



INSTITUT FÜR
ENERGIETECHNIK
UND THERMODYNAMIK
Institute of Energy Systems and Thermodynamics

Diplomarbeit

Modalanalyse eines reversiblen Pumpturbinenlaufrades

unter der Leitung von

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

Eingereicht an der Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswirtschaften

der technischen Universität Wien

zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades

Diplom-Ingenieur (Dipl.-Ing.)

von

Trojer Alex, BSc



Eidesstattliche Erklärung

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

Das Thema dieser Arbeit wurde von mir bisher weder im In- noch Ausland einem_r Beurteiler_in zur Begutachtung in irgendeiner Form als Prüfungsarbeit vorgelegt. Diese Arbeit stimmt mit der von den Begutachter_innen beurteilten Arbeit überein.

Ich nehme zur Kenntnis, dass die vorgelegte Arbeit mit geeigneten und dem derzeitigen Stand der Technik entsprechenden Mitteln (Plagiat-Erkennungssoftware) elektronisch-technisch überprüft wird. Dies stellt einerseits sicher, dass bei der Erstellung der vorgelegten Arbeit die hohen Qualitätsvorgaben im Rahmen der geltenden Regeln zur Sicherung guter wissenschaftlicher Praxis „Code of Conduct“ an der TU Wien eingehalten wurden. Zum anderen werden durch einen Abgleich mit anderen studentischen Abschlussarbeiten Verletzungen meines persönlichen Urheberrechts vermieden.

Wien, November 2023



~~(Trojer Alex, B.Sc.)~~

Danksagung

Mit großer Freude und Dankbarkeit möchte ich meine Anerkennung für die Unterstützung, die ich während meiner Diplomarbeit erhalten habe, zum Ausdruck bringen. Diese Reise war für mich nicht nur lehrreich, sondern auch eine Zeit des persönlichen Wachstums und der Selbstentfaltung, und das verdanke ich in erster Linie folgenden Personen:

Meinem geschätzten Professor Doujak Eduard möchte ich für seine hervorragende Anleitung, seine fachliche Kompetenz und seine wertvollen Ratschläge danken. Nicht zuletzt, weil sein Team unter der ehrgeizigen und motivierenden Leitung von Franz Haller immer versucht hat, das Beste herauszuholen.

Meiner Familie gilt mein aufrichtiger Dank. Ihr Vertrauen, Ihre Liebe und Ihre Geduld haben mich durch Höhen und Tiefen getragen. Ohne Ihre Unterstützung wäre diese Reise nicht möglich gewesen. Meiner Freundin danke ich von Herzen für ihre Liebe und ihr Verständnis. Sie war stets an meiner Seite und ermutigte mich, wenn ich es am meisten benötigte.

Zu guter Letzt möchte ich mich bei meinen Freunden aus Graz, Wien und aller Welt bedanken, die mich aufmunterten und mit mir schlechte Zeiten aber auch die Freude und meine Erfolge teilten. Ihr wart immer da, um meine Nöte zu mildern und meinen Geist zu erfrischen.

Kurzfassung

Wasserkraftanlagen haben seit jeher eine bedeutende Rolle in der österreichischen und europäischen Energieversorgung gespielt. In den letzten Jahren hat ihre Bedeutung aufgrund der starken Veränderungen im Energiemarkt zugenommen. An der TU Wien wurden eine Reihe von Forschungsprojekten im Bereich Wasserkraftanlagen durchgeführt, wobei der Schwerpunkt insbesondere auf Hoch- und Mitteldruckanlagen liegt. Da viele dieser Anlagen Prototypen sind, sind solche Forschungsprojekte von besonderem Interesse.

Das Hauptziel dieser Arbeit besteht darin das Schwingungsverhalten einer reversiblen Pumpturbine zu untersuchen. Dazu wurden numerische Simulationen durchgeführt, um das Schwingungsverhalten des Laufrades und der Leitschaufel sowohl in Luft als auch im Wasser zu analysieren. Zur Überprüfung der Validität der computergestützten Modelle wurden die Ergebnisse der Luftsimulation anhand einer experimentellen Modalanalyse validiert. Das übergeordnete Ziel besteht darin, potenziell schädigende Schwingungen des Systems bei einer Resonanzfrequenz (bzw. einem Vielfachen davon) festzustellen. Dazu wurde unter anderem eine Schwingungsüberwachung an der Maschine durchgeführt, um daraus mögliche Anregungsfrequenzen zu erhalten. Am Nebenschauplatz wurde das Laufrad und die Leitschaufel mit Methoden des Reverse Engineerings rekonstruiert um eine Basisgeometrie für die CFD- und FEA-Berechnungen bereitzustellen.

Abstract

Hydropower plants have always played a significant role in the Austrian and European energy supply. In recent years, their importance has increased due to significant changes in the energy market. At the Vienna University of Technology, a series of research projects in the field of hydropower plants have been carried out, with a particular focus on high and medium-pressure systems. Since many of these plants are prototypes, such research projects are of special interest.

The main objective of this work is to examine the vibration behaviour of a reversible pump turbine. For this purpose, numerical simulations were conducted to analyse the vibration behaviour of the runner and guide vanes in both air and water. To validate the accuracy of the computer-assisted models, the results of the air simulation were verified through experimental modal analysis. The overarching goal is to identify potential harmful resonance oscillations during operation. This involved conducting vibration monitoring of the machine, among other methods. Additionally, the impeller and guide vanes were reconstructed using reverse engineering techniques at a secondary location to provide a baseline geometry for CFD and FEA calculations.

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

Inhaltsangabe

1	Einleitung	1
1.1	Motivation	1
1.2	Aufbau einer Francis Turbine	4
1.3	Reversible Pumpturbinen und Pumpspeicherkraftwerke	5
1.4	Einfluss der spezifischen Drehzahl auf die Laufradform	6
1.5	Modalanalysen und ihr Nutzen	7
2	Grundlagen Reverse Engineering	9
2.1	Motivation	9
2.2	Theorie 3D Scanning	9
2.3	Reverse Engineering eines Pumpturbinenlaufrades	11
2.3.1	Data Acquisition – Scanning	12
2.3.2	Point Processing	13
2.3.3	Solid Modelling	14
2.4	Reverse Engineering Ergebnisse	15
3	Grundlagen Modalanalyse	18
3.1	Theorie Modalanalyse	19
3.1.1	SDoF System	20
3.1.2	MDoF System	23
3.2	Eigenmoden	24
3.2.1	Typische Eigenmoden von Laufrädern	24
3.2.2	Typische Eigenmoden der Leitschaufel	26
3.3	Akustische Modalanalyse	27
3.3.1	Zusammenfassung der akustischen Modalanalyse	29
3.4	Experimentelle Modalanalyse	31
3.4.1	Durchführung der experimentellen Modalanalyse	33
3.4.2	Messaufbau	34
4	Ergebnisse Modalanalyse	36
4.1	Experimentelle Modalanalyse	36
4.1.1	Messergebnisse Ausschwingversuch	37
4.1.2	Diskussion der Messergebnisse (Ausschwingversuch)	39

