betriebsparametern verändern. Unterschiedliche Fallhöhen können bei gleichbleibender Leistung die Teillastinstabilität beeinflussen. Bei gewissen Pegelhöhen können Resonanzen entstehen und bei anderen nicht. Je mehr Daten zu unterschiedlichen Betriebsparametern vorhanden sind, desto besser können Phänomene, Systemantworten, kritische Belastungsfälle und das gesamte hydraulische System verstanden werden. Ebenso würden weitere Messgrößen, wie zum Beispiel das Messen der Leistung mit größerer Abtastrate, helfen, die Strömungsphänomene besser zu verstehen. Leistungsschwankungen, axiale Vibrationen des Laufrads, der Welle und der Generatorbefestigung sind Quellen, die bis nach oben in den Druckschacht Pulsationen erzeugen können und somit Messgrößen, bei denen eine weitere, zukünftige Messungsaufnahme aus meiner Sicht äußerst gewinnbringend wäre.

Mittels der Messergebnisse wurde in einem weiteren Schritt versucht, die einzelnen Frequenzen bestimmten Strömungsphänomenen zuzuordnen. Für eine Vielzahl der Frequenzen ist dies gelungen (Rückkopplung, Saugrohrwirbel, Zwei-Phasen-Strömung, Tiefenkavitation, Rotor-Stator-Interaktionen, Strömungsturbulenzen, Kanalwirbel). Trotzdem kann mit den gegebenen Messdaten eine bestimmte Zahl an Druckpulsationen nicht eindeutig einem spezifischen Strömungsphänomen zugeteilt werden. Die nicht ausgeforschten Frequenzen könnten aufgrund von selbsterregten Schwingungen entstehen. Um eine Anregung auf eine selbsterregte Schwingung zurückführen zu können, müssten die Eigenfrequenzen der mechanischen Baugruppen, die mit der Strömung in Kontakt kommen, bekannt sein. Dies

herauszufinden, wäre für eine bestehende Anlage aufgrund der Anzahl an möglichen Baugruppen mit einem erheblichen Aufwand verbunden. Da bei der Anlagenkonstruktion immer mehr auf FE-Modelle und CFD-Modelle gesetzt wird, könnte durch diese computerunterstützten Rechenmodelle eine Bestimmung selbsterregter Schwingungen in Zukunft erleichtert werden.

Bei der Interpretation der Messergebnisse wurde des Weiteren, basierend auf der Bruchfläche der Schrauben und der Messdaten der Ausschläge, ein Zug-Druck-Spannungskollektiv für den tiefen Teillastbereich gebildet. Das Gesamtsignal und das modifizierte Signal (Gesamtsignal abzüglich des schmalbandgefilterten Signals) wurden dann einer Dauerfestigkeitsanalyse mithilfe der Schadensakkumulation nach Palmgren-Miner unterzogen. Dies soll helfen, ein Verständnis für die Auswirkungen der einzelnen Strömungsphänomene auf die jeweiligen Schützenabschnitte zu gewinnen. Nur wenige Frequenzen eines Signals sind für die Schädigung der Sollbruchschraube verantwortlich. Es konnte gezeigt werden, dass die Entfernung von einzelnen Strömungsphänomenen hilft, die Schädigung der Sollbruchstelle um bis zu 95% zu verringern. Aufgrund von den gemessenen Charakteristiken im Zeit- und Frequenzbereich kann davon ausgegangen werden, dass die schädigungsintensiven Schwingungen den Strömungsphänomenen Saugrohrwirbel und Kanalwirbel zugeordnet werden können. Diese Phänomene bahnen sich den Weg vom Krafthaus über den Triebwasserweg bis nach oben zur Einlaufschütze.

Ein zusätzlicher Beschleunigungssensor an der Schützenklappe hätte es ferner ermöglicht, die tatsächliche Relativbewegung zu bestimmen. Dies hätte sowohl geholfen, die tatsächliche Dehnung zu bestimmen, als auch Aufschluss über das Schwingverhalten der Schützenklappe gegeben. Zur Validierung der Messergebnisse würde ein Dehnmessstreifen, welcher die tatsächlich wirkende Spannung an der Schraube misst, Abhilfe leisten.

Als aktive Gegenmaßnahme zur Vermeidung des Schraubenbruchs dient die Vergrößerung des Sollbruchschraubendurchmessers. Zu beachten ist hierbei, dass die Kraft, bei der die Sollbruchschraube zum Schutz der Druckschachtpanzerung brechen muss, nicht zu groß wird und die Panzerung nicht nachhaltig beschädigen würde. Zur Schwingungsverminderung kann eine Erhöhung der Vorspannung der bereits installierten Gegendruckrollen Abhilfe schaffen. Hierbei ist zu beachten, dass

die positiven Folgen einer erhöhten Vorspannung nicht vorhergesagt werden können und somit eine nachfolgende Messung im Falle der Umsetzung von Nöten wäre.

Literaturverzeichnis

Literaturverzeichnis

- [1] *Valentín D., Presas A., Egusquiza E., Valero C., Egusquiza M., Bossio M.:* Power Swing Generated in Francis Turbines by Part Load and Overload Instabilities. *Energies* 10 (2017).
- [2] *Giesecke J., Mosonyi E.:* Wasserkraftanlagen. Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg 2009.
- [3] *Wickert G., Schmausser G.:* Stahlwasserbau. Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg 1971.
- [4] *Naudascher E.:* Hydraulik der Gerinne und Gerinnebauwerke. Springer Wien, Wien 1987.
- [5] *Kolkman P. A.:* Flow-induced gate vibrations, Delft July 1976.
- [6] *Jongeling T.:* Flow-induced self-excited in-flow vibrations of gate plates. *Journal of Fluids and Structures* 2, 541–566 (1988).
- [7] *DIN Deutsches Institut für Normung e.V.:* Stahlwasserbauten. VDMA Verlag, Frankfurt/Main November 2014.
- [8] *Forschungskuratorium Maschinenbau e.V.:* Rechnerischer Festigkeitsnachweis. VDMA Verlag, Frankfurt/Main.
- [9] *Heermant C.:* Schadensanalyse an Verbindungselementen, Berlin April 2016.
- [10] *Illgner K. H., Esser J.:* Schrauben Vademecum. Rasch, Bramsche 2001.
- [11] *Verein Deutscher Ingenieure:* Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen. Beuth Verlag, Berlin Dezember 2014.
- [12] *Haibach E.:* Betriebsfestigkeit. Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg 2005.
- [13] *Siemon A.:* Qualitative und quantitative Analysen der linearen und nichtlinearen Schadensakkumulationshypothesen unter Einbeziehung der statistischen Versuchsplanung. Kassel Univ. Press, Kassel 2006.
- [14] *Skolaut W.:* Maschinenbau. Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg 2018.
- [15] *Dörfler P.:* Flow-Induced Pulsation and Vibration in Hydroelectric Machinery. Engineer's Guidebook for Planning, Design and Troubleshooting. Springer, London 2013.

- [16] *Guarga R., Hiriart G.*: Oscillatory problems at Mexico's La Angostura plant. *Water Power & Dam Construction*, 33–36 (October 1983).
- [17] *Hartung F.*: Wirbel an Einläufen zu Wasserkraftanlagen, Obernach 1972.
- [18] *Silva I., Rosim E., Vieira E., Mansur S.*: Flow patterns inside open cavities and vortex shedding in the shear layer September 2012.
- [19] *Kaneko S., Nakamura T., Inada F., Kato M., Ishihara K., Nishihara T., Langthjem M.*: *Flow-induced Vibrations*. Elsevier 2014.
- [20] *Rockwell D., Naudascher E.*: Review—Self-Sustaining Oscillations of Flow Past Cavities. *J. Fluids Eng.*, 152–165 (1978).
- [21] *Siekman H. E., Thamsen P. U.*: *Strömungslehre für den Maschinenbau*. Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg 2009.
- [22] *Cerpinska M., Irbe M., Elmanis-Helmanis R.*: Swirling flow in Francis turbines depending on guide vanes opening position: *Engineering for Rural Development*. Latvia University of Life Sciences and Technologies 2019.
- [23] *Frey A.*: Untersuchung von periodischen und turbulenten Strömungsfluktuationen einer Francis-Turbine im Teillastbetrieb mit Laser-Doppler-Anemometrie, Stuttgart 2020.
- [24] *Wunderer R.*: Numerische Simulation der aktiven Strömungsbeeinflussung in Turbomaschinen, München 2009.
- [25] *Pircher H.*: Numerische Simulation einer Pumpturbine, Graz 2020.
- [26] *Schmelz A. A.*: Numerische Simulation von Stabilisierungsluft in einer Francis Turbine, Wien 2019.
- [27] *Kim S.-J., Suh J.-W., Choi Y.-S., Park J., Park N.-H., Kim J.-H.*: Inter-Blade Vortex and Vortex Rope Characteristics of a Pump-Turbine in Turbine Mode under Low Flow Rate Conditions. *Water* 11 (2019).
- [28] *Chapallaz J.-M.*: *Wasserturbinen*. Eidg. Dr.-Sachen- und Materialzentrale, Bern 1995.
- [29] *Yamamoto K., Müller A., Favrel A., Landry C., Avellan F.*: Numerical and experimental evidence of the inter-blade cavitation vortex development at deep part load operation of a Francis turbine. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science* 49 (2016).

A) Zusätzliche Abbildungen

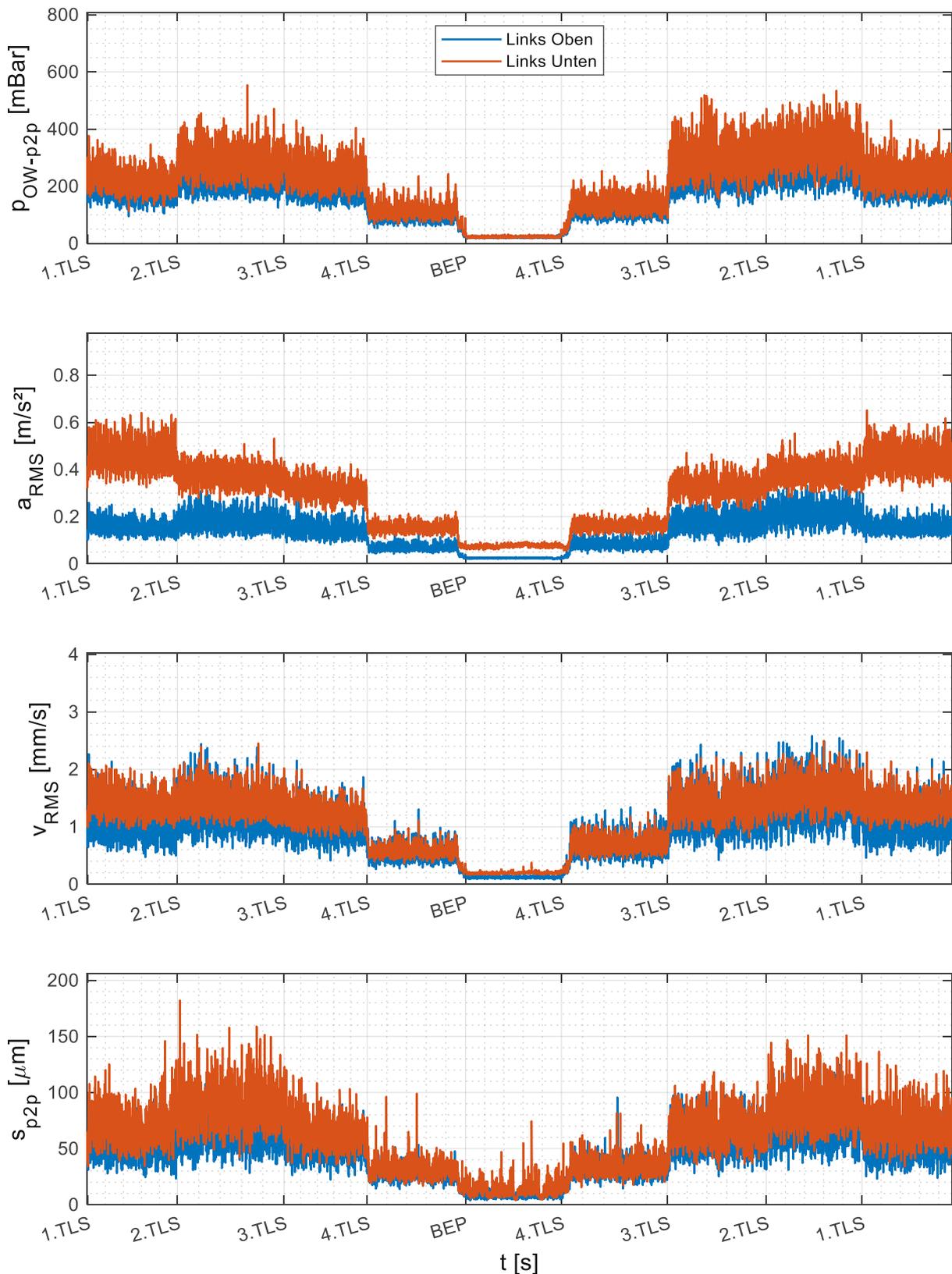


Abbildung 39: Druck (p2p), Beschleunigung (RMS), Geschwindigkeit (RMS), Ausschlag (p2p) während der gesamten Messung für die linke Schütze. Erster Teillastdurchlauf ohne Stabilisierungsluft. Zweiter Teillastdurchlauf mit Stabilisierungsluft.