4.2	Validierung der Laufradergebnisse.....	40
4.2.1	FEA in Luft.....	41
4.2.2	Sensitivitätsstudie Netzfeinheit.....	41
4.2.3	Sensitivitätsstudie Modellierungsdetailgrad.....	43
4.2.4	Randbedingung Lagerung.....	45
4.3	Akustische Modalanalyse.....	46
4.4	Diskussion der Simulationsergebnisse (akustische Modalanalyse).....	48
4.5	Schwingungsmessung im Betrieb.....	48
5	Zusammenfassung.....	50
5.1	Reverse Engineering.....	50
5.2	Modalanalyse.....	50
5.3	Ausblick auf weiterführende Arbeiten.....	51
A	Verwendete Software.....	54
B	Datenblätter Hardware.....	55

Nomenklatur

Abkürzung	Beschreibung
CFD	Computational Fluid Dynamics
BEP	Best Efficiency Point
FEA	Finite Elemente Analyse
FFT	Fast Fourier Transformation
FRF	Frequency Response Function, Übertragungsfunktion
FSI	Fluid Solid Interface
MAD	Mean Absolute Deviation
NURBS	Non-Uniform Rational B-Spline
STL	Standard Triangle Language

Formelzeichen	Beschreibung	Einheit
c	Dämpfungskonstante	kg/s
\mathbf{C}	Dämpfungsmatrix	
D	Lehrsches Dämpfungsmaß	
δ	Abklingkonstante, Dämpfungskonstante	
F	Kraft	N
H	Fallhöhe	m
\underline{H}	FRF	
k	Steifigkeit	kg/s ²
\mathbf{K}	Steifigkeitsmatrix	
m	Masse	kg
\mathbf{M}	Massenmatrix	
n	Drehzahl	1/min
n_q	spezifische Drehzahl	1/min
μ	Dynamische Viskosität	kg/(ms)
η	Verhältnis aus Anregungs- und Eigenfrequenz	
p	Druck	Pa

Nomenklatur

ρ	Dichte	kg/m^3
Q	Durchfluss	m^3
\mathbf{R}	Koppelungsmatrix	
t	Zeit	s
T	Periodendauer	s
T	Drehmoment	Nm
ω_0	Eigenkreisfrequenz	1/s
ω_d	Gedämpfte Eigenkreisfrequenz	1/s
x, y, z	kartesisches Koordinatensystem	m
u, v, w	Verschiebungen der jeweiligen Koordinatenrichtung	m
V	Volumen	m^3

1 Einleitung

Diese Arbeit ist ein Teil des Gesamtprojektes DIGI-Hydro (www.digi-hydro.com). Im Rahmen dieses Projektes werden Untersuchungen an Mitteldruckanlagen durchgeführt. Aufgrund neuer Entwicklungen am Energiemarkt, die durch das 1,5°C Ziel der 21. UN-Klimakonferenz 2015 festgelegt wurden, ist der Ausbau der erneuerbaren Energien (Photovoltaik, Windenergie, Biomasse, ...) stark in den Vordergrund gerückt. Zusätzlich kommt es zur Loslösung von fossilen und atomaren Energiequellen. Die daraus folgende höhere Belastung im Stromnetz wird zunehmend durch hydraulische Maschinen ausgeglichen. Ziel des Projektes ist die Erstellung eines neuartigen Gesamtkonzeptes zur Evaluierung der Lebenszeit dieser Anlagen. Es werden verschiedene Aspekte behandelt. Dies beginnt mit der Ist-Analyse der bestehenden Anlage und setzt sich fort mit einer Messkampagne an der Prototypenanlage. Die gewonnenen Daten werden verarbeitet, ausgewertet, analysiert und schließlich werden umfangreiche Analysen mit Hilfe modernster Software durchgeführt. Mehr zum Gesamtprojekt in [2], [3] und [4].

1.1 Motivation

Ein sich stark verändernder Energiemarkt hat die Wasserkraft in den Fokus der Stromnetzregulierung gerückt. Volatile Energiequellen wie Wind- und Solarenergie erfordern eine verstärkte Nachfrage nach schneller Netzregulierung. In diesem Zusammenhang spielen die zwei Haupttypen von Wasserkraftanlagen, Pelton und Francis Turbinen eine wichtige Rolle. Während diese beiden Turbinentypen bereits intensiv und seit längerer Zeit für die Netzregulierung eingesetzt werden, werden Kaplankraftwerke bisher meist zur Grundlastabdeckung verwendet. Auch hier werden bereits erste Untersuchungen für neue Betriebsarten, wie für die Netzregelung, durchgeführt. Allgemein wird die Regelleistung in positive (Turbinieren) und negative Regelleistung (Pumpen) unterteilt. Ein Einsatzbereich der Turbinenarten nach Fallhöhe und Schluckvermögen ist in der nachfolgenden Abbildung 1 ersichtlich. Negative Regelleistung kann in Form von potentieller Energie gespeichert werden. Hierbei werden Pumpen oder reversible Pumpturbinen eingesetzt. Wasser wird in Speicher gefördert und später gewinnbringend und effizient zur Stromerzeugung genutzt. Die bemerkenswerte Effizienz der Wasserkraft mit Umschlagwirkungsgraden von bis zu 80% ist hervorzuheben. Erneuerbare, volatile Energiequellen verdeutlichen zudem die Notwendigkeit der Energiespeicherung, um Angebot und Nachfrage im Gleichgewicht zu halten. In Abbildung 2 ist das große Potential der Pumpspeicherung hervorgehoben. Der Umschlagwirkungsgrad beschreibt die Effizienz des gesamten Prozesses, von der Speicherung bis zur Wiedergewinnung. Dabei spielt der Wirkungsgrad der Pumpe und Turbine eine wichtige Rolle.