A) Zusätzliche Abbildungen

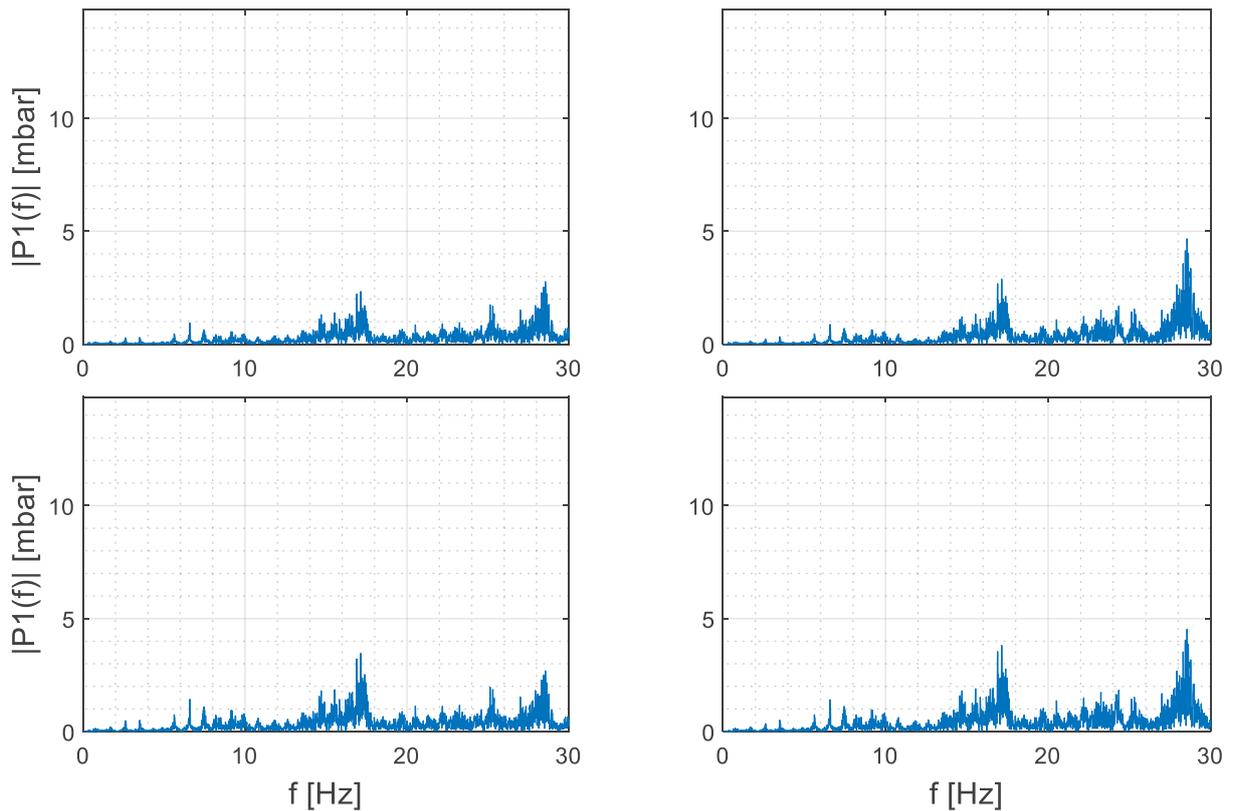


Abbildung 40: Druckpulsationen an beiden Schützen für die 1. TLS ohne Stabilisierungsluft. Linke Schütze - linke Spalte; rechte Schütze - rechte Spalte; obere Frequenzspektren - obere Messposition; untere Frequenzspektren - untere Messposition.

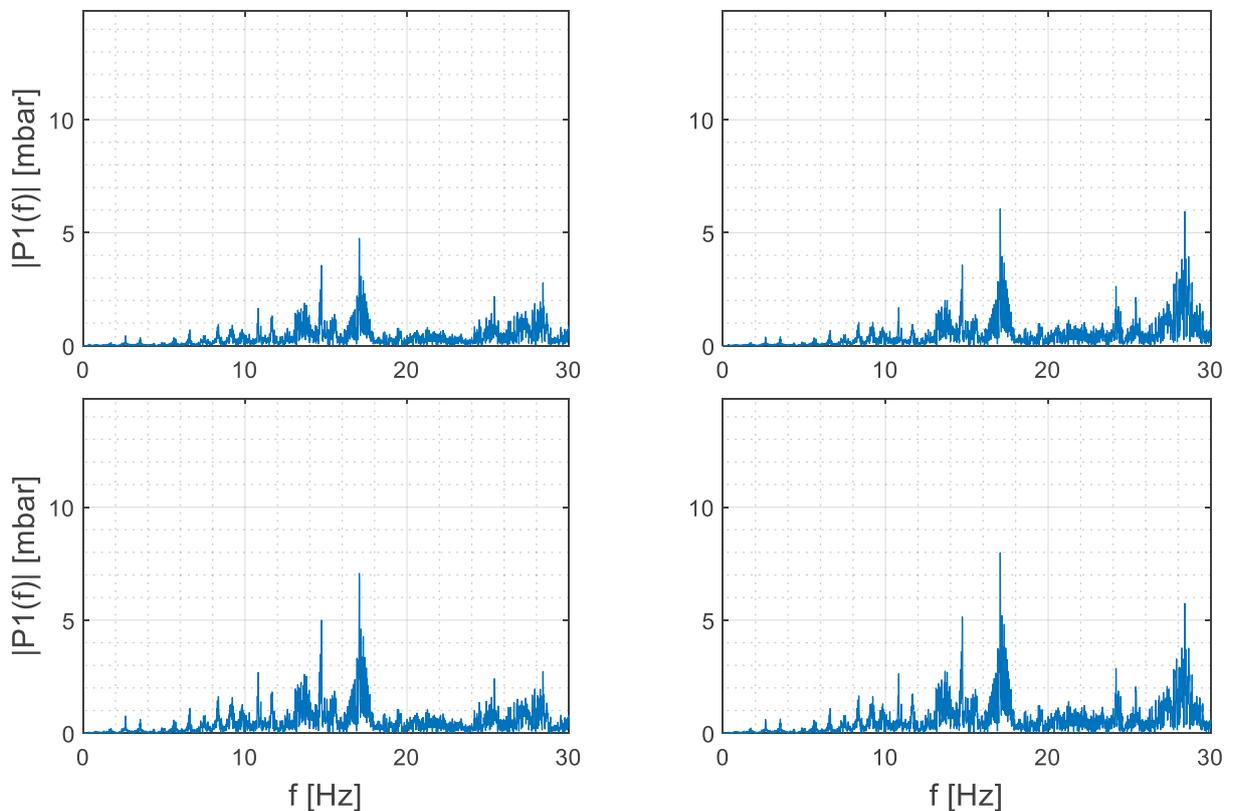


Abbildung 41: Druckpulsationen an beiden Schützen für die 2. TLS ohne Stabilisierungsluft.

A) Zusätzliche Abbildungen

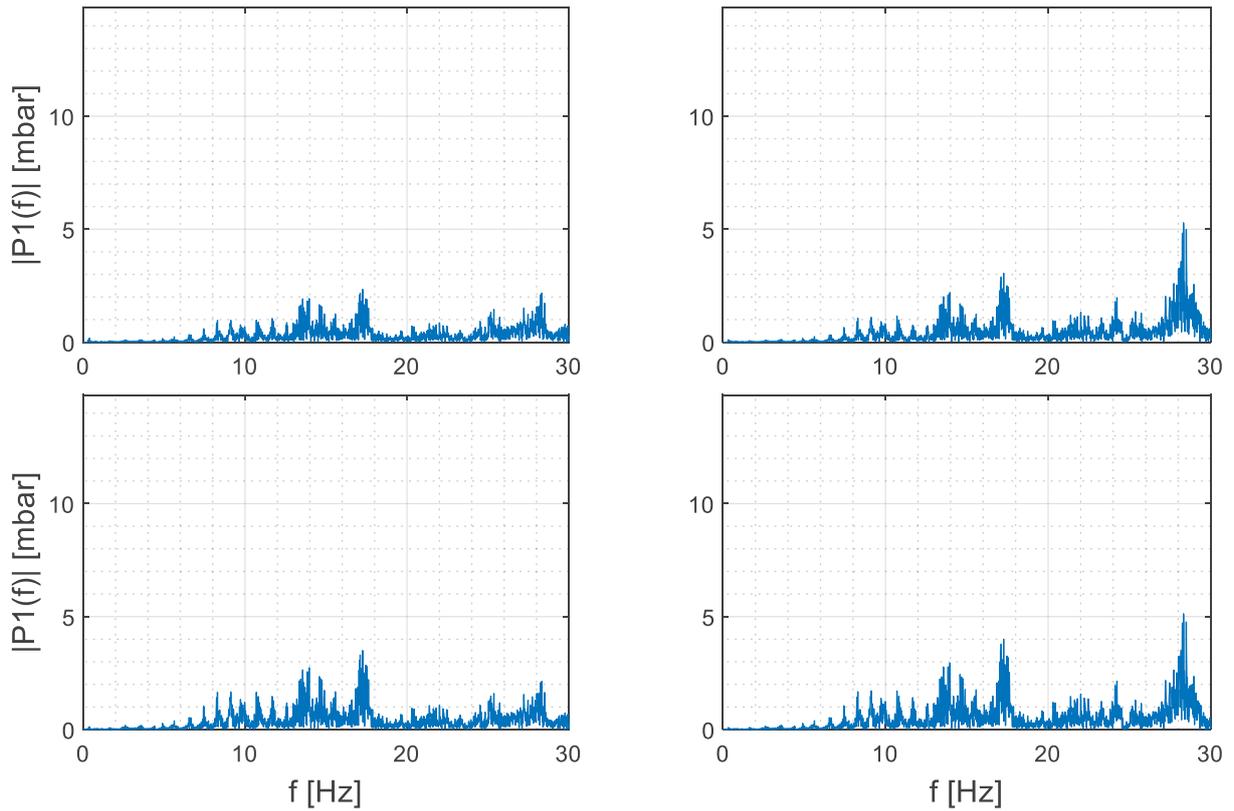


Abbildung 42: Druckpulsationen an beiden Schützen für die 3. TLS ohne Stabilisierungsluft.