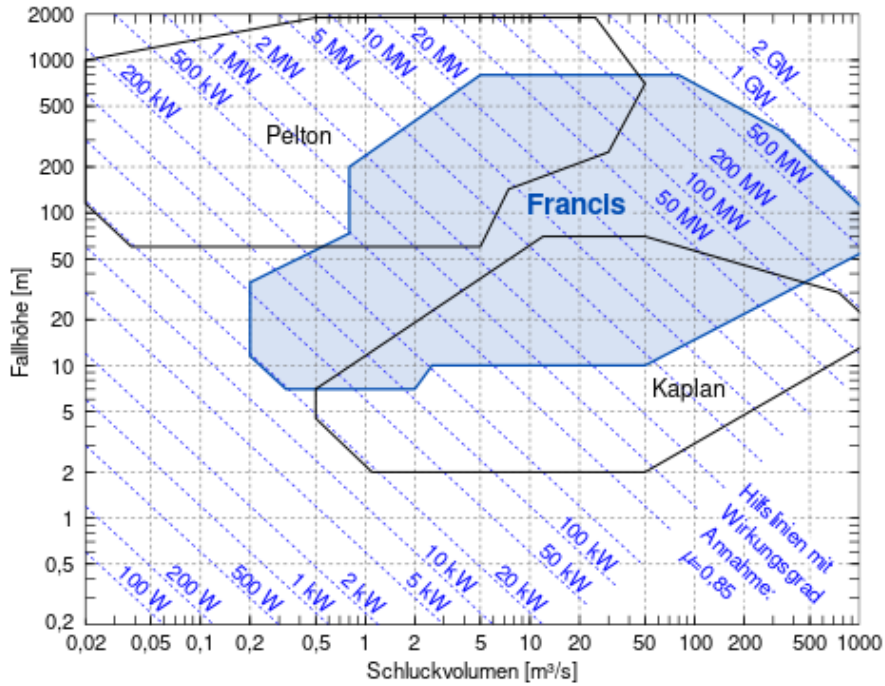


Abbildung 1 Einteilung der Turbinenarten nach Fallhöhe und Leistung [1]

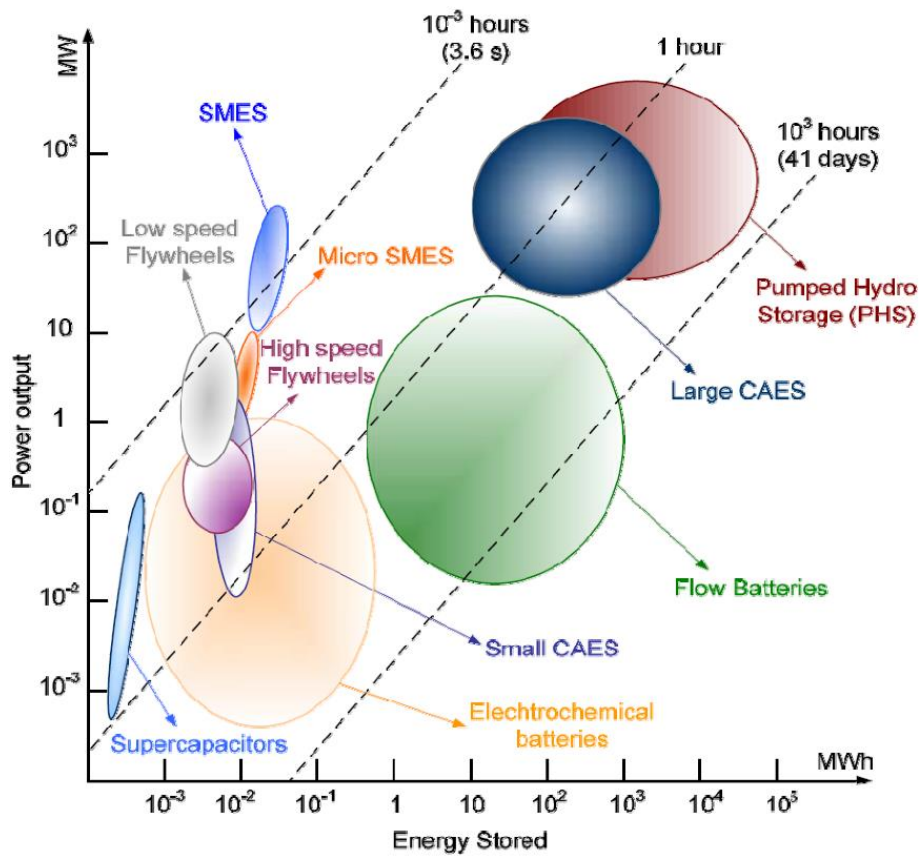


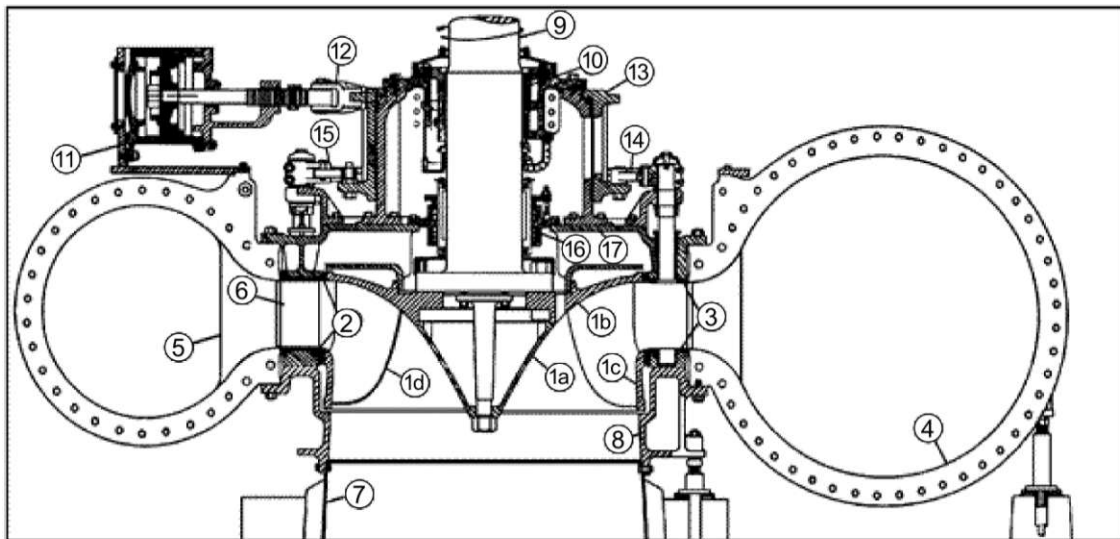
Abbildung 2 Potential verschiedener Energiespeicher [20]

Diese Dynamik, ausgelöst durch die volatilen Energieformen, führt in der Energieversorgung zu starken Schwankungen im Stromnetz. Das europäische Netz forciert eine Frequenz von 50 Hz mit einer zulässigen Schwankung von maximal $\pm 200\text{mHz}$ [5]. Um diese Schwankungen auszugleichen und das Netz zu stabilisieren, ist eine erhöhte Bereitschaft zur Bereitstellung von Regelleistung erforderlich. Dies führt dazu, dass Betreiber mit ihren Maschinen in zunehmendem Maße Start- und Stoppszyklen durchfahren müssen. Das Anfahren, Abstellen und Betreiben im Teillastbereich bedeutet für die Maschine einen ungünstigen Betriebszustand. Hinzu kommt oft, dass die Maschine aufgrund ihres Alters nicht für diese Betriebsweise konzipiert wurde.

Während des Durchfahrens dieser kritischen Betriebsbereiche werden die Maschinen in Schwingung versetzt. Die Hauptanregungen erfolgen durch Strömungsphänomene wie der Wirbelzopf, Schaufelkantenablösungen oder der Kármánsche Wirbel und die Rotor-Stator-Interaktion (RSI). Weiters kommen schwingungsinduzierende Anregungen hinzu, wie triebwasserbedingte Druckstöße oder mechanische Unwucht. Sobald die anregende Frequenz die Eigenfrequenz des Laufradsystems trifft, wird von Resonanz gesprochen. Unerwünschte Verformungen und dynamische Vorgänge können auftreten. Beispiele hierfür sind das Anstreifen des Laufrades innerhalb der Spaltdichtungen oder Torsionsschwingungen des gesamten Wellenstrangs. Um solche unerwünschten Betriebsbereiche zu vermeiden, muss das Schwingungsverhalten der Turbine bekannt sein. Der veränderte Einsatz der Maschinen öffnet neue Fragen hinsichtlich Schwingungsverhalten und Haltbarkeit. Auf diese Fragen wird im Zuge des DIGI-Hydro Projekts, dem Vorgängerprojekt MDREST [4] und in dieser Arbeit eingegangen.

Um eine Modalanalyse durchführen zu können, wird eine Laufradgeometrie benötigt. Da diese Laufradgeometrie nicht zur Verfügung stand, war es notwendig, die Geometrie des verbauten Turbinenlaufrades durch moderne Mittel und Methoden zu rekonstruieren. Die Rekonstruktion des Laufrades, der Leitschaufeln und deren Modalanalysen ist Teil dieser Diplomarbeit.

1.2 Aufbau einer Francis Turbine



Vertikale Francis-Turbine

Bezeichnung der Teile einer Francis-Turbine			
1	Lauftrad	7	Saugrohr
1a	Lauftradkonus	8	Auslaufring
1b	Lauftradboden	9	Turbinenwelle
1c	Lauftradkranz	10	Turbinenführungslager
1d	Schaufeln	11	Stellmotor für Leitschaufeln
		12	Verbindungsstange Stellmotor
		13	Stelling
2	Spaltdichtung	14	Leitschaufellasche
3	Leitschaufelträger	15	Leitschaufelhebel
4	Einlaufspirale	16	Stopfbüchse
5	Stützschaufeln	17	Turbinendeckel
6	Leitschaufeln		

Abbildung 3 Komponenten einer Francis-Turbine [22]

Die Francis-Turbine ist eine Überdruckturbine und zeichnet sich durch ihren breiten Konzipierungsbereich hinsichtlich Fallhöhe (bis 700 Metern), Durchfluss und Leistung (10 kW bis 700 MW) aus. Ein herausragender Vorteil dieser Turbinenart liegt darin, dass sie ebenso als Pumpe eingesetzt werden kann. Die Francis-Turbine und ihre Hauptkomponenten sind in Abbildung 3 ersichtlich. Im Gegensatz zur Kaplan-turbine weist die Francis-Turbine eine begrenzte Toleranz gegenüber Höhenschwankungen auf. Dies resultiert aus der festgelegten Geometrie des Laufrades, die den Eintrittswinkel der Schaufeln fixiert und die damit verbundene Strömungsgeschwindigkeit in einem engen Bereich vorgibt. Im Gegensatz dazu

verfügen Kaplan turbinen über verstellbare Laufradschaufeln, die es ihnen ermöglichen, sich an das vorherrschende Geschwindigkeitsdreieck anzupassen.

1.3 Reversible Pump turbinen und Pumpspeicher kraftwerke

In Abbildung 4 sind zwei Konfigurationen von Wasserkraftanlagen ersichtlich. Im Bild links ist ein Dreimaschinensatz mit Motor-Generator, Pumpe und Turbine zu sehen. Ein Zweimaschinensatz, wie rechts in Abbildung 4, besteht aus Motor-Generator und einer Pump turbine. Um einen Zweimaschinensatz in einem Speicherkraftwerk zu verwenden, muss das Turbinenlaufrad als reversible Pump turbine und der Generator als Motor-Generator ausgeführt sein. Somit ist durch Drehrichtungsumkehr eine Umkehr des Energie- und Massenflusses möglich. In der vorliegenden Arbeit wird ein Kraftwerk mit einem Zweimaschinensatz und vertikaler Welle untersucht.