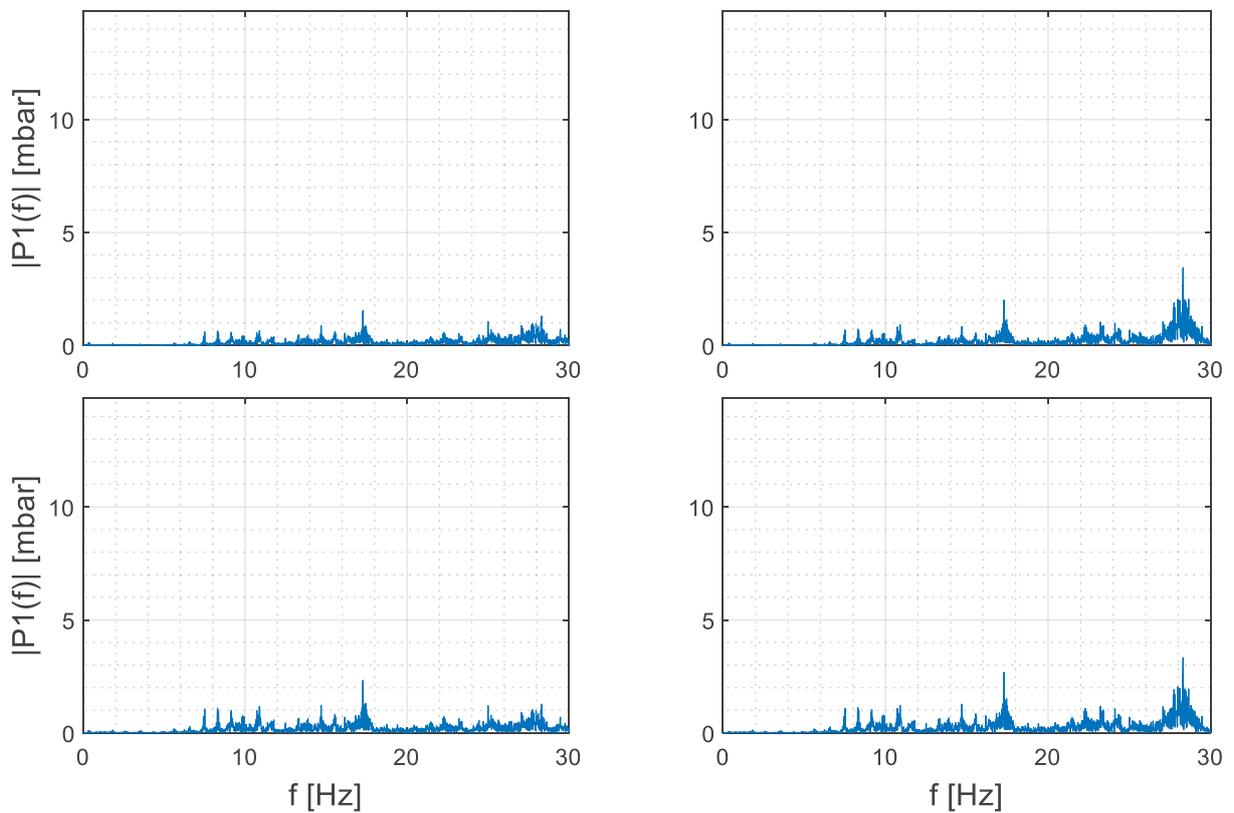


Abbildung 43: Druckpulsationen an beiden Schützen für die 4. TLS ohne Stabilisierungsluft.

A) Zusätzliche Abbildungen

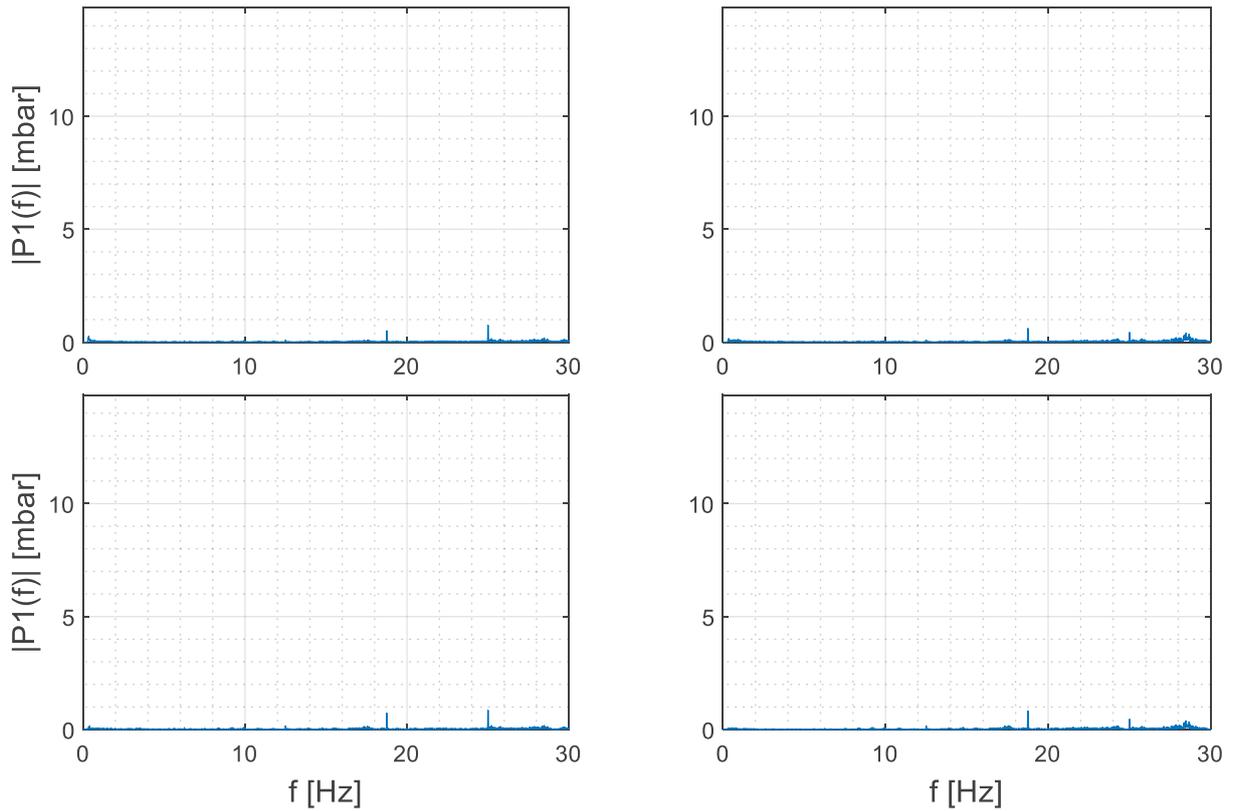


Abbildung 44: Druckpulsationen an beiden Schützen für den BEP ohne Stabilisierungsluft.

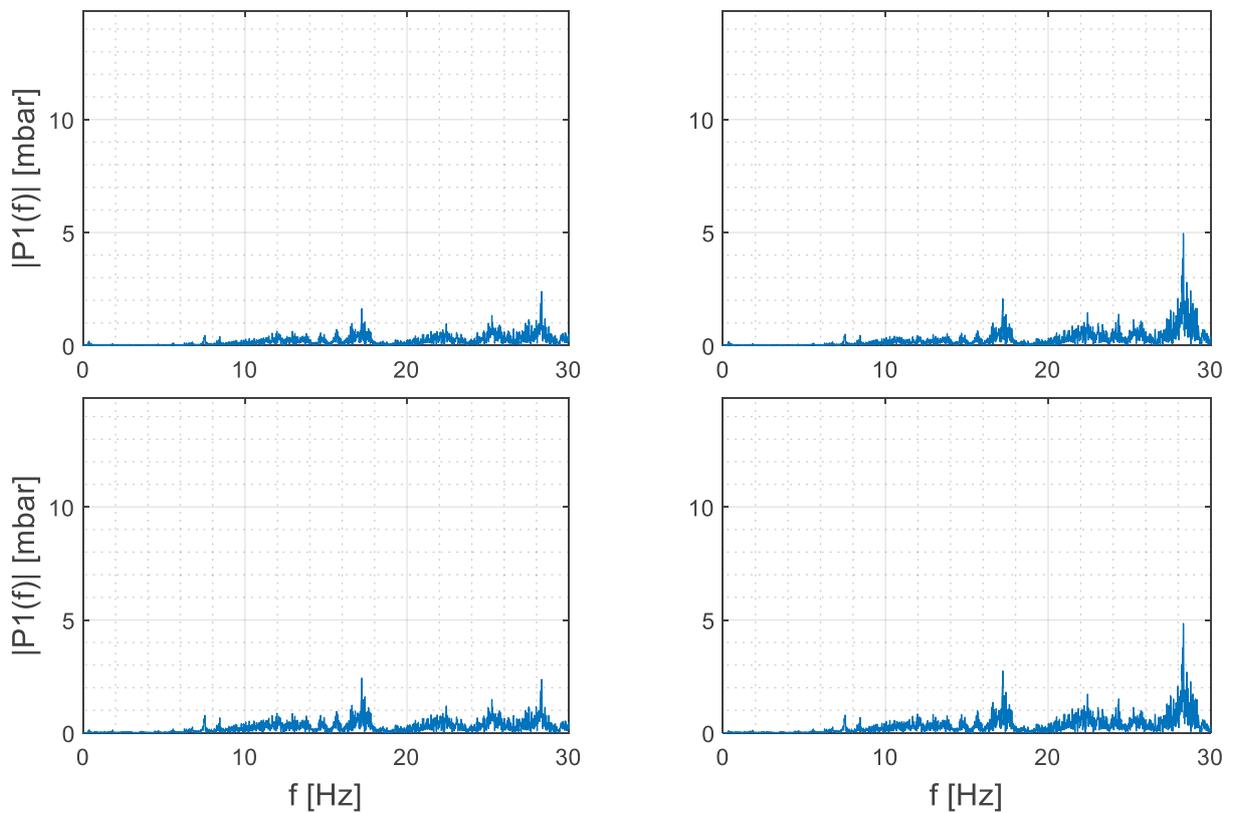


Abbildung 45: Druckpulsationen an beiden Schützen für die 4. TLS mit Stabilisierungsluft.

A) Zusätzliche Abbildungen

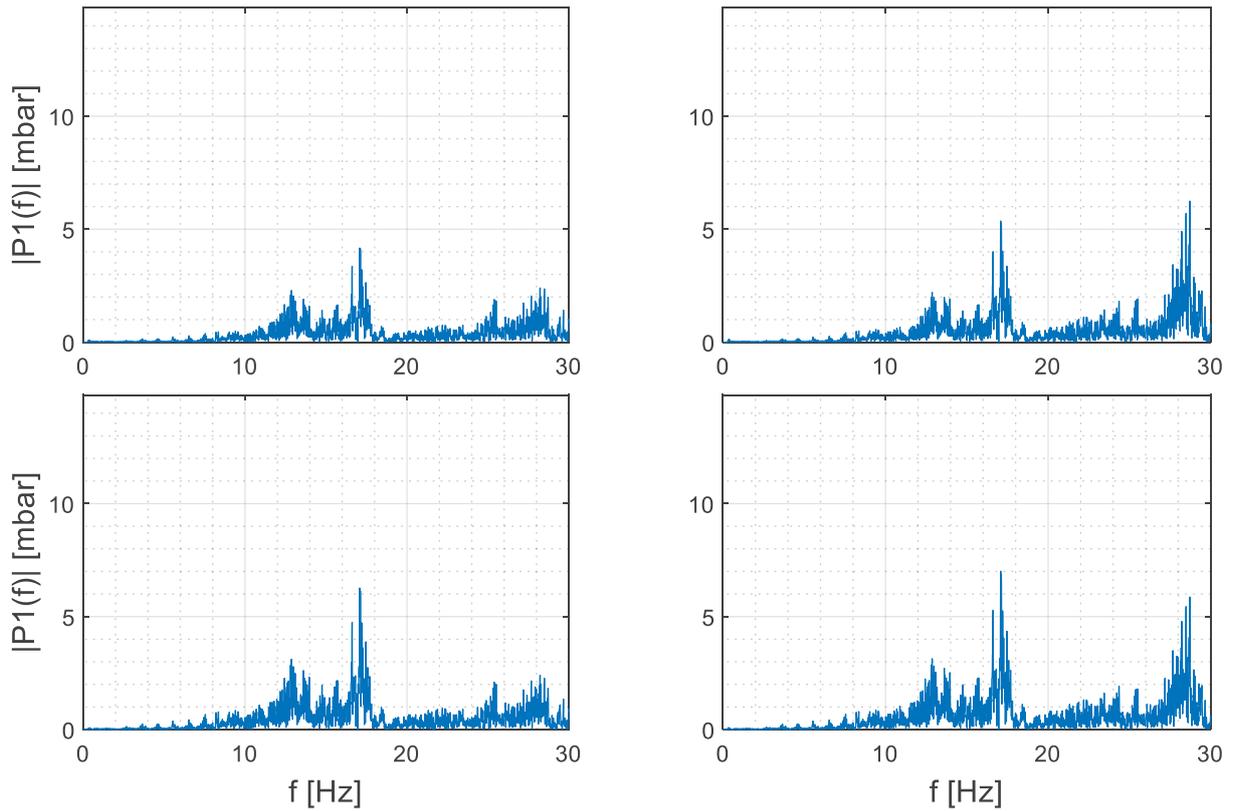


Abbildung 46: Druckpulsationen an beiden Schützen für die 3. TLS mit Stabilisierungsluft.