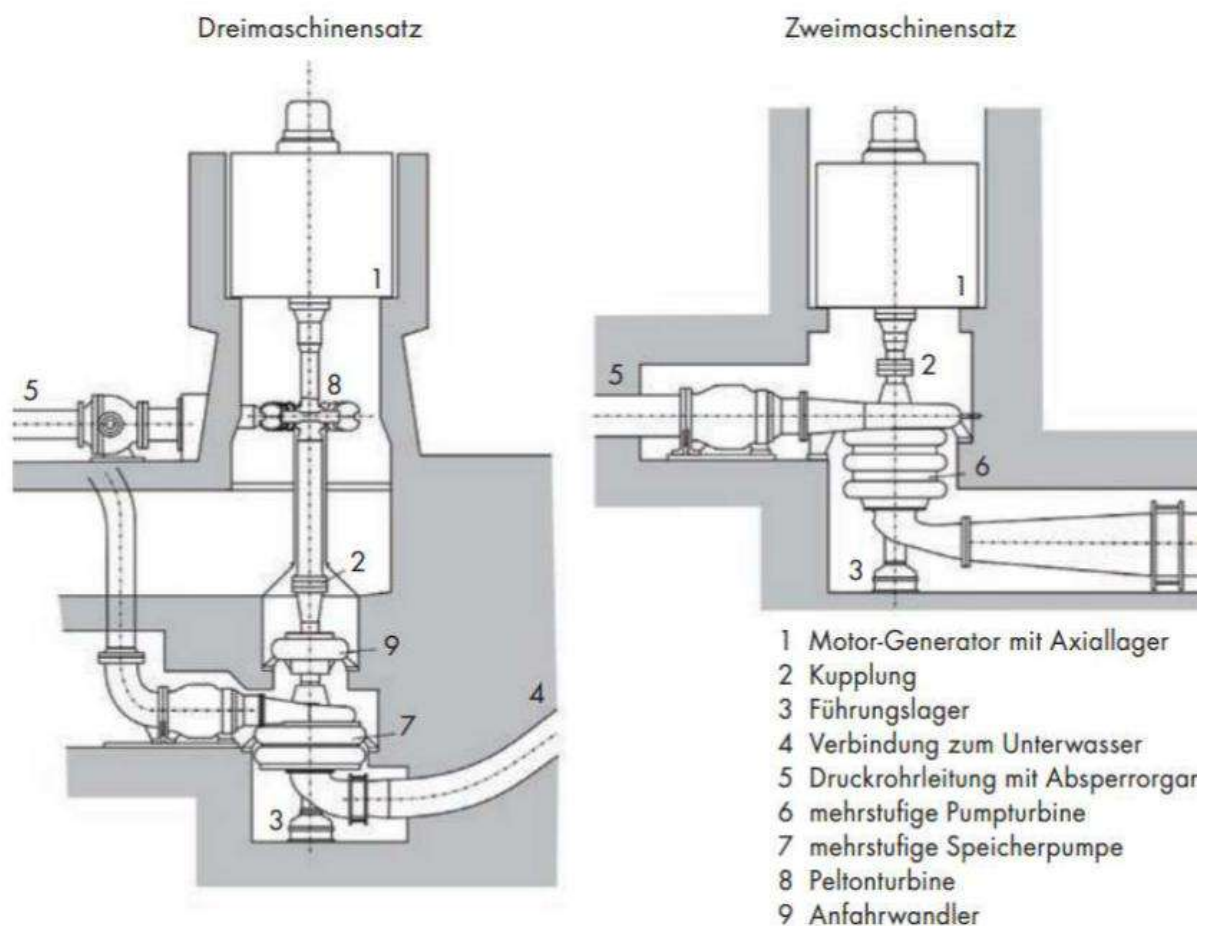


Abbildung 4 Maschinensatzkonfigurationen, Zwei- und Dreimaschinensatz [6]

Da es unterschiedliche Konfigurationen gibt, wird nun kurz auf den Unterschied und die Vor- und Nachteile des Zwei- und Dreimaschinensatzes in Pumpspeicheranlagen eingegangen. Der Dreimaschinensatz kann aus Pelton- oder Francis-Turbine mit angekoppelter Pumpe ausgeführt sein. Der Hauptvorteil des Dreimaschinensatzes ist die schnelle Bereitschaft. Für die Primärregelung ist eine Leistungsabgabe von 0 auf 100% innerhalb von 30 Sekunden notwendig. Dies ist nur möglich, wenn die

Maschine bereits auf Synchrondrehzahl läuft. Eine notwendige Drehrichtungsumkehr, wie bei einem Zweimaschinensatz, übersteigt den zeitlichen Rahmen der Primärregelung. Deshalb werden Zweimaschinensätze hauptsächlich zur Sekundär- oder Tertiärregelung verwendet. Der Hauptvorteil des Zweimaschinensatzes liegt im geringeren Investitionsvolumen der Anlage.

1.4 Einfluss der spezifischen Drehzahl auf die Laufradform

Aus Abbildung 5 wird deutlich, dass die Laufradform stark von der spezifischen Drehzahl abhängt. Es ist möglich, die Turbinen anhand der spezifischen Drehzahl anstelle des Schluckvolumens, wie in Abbildung 1 gezeigt, zu klassifizieren. Mit abnehmender spezifischer Drehzahl werden die Schaufelkanäle länger, der Eintrittsdurchmesser vergrößert sich, während der Austrittsdurchmesser kleiner wird. Bestimmt wird die spezifische Drehzahl anhand Formel (1.1). Daher hängt die Laufradform von der Maschinendrehzahl n , der Fallhöhe H und dem Durchfluss Q ab. Eine Besonderheit bilden Laufräder der reversiblen Pumpturbinen. Diese weisen eine geringere Schaufelanzahl als das vergleichbare Francis-Turbinenlaufrad auf. Bei der Konzeption einer Pumpturbine wird der kritischere Fall des Pumpvorgangs betrachtet, bei dem das Medium gegen den Druckgradienten strömt. Um Ablösungen und Kavitation zu vermeiden, wird die Strömung länger geführt. Zur Begrenzung der Reibungsverluste wird die Schaufelanzahl reduziert.

$$n_q = n \cdot \frac{\sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}} \left[\frac{-1}{min} \right] \tag{1.1}$$

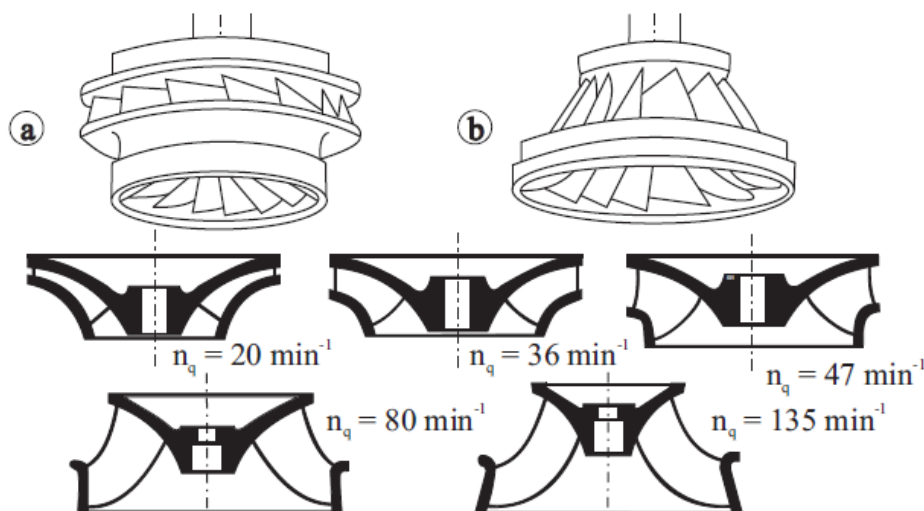


Abbildung 5 Einteilung der Laufräder nach ihrer spezifischen Drehzahl und Bauform:
a)Langsamläufer, b)Schnellläufer [6]

1.5 Modalanalysen und ihr Nutzen

Die Modalanalyse ist ein bedeutsames Instrument zur Charakterisierung des Schwingungsverhaltens von Strukturen. Ihr Anwendungsbereich ist vielfältig. Zu den klassischen Anwendungsgebieten gehören technische Anwendungen im gesamten Maschinenbaubereich, wie zum Beispiel mechanische und aeromechanische Strukturen. In den letzten Jahrzehnten hat sich der Anwendungsbereich erheblich erweitert. Dies ist vor allem auf den Fortschritt in der Computermodellierung und den damit verbundenen Möglichkeiten zur Lösung komplexer mathematischer Berechnungen, mit Hilfe numerischer Methoden zurückzuführen. Die Einsatzmöglichkeiten erstrecken sich mittlerweile vom Maschinenbaubereich über zivile Bautechnik, biomechanische Strukturen bis hin zu reinen akustischen Anwendungen, wie z.B. Musikinstrumente oder generelle Aussagen über Schallabstrahlung und Ausbreitung. Dies zeigt die breite und stetig wachsende Palette von Anwendungsgebieten der Modalanalyse. Herausstechend ist ihre zunehmend starke Notwendigkeit in Bezug auf moderne Gestaltungsmöglichkeiten technischer Objekte. Neue Technologien bringen neue Strukturen hervor über dessen Verhalten erfahrungsbasierte Aussagen schwierig oder noch nicht vorhanden sind. Ein Beispiel hierfür ist die Möglichkeit des generativen Designs in additiven Fertigungsverfahren. Die fortschreitende Gewichtsreduzierung von Bauteilen bei gleichzeitig hoher Flexibilität führt zu einer erleichterten Anregung und unerwünschten Vibrationen.

Es ist entscheidend, wichtige Zustände wie den Resonanzfall zu berücksichtigen, da andernfalls hoher Verschleiß oder ungeeignete Betriebszustände auftreten können. Zusätzlich muss bei Turbinen das umgebende Medium, in diesem Fall Wasser, berücksichtigt werden. Das Eigenschwingungsverhalten in Luft unterscheidet sich grundlegend von jenem im Wasser. Hierauf nimmt die akustische Modalanalyse Rücksicht. Diese behandelt das Eigenschwingungsverhalten gekoppelt an das umgebende Medium. Die Modalanalyse hilft Aussagen über das Schwingungsverhalten im Betrieb und die Auswirkung auf die Festigkeit zu treffen. Bereits während der Konstruktion der Turbine wird darauf geachtet, dass der Betriebsbereich außerhalb der kritischen Eigenresonanzen liegt. Für den Entwicklungsprozess selbst, reicht eine einfache Abschätzung aus. Dafür wird ein untergetauchtes Laufrad in Schwingung versetzt und die gemessenen oder berechneten Eigenfrequenzen ermittelt [7]. Für eine genauere Betrachtung muss das Gesamtsystem, der Radseitenraum, der gesamte Wellenstrang inklusive Lagerung und die Strömung beachtet werden. Dadurch kommen sehr umfangreiche Feder-Dämpfersysteme zur Abstrahierung des Systems zum Einsatz. Selbst mit ausreichend Ressourcen können diese komplexen Systeme nur mit einem hohen Aufwand berechnet werden. Für die Modellierung und Berechnung der Eigenresonanzen gilt es abzutrennen, welche Komponenten oder Systemteile betrachtet werden. Je mehr Teile miteinander in Interaktion stehen, desto komplexer wird die Berechnung der FEA und

deren Aussage. Für eine grundlegende Abschätzung reicht eine Einzelkomponentenbetrachtung meist aus. Wichtige Stichwörter wie Moden/Eigenformen, Eigenfrequenz und Beteiligungsfaktoren werden in Kapitel 3, den Grundlagen der Modalanalyse, detailliert besprochen.

2 Grundlagen Reverse Engineering

2.1 Motivation

Reverse Engineering bezeichnet den Prozess, bei dem physische Geometrien in digitale Daten umgewandelt werden. Dieser Vorgang involviert spezielle Geräte, wie beispielsweise 3D-Scanner, welche dreidimensionale Objekte mit Hilfe optischer Verfahren erfassen und in digitale 3D-Modelle umwandeln. Die Technologie des 3D Scannens hat bereits einen breiten Einzug im privaten und kommerziellen Sektor erhalten, etwa durch die Erstellung von 3D-Bildern mittels Smartphones oder das Scannen eines Barcodes an der Kasse. Die erfassten Daten werden in verschiedenen Anwendungsbereichen vielseitig genutzt. Die gewonnenen 3D Modelle werden z. B. zur Qualitätskontrolle in der Produktion genutzt. Besonders bemerkenswert ist hierbei die hohe Geschwindigkeit des Verfahrens. So können Gussteile innerhalb von Sekunden abgetastet und auf Maßhaltigkeit überprüft werden. Im Bereich der Wasserkraftindustrie erweitert sich der Anwendungsbereich kontinuierlich. Wasserkraftanlagen sind oft alte Bauwerke und es existieren keine digitalen Zeichnungen und vorhandene analoge Daten, wie Pläne und Skizzen stimmen nach Jahrzehnten des Gebrauchs, oft nicht mehr mit den aktuellen Gegebenheiten überein. Gerade jetzt beginnt eine Zeit, in der viele alte Wasserkraftanlagen das Ende ihrer geplanten Lebensdauer erreichen und eine Wiederinstandsetzung oder Revitalisierung notwendig wird [2]. Als Beispiel sei hier die Vermessung der Geometrie eines Saugrohrkonus genannt [8]. Mit den gewonnenen Daten können alte Anlagen neu geplant oder revitalisiert werden.

Weitere Anwendungsmöglichkeiten in der Wasserkraft sind z. B. das Vermessen bestimmter Bauteile, um den Verschleiß und die Erosionsrate zu ermitteln. Im Kontext dieser Diplomarbeit war es erforderlich, die Geometrie des Laufrades mit Hilfe von Reverse Engineering zu generieren, um die anschließenden Berechnungen (FEA und CFD) durchführen zu können. Hierbei wurde ein noch nie im Einsatz gewesenes Ersatzlaufrad des Kraftwerks verwendet. [9]

2.2 Theorie 3D Scanning

Dieses Kapitel befasst sich mit berührungslosen Scanverfahren. Um die Vollständigkeit zu wahren, sei erwähnt, dass das berührungslose Scanverfahren auf dem taktilen Verfahren basiert oder aus diesem hervorgegangen ist. Die Grundlage des taktilen Messverfahrens (Non-Contact Type, siehe Abbildung 6) ist das punktuelle Abtasten eines Objekts mittels einer Koordinatenmessmaschine (CMM - Coordinate Measuring Machine). Abbildung 6 teilt die verschiedenen 3D Scantechnologien grob ein.