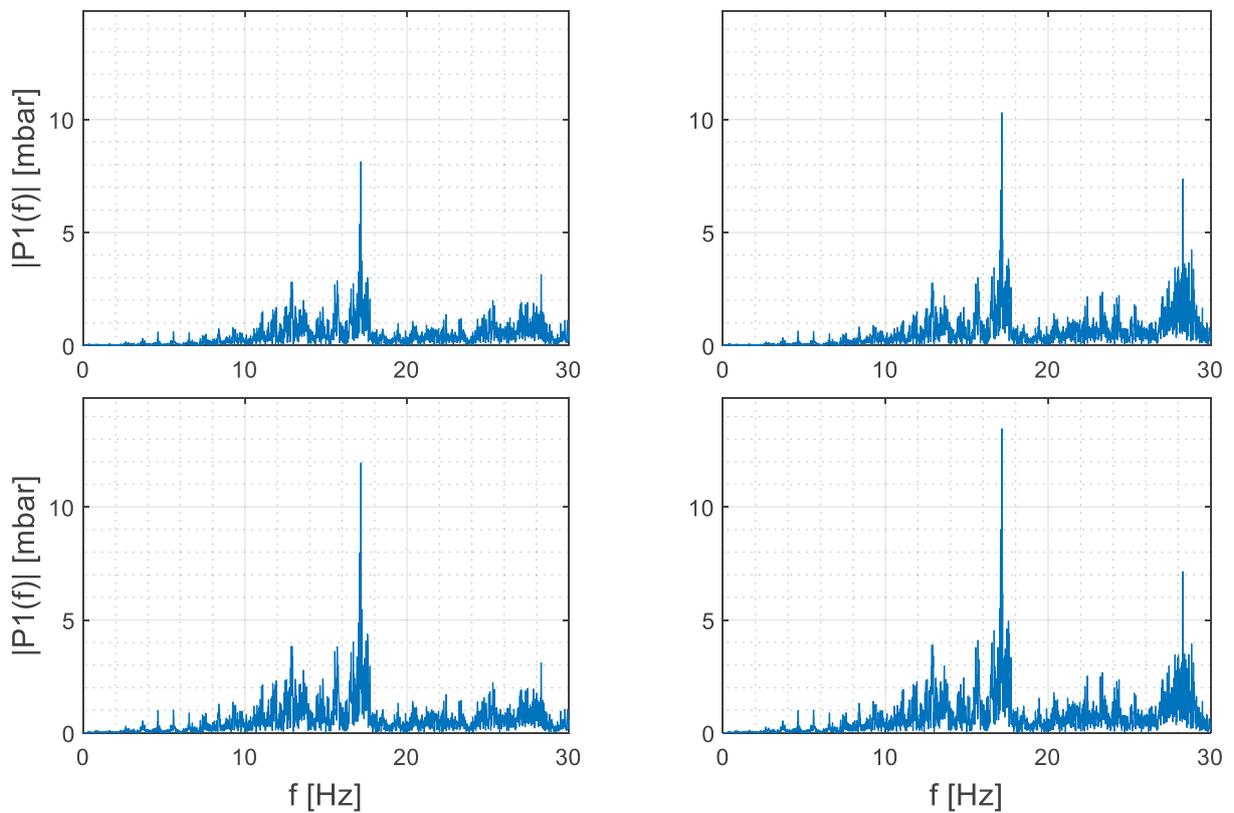


Abbildung 47: Druckpulsationen an beiden Schützen für die 2. TLS mit Stabilisierungsluft.

A) Zusätzliche Abbildungen

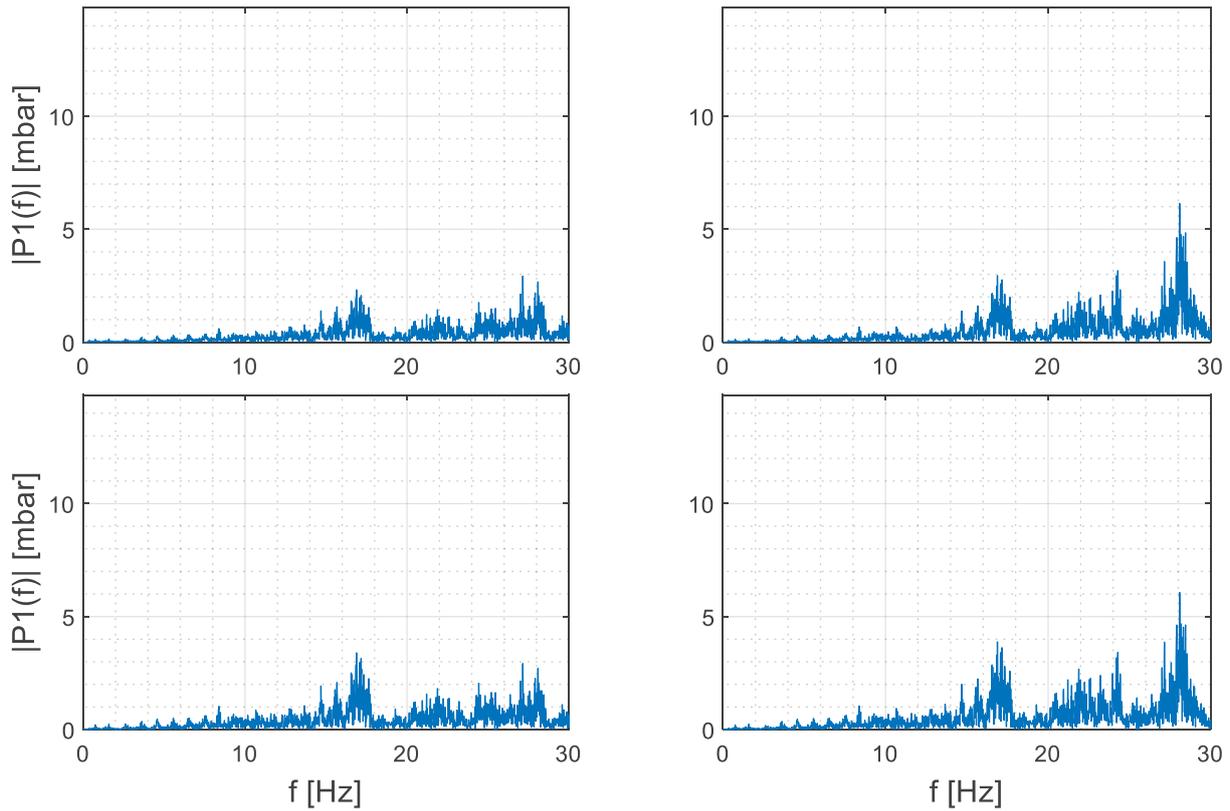


Abbildung 48: Druckpulsationen an beiden Schützen für die 1. TLS mit Stabilisierungsluft.

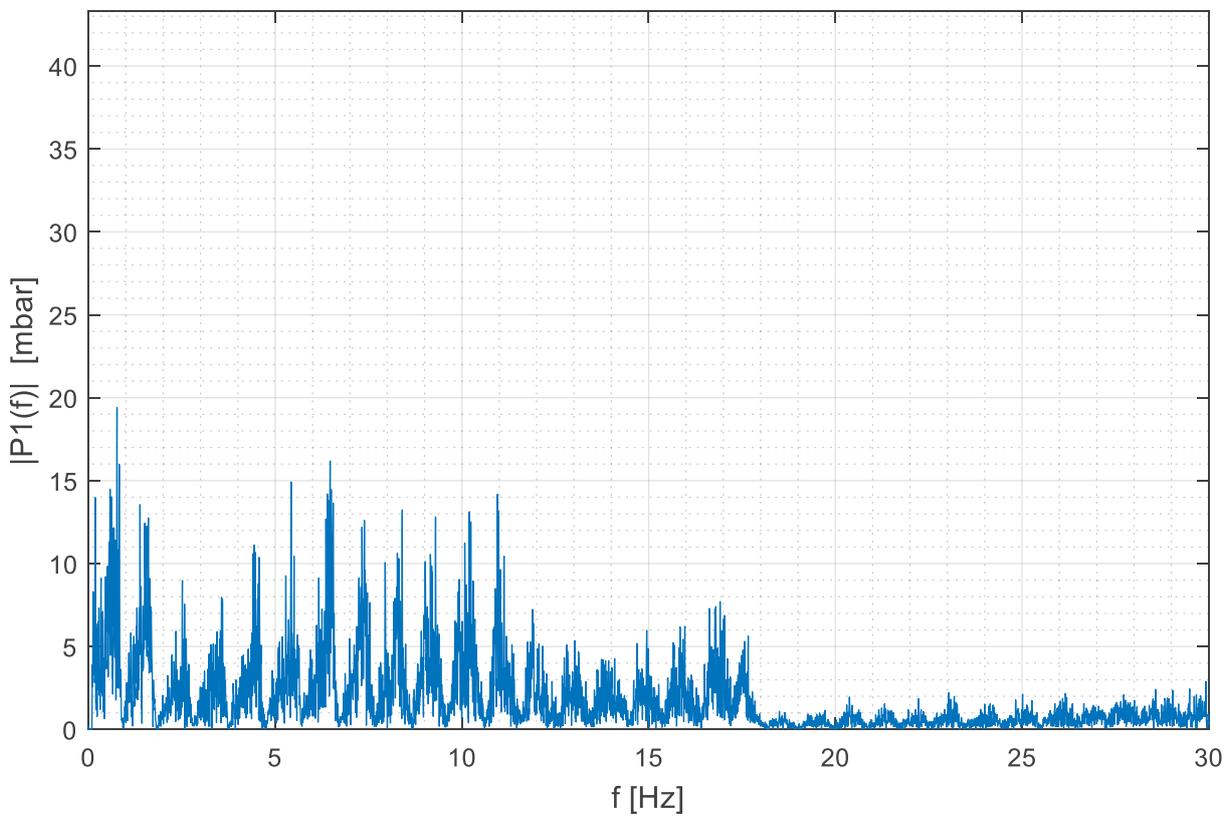


Abbildung 49: Frequenzspektrum der Druckpulsation vor der Drosselklappe in der 1. TLS ohne Stabilisierungsluft.

A) Zusätzliche Abbildungen

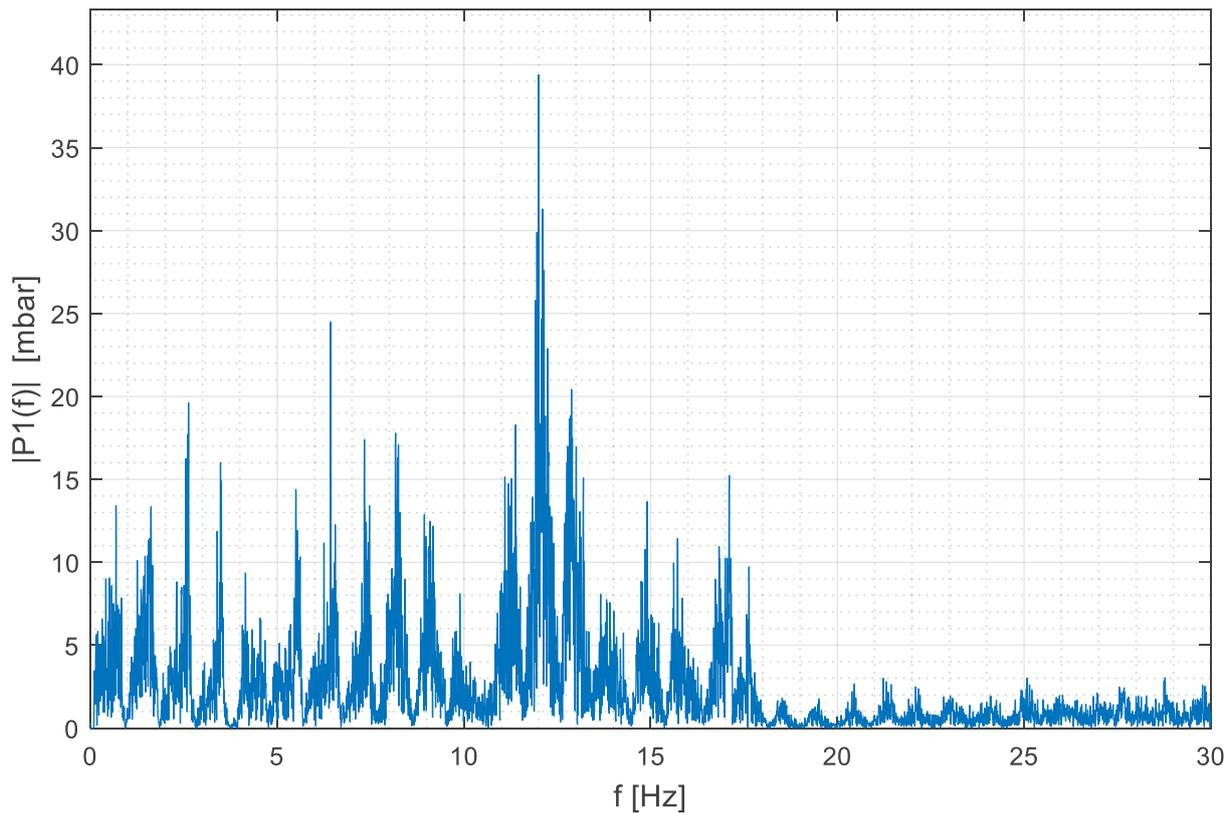


Abbildung 50: Frequenzspektrum der Druckpulsation vor der Drosselklappe in der 2. TLS ohne Stabilisierungsluft.

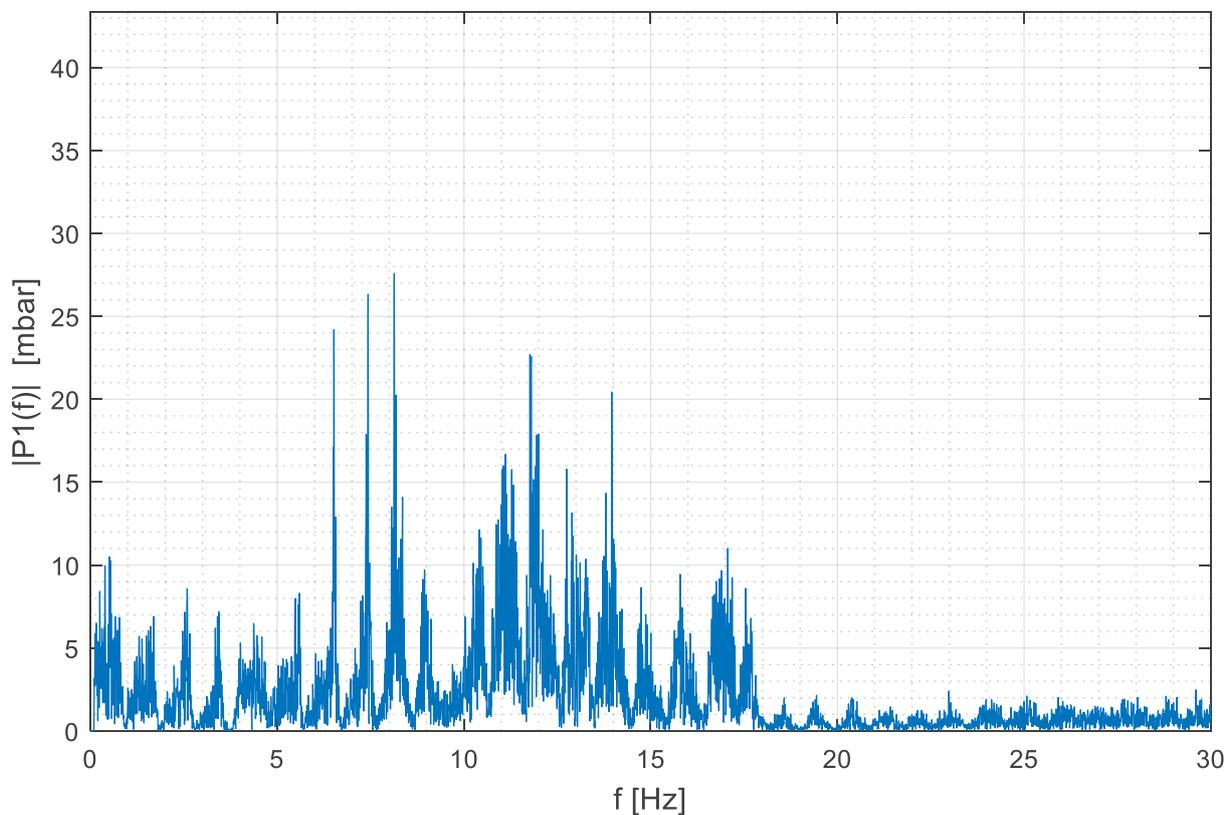


Abbildung 51: Frequenzspektrum der Druckpulsation vor der Drosselklappe in der 3. TLS ohne Stabilisierungsluft.

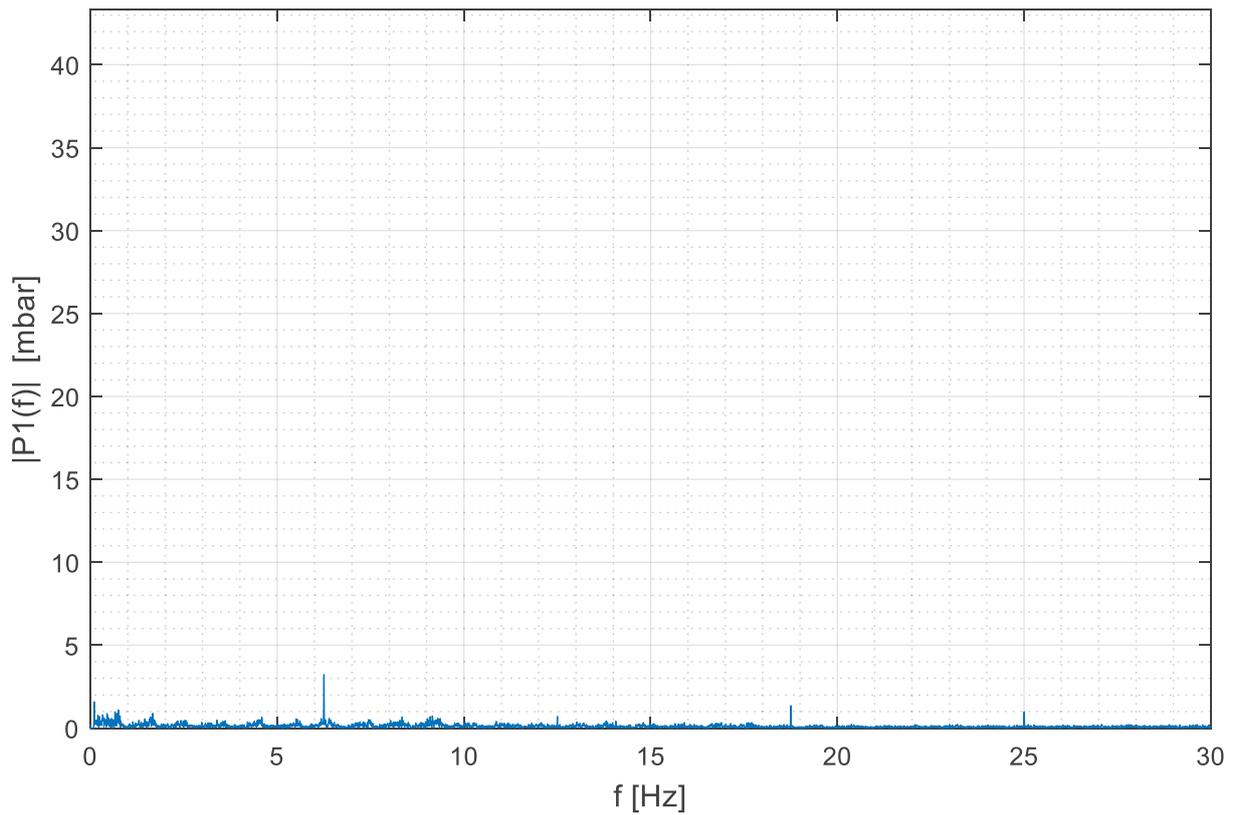


Abbildung 52: Frequenzspektrum der Druckpulsation vor der Drosselklappe im BEP mit Stabilisierungsluft.

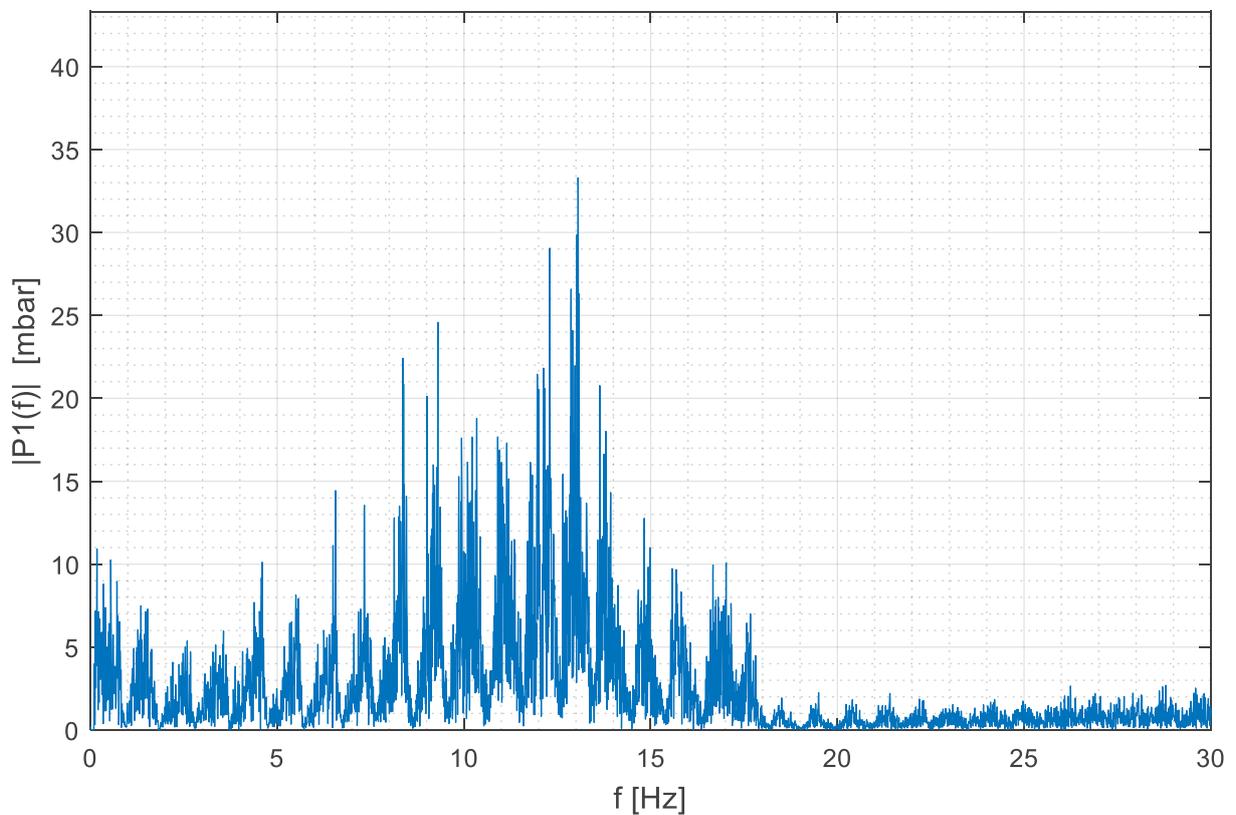


Abbildung 53: Frequenzspektrum der Druckpulsation vor der Drosselklappe in der 3. TLS mit Stabilisierungsluft.