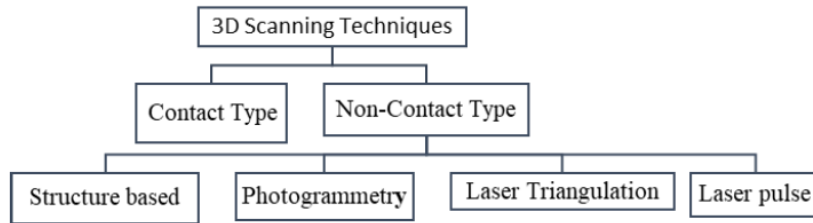


Abbildung 6 Einteilung der verschiedenen 3D Scantechnologien [10]

Alle berührungslosen Scanverfahren beruhen auf optischen Effekten und benötigen Reflexionen des Lichts. Deshalb ist der Oberfläche des zu scannenden Objekts besondere Aufmerksamkeit zu widmen. Spiegelnde, sehr glatte und polierte Oberflächen können Probleme verursachen. Der reflektierte Laserstrahl wird zu wenig diffus abgelenkt. Dadurch kann der Detektor kein eindeutiges Signal erkennen. Um dies zu vermeiden ist eine temporäre Behandlung der Oberfläche notwendig. Mehr dazu im nachfolgenden Kapitel.

Nach der Unterscheidung in taktile und berührungslose Scanner, werden die berührungslosen Scanner weiter in vier Hauptgruppen unterteilt. Je nach Eigenschaften ergeben sich bestimmte Vor- und Nachteile für die jeweilige Anwendung. Die nachfolgenden Erklärungen sollen als Zusammenfassung dienen, um eine schnelle Auswahl treffen zu können. Es ist zu beachten, dass gerade im Bereich des Detektors (Kamera, Empfänger), in den letzten Jahren viele technische Fortschritte erzielt wurden und sich deswegen die Einsatzmöglichkeiten erweitern und vielfach überschneiden. Deshalb sollen die angegebenen Anwendungsbereiche als Vorschlag interpretiert werden.

Lasertriangulation

Beim Verfahren der Lasertriangulation (siehe Abbildung 7) wird ein Laserpunkt oder Strich auf die zu scannende Oberfläche projiziert. Die Position des Senders und Empfängers wird über notwendige Referenzmarken am Scanobjekt bestimmt. Der reflektierte Punkt oder die Linie wird mit einem Detektor erkannt. Basierend auf der Position der Reflexion, kann daraus mittels trigonometrischer Triangulation die Entfernung berechnet werden.

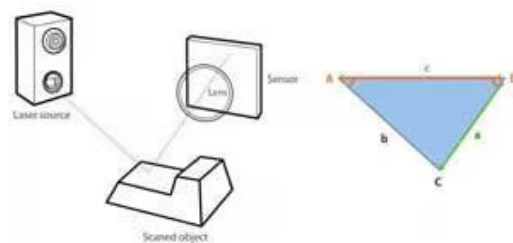


Abbildung 7 Lasertriangulation [21]

Anwendungsbereiche: Unterhaltungsindustrie, Reverse Engineering Applikationen

3D Scanner mit strukturiertem Licht

3D Scanner mit strukturiertem Licht arbeiten nach dem gleichen Prinzip, der trigonometrischen Triangulation. Statt des Lasers wird ein Muster aus strukturiertem Licht, ein Streifenmuster auf das Objekt projiziert und an den Kanten des Linienmusters werden die Punkte berechnet. Der große Unterschied liegt in der Geschwindigkeit und Genauigkeit des Scanvorgangs. Während der Laserscanner nur einzelne Punkte oder Linien berechnet, kann die Kamera die gesamte Oberfläche ablichten und somit exponentiell schneller Arbeiten. Ein großer Nachteil des strukturierten Lichts ist die Anwendung in heller Umgebung, in welcher der Laser weitaus weniger empfindlich ist. Das Licht, das durch den Laser erzeugt wird, ist monochromatischer, gerichteter, heller und räumlich zusammenhängender als jenes anderer Lichtquellen. [10]

Anwendungsbereiche: Face ID, Forensische Untersuchungen, Kolorierte 3D Scans

Photogrammetrie

Photogrammetrie nutzt Farbbilder um daraus eine 3-dimensionale Form abzuleiten. Dabei werden auch die Farben abgespeichert. Die Position der Kamera muss bekannt sein (Referenzpunkte). Dann kann aus den gewonnenen Bildern mittels einer Photogrammetriesoftware ein farbliches 3D Modell erstellt werden. Die Schwierigkeit besteht in der Zugänglichkeit des Objekts. Alle Punkte müssen farblich klar abgelichtet (unterscheidbar) und Geometrien klar abgetrennt sein. [10]

Anwendungsbereiche: Topographische Karten, Archäologie, sehr große Objekte

Laserpuls-scanning

Das Hauptprinzip welches hier zu Nutzen gemacht wird ist, ist das Wissen über die Geschwindigkeit des Lichtes und die benötigte Zeit zum Erreichen des Objektes. Mit diesen zwei Parametern kann entlang einer vorgegebenen Richtung der Abstand genau berechnet werden. [10]

Anwendungsbereiche: LiDAR (Time of Light), Hoch- und Tiefbau, selbst große Objekte können genauestens vermessen werden

2.3 Reverse Engineering eines Pumpturbinenlaufrades

Die nachfolgende Abbildung 8 soll den Ablauf einer Reverse Engineering Applikation darstellen. Auf den Abschnitt der Datenakquisition wurde bereits zum Teil im vorherigen Kapitel eingegangen. Der gesamte Rekonstruktionsprozess wird nun exemplarisch anhand des durchgeführten Reverse Engineerings des Turbinenlaufrades erklärt.