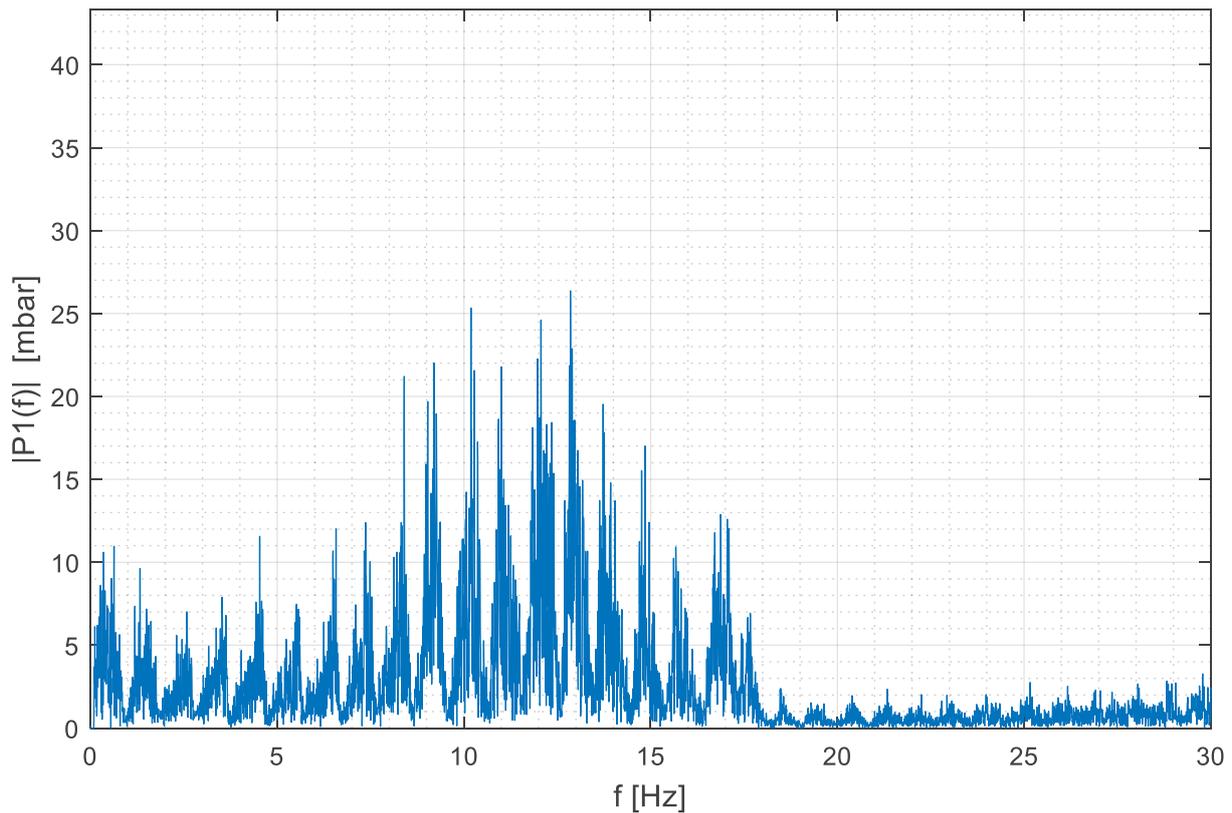


Abbildung 54: Frequenzspektrum der Druckpulsation vor der Drosselklappe in der 2. TLS mit Stabilisierungsluft.

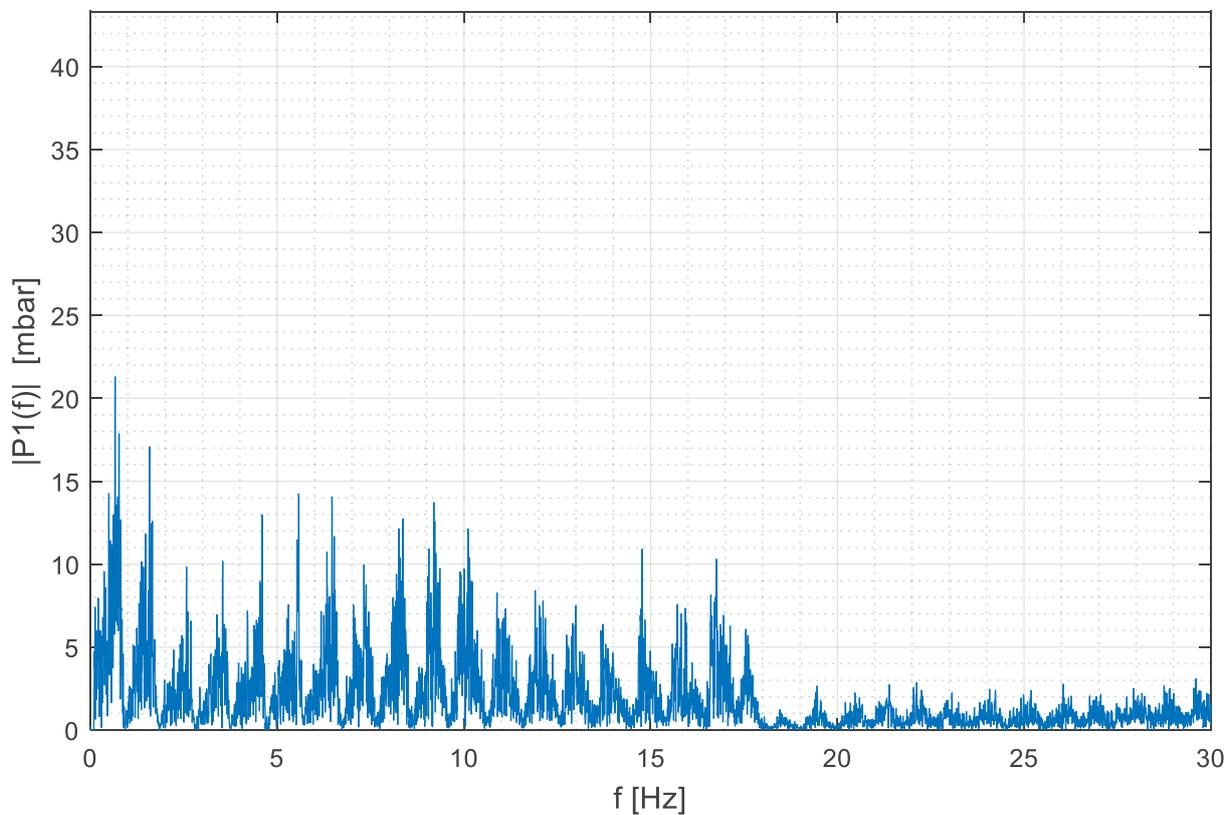


Abbildung 55: Frequenzspektrum der Druckpulsation vor der Drosselklappe in der 1. TLS mit Stabilisierungsluft.

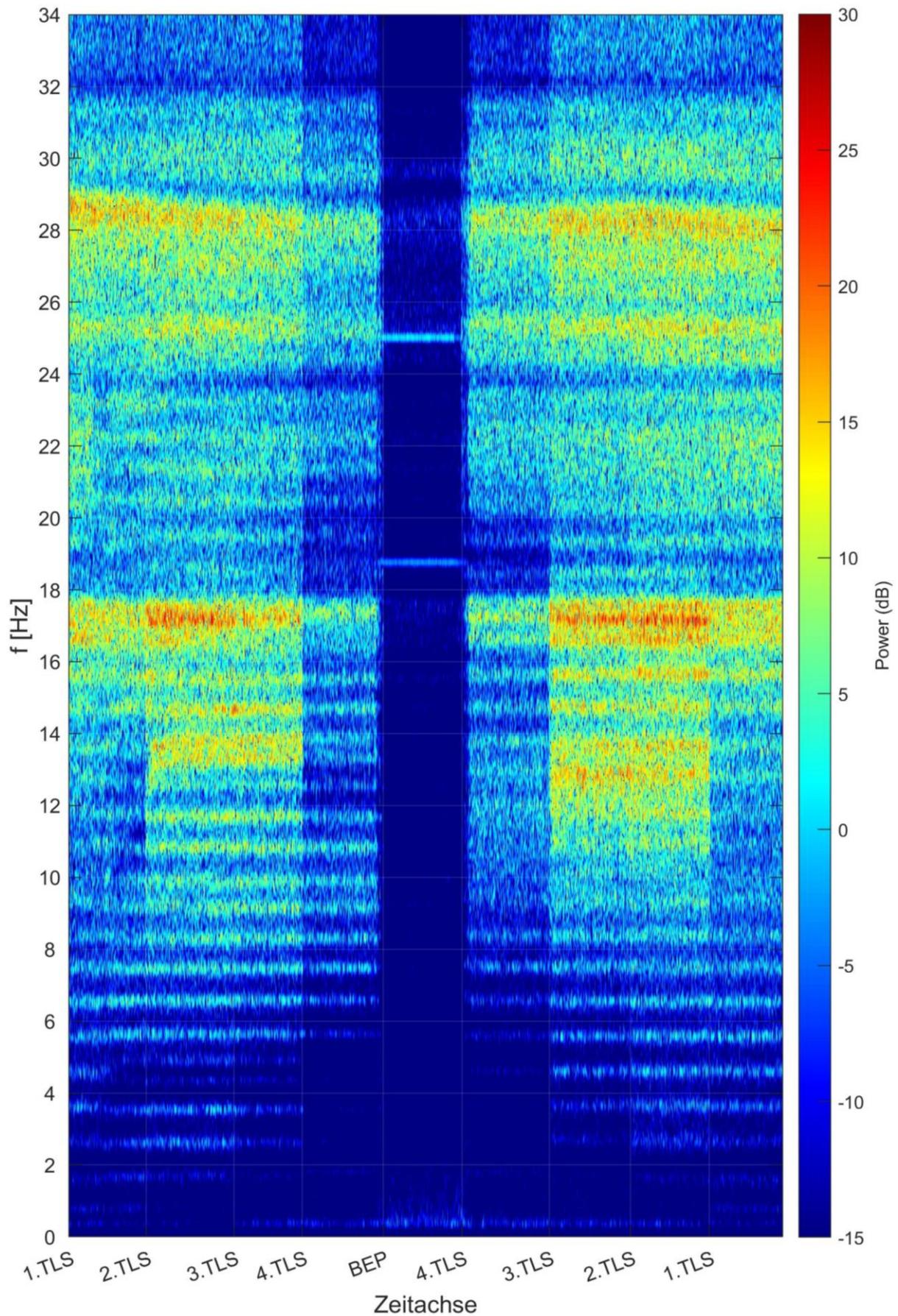


Abbildung 56: Spektrogramm; Frequenzspektrum über die Zeit des Drucksensors links oben an der Schütze.

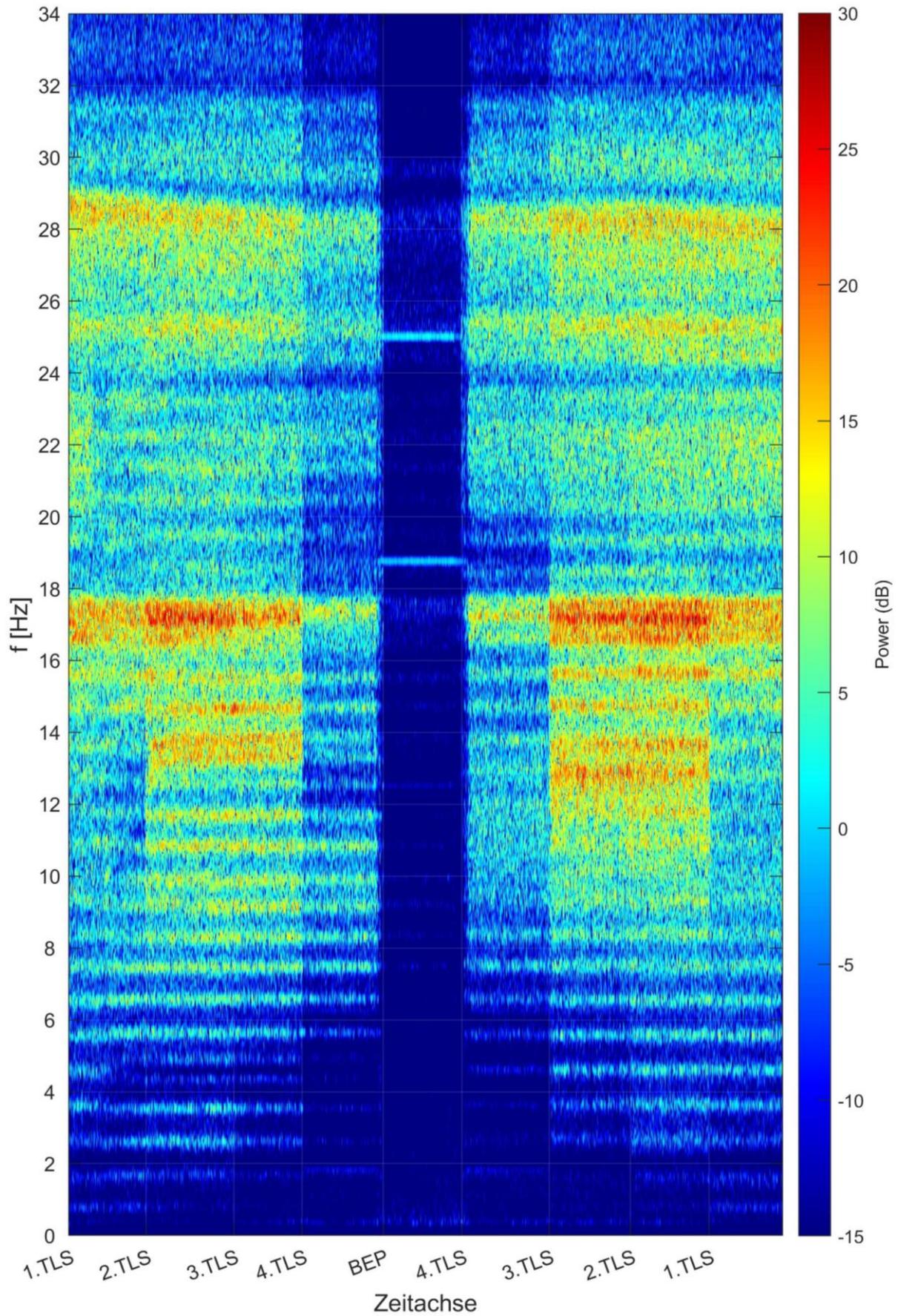


Abbildung 57: Spektrogramm; Frequenzspektrum über die Zeit des Drucksensors links unten an der Schütze.

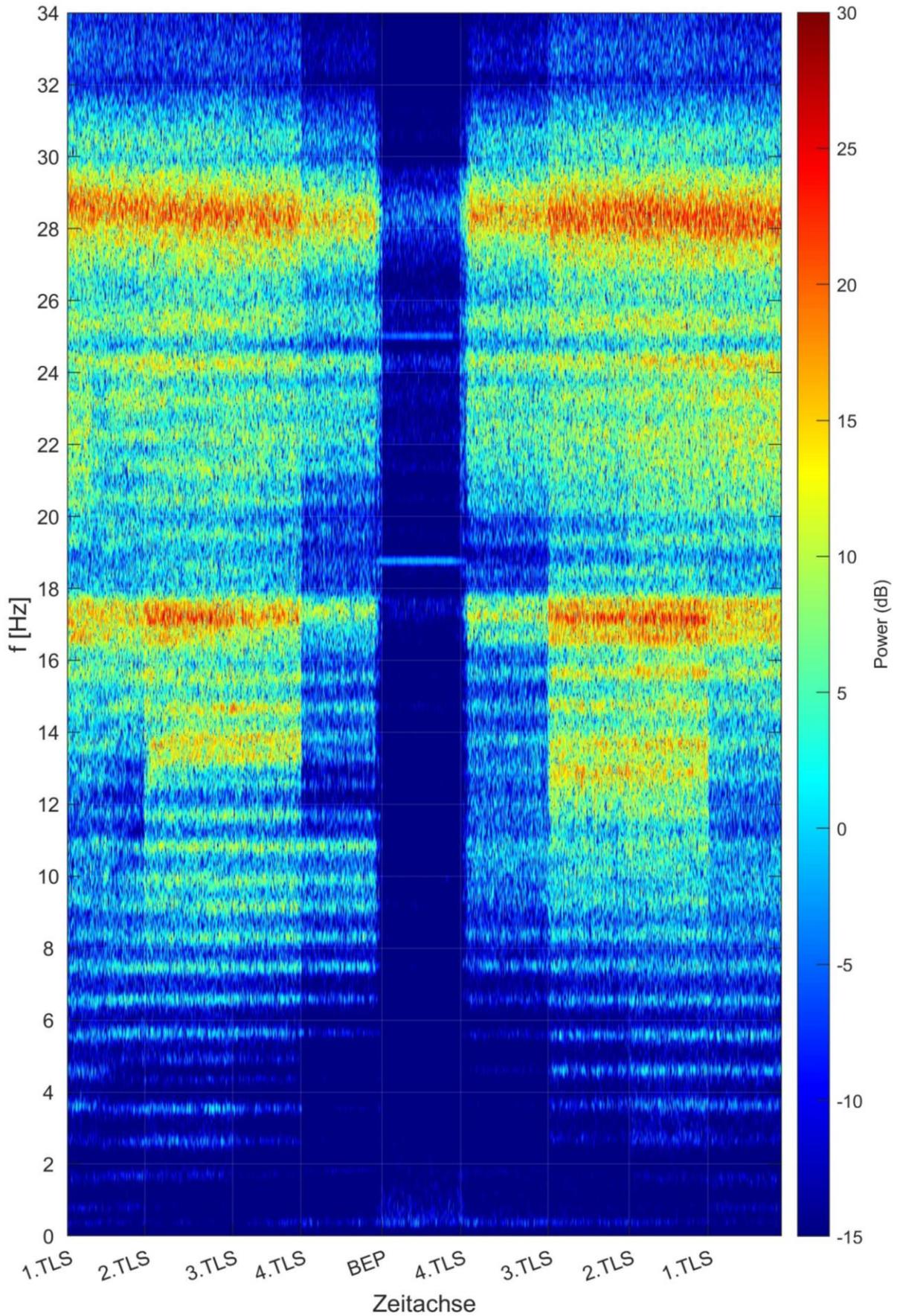


Abbildung 58: Spektrogramm; Frequenzspektrum über die Zeit des Drucksensors rechts oben an der Schütze.

A) Zusätzliche Abbildungen

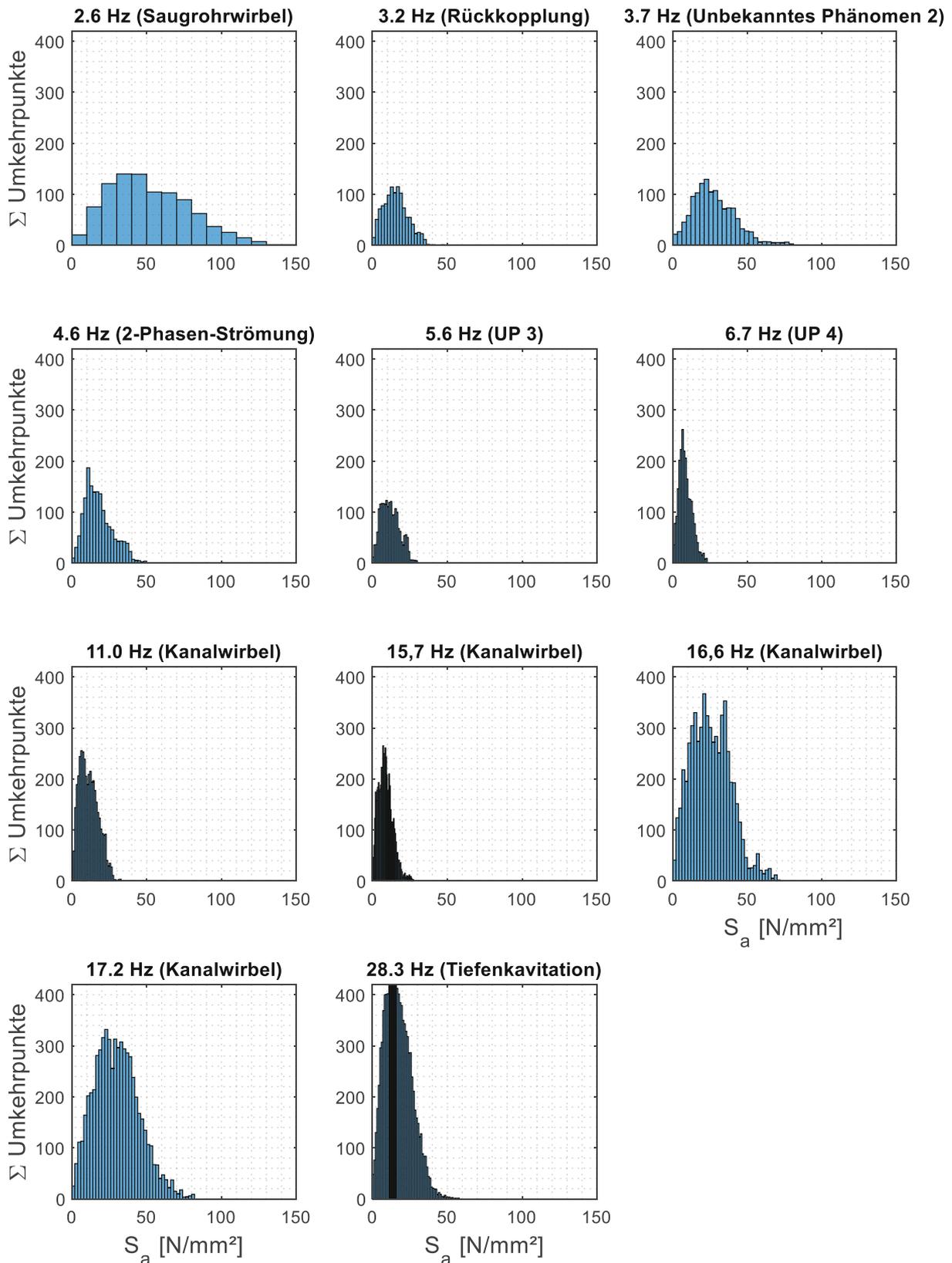


Abbildung 59: Spannungsausläge der gefilterten Signale für die 2. TLS und die untere Entlastungsklappe der linken Schütze für die Belastungsdauer von sechs Minuten und einer Relativbewegung von 25%.

A) Zusätzliche Abbildungen

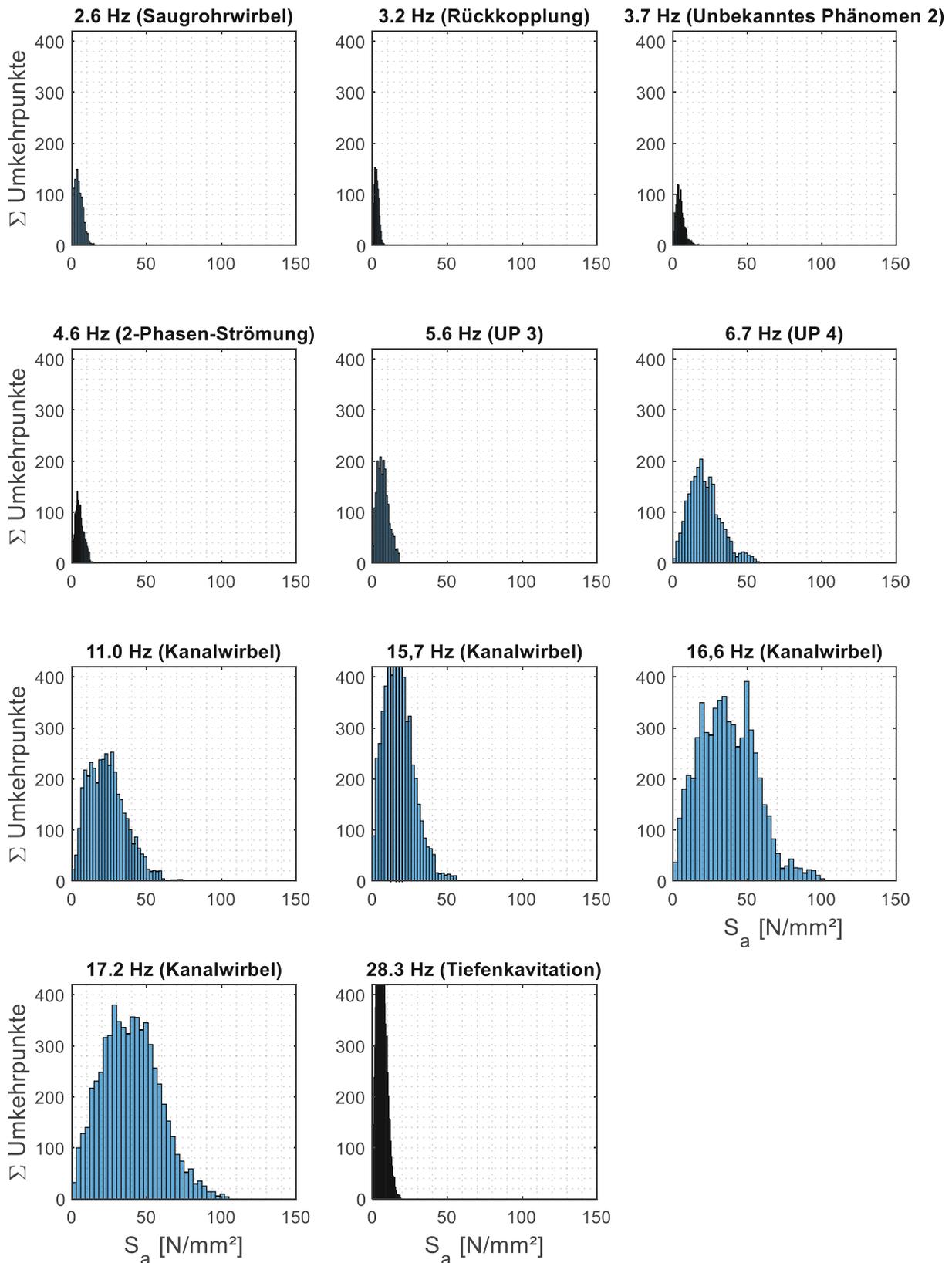


Abbildung 60: Spannungsausläge der gefilterten Signale für die 2. TLS und die obere Entlastungsklappe der linken Schütze für die Belastungsdauer von sechs Minuten und einer Relativbewegung von 25%.

B) Matlab-Skripte

B.1) Programm zur Berechnung der Schadensakkumulation

```

%% Erklärung
%Dieses Programm dient zur Berechnung der Schadensakkumulation an der
%Sollbruchstelle der Sollbruchschaube. Dazu wird die Schädigung des
%gesamten Signals, als auch die der manipulierten Signale berechnet. Das
%manipulierte Signal wird mit einem schmalbandgefiltertem Signal
%subtrahiert. Die Betriebsfestigkeitsberechnung wurde nach den
%FKM-Richtlinien (7. Auflage) durchgeführt.
%% Symbolerklärungen
% Werkstoffkenndaten
% A4-80; austenitischer Stahl
% R_m...Zugfestigkeit
% R_e...Streckgrenze
% E...E-Modul
% f_w...Zugwechselfestigkeitsfaktor
% Sigma_W...Werkstoffwechselfestigkeit
% Konstruktionsfaktoren  $K = (K_f + 1 / K_r - 1) * 1 / (K_v * K_s)$ ;
% Rz ... Rautiefe
% R_m_N_min...Werkstoffkonstante; minimale Zugfestigkeit
% a_R_S... Werkstoffkonstante
% K_R...Rauheitsfaktor
% kein Kerbeneinfluss => K_f=1
% keine Schutzschicht und keine Randschichten => K_v = K_s = 1
% Bauteilfestigkeit
% Sigma_W...Werkstoff-Wechselfestigkeit
% S_WK...Bauteilwechselfestigkeit
% a_M&b_M...Werkstoffkonstanten
% M_S...Mittelspannungsempfindlichkeit
% s_m...bezogene Mittelspannung
% K_AK...Mittelspannungsfaktor
% S_a_W...Wechspannungsamplitude
% S_AK...Amplitudenfestigkeit
% Sicherheitsfaktoren
% j_S...Lastsicherheitsfaktor
% j_F...Materialsicherheitsfaktor
%% Input
%Werkstoffkonstanten
R_m = 800; %N/mm2
R_e = R_m * 0.8; %N/mm2
E = R_e / 0.002 ; %N/mm2
f_w = 0.4; %für nichtrostenden Stahl
%Rauheitsfaktor
Rz = 16; %mü-Meter
R_m_N_min = 400; %N/mm2
a_R_S = 0.22;
%Mittelspannung
a_M = 0.35; %für Stahl
b_M = -0.1; %für Stahl
%herschende Mittelspannung
S_m = 228.4609; %N/mm2
%Sicherheitsfaktoren
j_S = 1; %für bekannte Lasten
j_F = 1.5; %für nicht regelmäßige Inspektionen und hohen Schadensfolgen
%Wöhlerlinie
N_D = 10 ^ 6;
N_DII = 10 ^ 8;

```

B) Matlab-Skripte

```
k = 5;
k_II = 15;
f_II = 0.74;
%Relativbewegung
Relativbewegung = 0.25; %Relativbewegung
%Wiederholungen des gewählten Lastkollektivs
reps = 1000; %damit aus den ausgewerteten Daten von 6 Minuten 100 Stunden
werden.
%% Berechnung nicht belastungsabhängiger Faktoren
%Konstruktionsfaktor
K = 1; %Bei einer Spannungskomponente senkrecht zur Oberfläche gilt immer
K=1
%Werkstoffwechselfestigkeit für Zug-Druck
Sigma_W = f_w * R_m; %N/mm2
S_WK = Sigma_W / K; % N/mm2
%Mittelspannung
s_m = S_m / S_WK;
M_S = a_M * 10-3 * R_m + b_M;
%Sicherheitsfaktoren
j_D = 1; %keine Sicherheit einrechnen, da tatsächliche Lebenszeit gefordert
ist.
%% Berechnung des Schadens für die jeweilige Frequenz, Position und Last
%R...Relativbewegung
%f...Frequenz [Gesamt, 2.6, 11, 16.6, 17.2 ]
%p...Position: [linksOben linksUnten rechtsOben rechtsUnten]
%j...Zeitpunkt [30 60 90 90S 60S 30S] S...mit Stablufte
y(:, :, :, 2:5) = x(:, :, :, 2:5); % zusätzliche Variable zur Subtraktion des
% Gesamtsignals mit dem schmalband-
% gefiltertem Signal

for f = 1 : 5
    for p = 1 : 4
        for j = 1 : length(x(1,p,:,f))
            Lastkollektiv = Relativbewegung * ( x(:,p,j,1) - y(:,p,j,f) );
            clear counts S_a K_AK S_AK S_a_W R s_idx s_res n ni Ni
            %Anwendung der Rainflowmethode mit Unterfunktion
            [Zaehlung] = Funktion_Rainflow(Lastkollektiv);
            %absteigendes sortieren der auftretenden Spannungen
            [s_res,s_idx] = sort(Zaehlung(:,2), 'descend');
            Zaehlung = Zaehlung(s_idx,:);
            n = Zaehlung(:, 1)*reps;
            %Spannungsamplitude mit zugehöriger Mittelspannung übertragen
            S_a = Zaehlung(:, 2) / 2;
            S_m_a = Zaehlung(:,3);
            %Berechnung für den Überlastungsfall F2
            %Spannungsverhältnis R bleibt konstant
            %Bereich gibt an wo man sich im Haigh Diagramm befindet.
            for i = 1 : length (Zaehlung)
                R (i) = ( S_m + S_m_a(i) - S_a(i) ) / ( S_m + S_m_a(i) +
S_a(i) );
                if R(i) > 1
                    K_AK(i,1) = 1 / ( 1 - M_S );
                elseif R(i) <= 0
                    K_AK(i,1) = 1 / ( 1 + M_S * ( S_m + S_m_a(i) ) / S_a(i)
);
                elseif R(i) < 0.5 && R(i) > 0
                    K_AK(i,1) = ( 3 + M_S ) / ( ( 1+ M_S ) * ( 3 + M_S + (
S_m + S_m_a(i) ) / S_a (i) ) );
                elseif R(i) <= 1 && R(i) >= 0.5
                    K_AK(i,1) = ( 3 + M_S ) / ( 3 * ( 1 + M_S ) ^ 2 );
                end
                S_a_W (i) = S_a (i) / K_AK (i);
                S_AK (i) = K_AK (i) * S_WK;
```

```
end
    %Sicherheitsfaktor hinzugeben
    S_a (i) = S_a (i) * j_D;
    %Lebenszyklen im Vergleich zu auftretenden Zyklen zur
    %Schadensakkumulation
    Ni = Funktion_Zyklen (S_a, S_AK, k, k_II);
    ni = Zaehlung(:, 1)*reps;
    Schaden (f,p,j) = sum(ni ./ Ni);
end
end
end
```

B.2) Programm zur Berechnung der anregenden Frequenzen

```
clc, clear, close all
%% Erklärung
%In diesem Programm werden die gefunden Strömungsphänomene von Berechnungen
%nach der Literatur unterstützt.
%% Von der Maschine entstehende Druckpulsationen
n = 375; % U/min
LaufradschaufelAnzahl = 7;
LeitschaufelAnzahl = 20;
% Leitschaufelpassierfrequenz
AnregendeKraefte(1,:) = ["Leitschaufelpassierfrequenz"
n*LaufradschaufelAnzahl/60];
AnregendeKraefte(end+1,:) = ["Leitschaufelpassierfrequenz 2. Harmonische"
2*n*LaufradschaufelAnzahl/60];
AnregendeKraefte(end+1,:) = ["Leitschaufelpassierfrequenz 3. Harmonische"
3*n*LaufradschaufelAnzahl/60];
% Leitapparat
AnregendeKraefte(end+2,:) = ["Leitschaufel Grundschiwingung"
n*LeitschaufelAnzahl/60];
AnregendeKraefte(end+1,:) = ["Leitschaufel 2. Harmonische"
2*n*LeitschaufelAnzahl/60];
AnregendeKraefte(end+1,:) = ["Leitschaufel 3. Harmonische"
3*n*LeitschaufelAnzahl/60];
% Welle
AnregendeKraefte(end+2,:) = ["Welle Grundschiwingung" n/60];
AnregendeKraefte(end+1,:) = ["Welle 2. Harmonische" 2*n/60];
AnregendeKraefte(end+1,:) = ["Welle 3. Harmonische" 3*n/60];
AnregendeKraefte(end+1,:) = ["Welle 4. Harmonische" 4*n/60];
AnregendeKraefte(end+1,:) = ["Welle 5. Harmonische" 5*n/60];
AnregendeKraefte(end+1,:) = ["Welle 6. Harmonische" 6*n/60];
% Generatorfrequenz
AnregendeKraefte(end+2,:) = ["Generator Grundschiwingung" 50];
AnregendeKraefte(end+2,:) = ["Generator 2. Harmonische" 2*50];
AnregendeKraefte(end+2,:) = ["Generator 3. Harmonische" 3*50];
% Wellenzopf
% laut Literatur befinden sich Wirbelzöpfe zwischen 0.2 und 0.3-fachen der
% Wellenfrequenz
Aufloesung = 0.2:0.1:0.3;
for i = 1:length(Aufloesung)
    Text = append("Wirbelzopf Grundschiwingung", num2str(Aufloesung(1,i)));
    if i == 1
        AnregendeKraefte(end+2,:) = [Text Aufloesung(1,i)*n/60];
    else
        AnregendeKraefte(end+1,:) = [Text Aufloesung(1,i)*n/60];
    end
end
for i = 1:length(Aufloesung)
    Text = append("Wirbelzopf 2. Harmonische", num2str(Aufloesung(1,i)));
```

B) Matlab-Skripte

```
if i == 1
    AnregendeKraefte(end+1,:)=[Text Aufloesung(1,i)*n/60];
else
    AnregendeKraefte(end+1,:)=[Text Aufloesung(1,i)*n/60];
end
end
%% von der Schütze selbst
%Wirbelablösung für tiefe Hohlräume
HoeheHohlraum = 9.7; %[m]
a = 1100; %Wellenreflexion - definierter Bereich [m/s]
for i=1:2:3
    Text = append(int2str(i), ". Wirbelablösung für tiefe Hohlräume für
Wellenreflexion für a = ");
    Text = append(Text, int2str(a));
    if i == 1 && j == 1
        AnregendeKraefte(end+2,:)=[Text ( i * a / ( 4 * HoeheHohlraum ) )];
    else
        AnregendeKraefte(end+1,:)=[Text ( i * a / ( 4 * HoeheHohlraum ) )];
    end
end
%% Rückkopplung
%Reflexion der Turbine
Druckrohrlaenge = 715; %[m]
Text = append("Rückkopplung Grundschiwingung für a= ", int2str(a));
AnregendeKraefte(end+2,:)=[Text ( a / ( 2 * Druckrohrlaenge ) )];
Text = append("Rückkopplung 2. Harmonische für a= ", int2str(a),);
AnregendeKraefte(end+1,:)=[Text ( 2 * a / ( 2 * Druckrohrlaenge ) )];
Text = append("Rückkopplung 3. Harmonische für a= ", int2str(a),);
AnregendeKraefte(end+1,:)=[Text ( 3 * a / ( 2 * Druckrohrlaenge ) )];
```