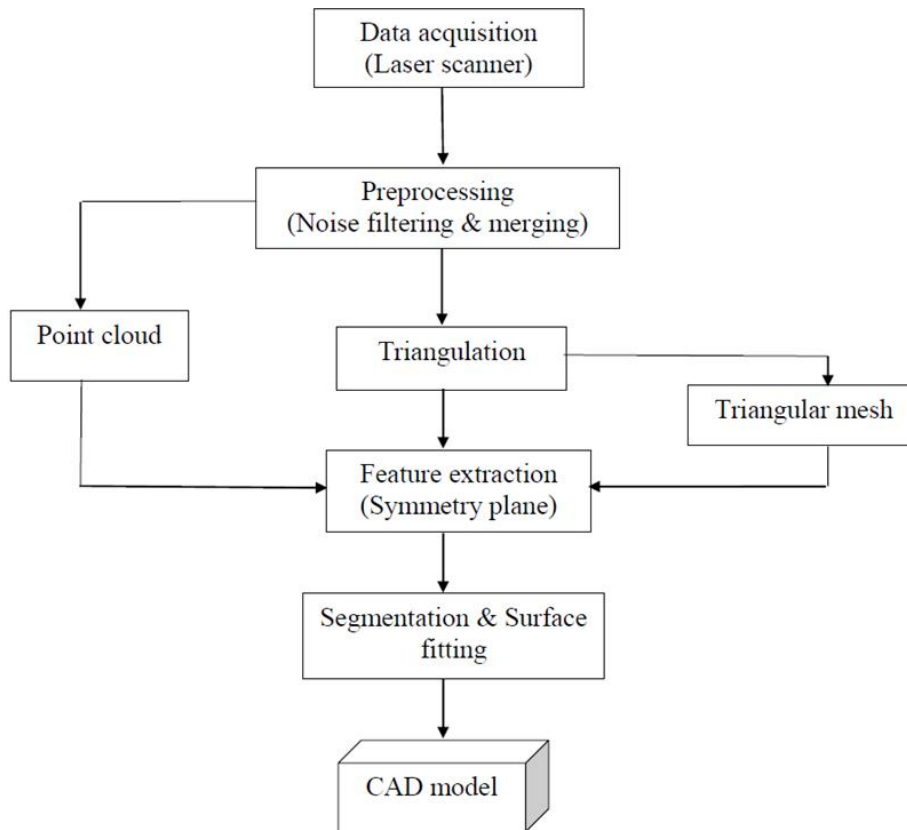


Abbildung 8 Reverse Engineering Prozess [21]

2.3.1 Data Acquisition – Scanning

Für die Rekonstruktion des Laufrades wurden Laserscanning und Scannen mit strukturiertem Licht verwendet. Der Scanprozess kann in drei Schritte unterteilt werden: Vorbereitung, der eigentliche Scanvorgang und Postprocessing der Scanrohdaten. Die Vorbereitung umfasst das Präparieren des Scanobjekts. Je nach Umgebung und Scanobjekt bedarf es hier einer gründlichen Vorbereitung, da ansonsten das gewünschte Ergebnis nicht erreicht werden kann. Im Zuge der Vorbereitung ist es ratsam das Objekt zu reinigen, um eventuelle Geometriefehler aufgrund von Verschmutzungen auszuschließen. Des Weiteren muss auf die Oberflächenbeschaffenheit geachtet werden. Raue und strukturierte Oberflächen bieten viel Kontrast und diffuse Reflektionen, glatte Oberflächen hingegen nicht. Deshalb müssen letztere vorbereitet werden, um vom entsprechenden Scanner erfasst zu werden. Für glatte und spiegelnde Oberflächen eignet sich ein Mattierspray. Dieser erhöht die Reflexionen und kann nach Beendigung wieder entfernt werden (siehe Abbildung 9). Ein weiterer wichtiger Schritt ist das Anbringen von Referenzpunkten. Marker helfen dem Scanner seine Position im Raum zu bestimmen. Es gibt auch Scanner, die Geometrieigenschaften als Referenzen verwenden. Gibt es keine ausgeprägten Geometrien, sind allenfalls Marker notwendig. Die Erfahrung zeigt, dass eine erhöhte Anzahl an Marker die Orientierung verbessert. Es ist darauf zu achten, dass die Marker keine wichtigen Details verdecken. Die Marker selbst werden nicht gescannt und hinterlassen Löcher in der Punktwolke, welche nachträglich im

Postprocessing geschlossen werden. Der Scanvorgang selbst wird durch ein Softwareinterface am Laptop unterstützt und Hinweise wie zu schnelle Bewegungen oder eine ungünstige Positionierung helfen dem Benutzer das Scanergebnis zu verbessern. Während des Scanvorgangs entsteht eine relativ hohe Datenrate zwischen Scanner und Rechner. Um diese Daten zeitgerecht verarbeiten zu können, ist ausreichend gut ausgestattete Hardware nötig. Die benötigte Zeit für den Scanvorgang und die Datenmenge kann durch Ausnutzung der Symmetrie des Scanobjektes verringert werden. Im Fall des Laufrades wurde die Rotationssymmetrie ausgenutzt. Es wurde nur ein Schaufelkanal gescannt, rotationssymmetrische Fertigung wird vorausgesetzt. Eine produktionsbedingte Abweichung der Rotationssymmetrie kann mit dieser Methodik nicht festgestellt werden.



Abbildung 9 Beispiel einer präparierten Kaplanschaufel

2.3.2 Point Processing

Der Scanvorgang selbst ist schnell erledigt. Die anschließenden Arbeiten sind wesentlich zeitintensiver. Während des Scanvorgangs können fehlerhafte Daten in der Punktwolke auftreten. Problematische Geometrien wie scharfe Kanten, dünne Profile oder schwer zugängliche Stellen mit schlechter Beleuchtung führen zu fehlerhaften Punkteansammlungen. Diese Daten werden als Rauschen bezeichnet. Entfernt werden fehlerhafte Daten mit Hilfe diversen Softwaretools.

In vielen Fällen ist es nicht möglich das Objekt in einem Durchgang zu scannen. Der Scanvorgang muss wiederholt werden. Bei multiplen Punktwolken müssen diese im Nachhinein übereinandergelegt, bzw. miteinander verschmolzen werden. Unterstützt wird dieser Vorgang durch Softwaretools (siehe Anhang A). Nachdem die Punktwolken vereint und bereinigt wurden, kann daraus durch Triangulierung ein Netz erstellt werden. Beim Übergang von der Punktwolke zum Netzmodell muss eine ausreichend hohe Auflösung gewählt werden. Eine zu hohe Punktekonzentration führt zu einem erhöhten Rechenaufwand, während eine zu geringe Auflösung

Abweichungen im fortlaufenden Modellierungsprozess verursachen kann. Das Netz kann direkt für ein additives Fertigungsverfahren als STL-Datei (Standard Triangle Language – Datei) verwendet oder weiterbearbeitet werden.

2.3.3 Solid Modelling

Damit aus einem Oberflächennetz ein Solid, sprich ein Volumenkörper erstellt werden kann, muss die Oberfläche geschlossen sein. In den meisten Fällen ist das nicht der Fall. In vielen Fällen ist die Größe des Objekts und die damit verbundene Scandauer zu groß, um einen kompletten Scan durchführen zu können. Oft ist nur eine Teilgeometrie des Objekts von Interesse.

Einfacher und zielführender ist die sogenannte Methode der Featurerecognition (Geometriemerkmalerkennung). Sie ermöglicht es versteckte Geometrieinformationen aus der Punktwolke zu extrahieren. Dazu muss nicht die gesamte Geometrie vorhanden sein. Nach erfolgter Erkennung kann auf verschiedene Geometrien zurückgegriffen werden, um das Objekt zu modellieren.

Eine möglichst exakte Rekonstruktionsmethodik anhand der gescannten Daten nennt sich Surface-Refitting. Dabei wird nicht auf die erkannten Geometrien zurückgegriffen, sondern auf die reinen Flächendaten. Die Software berechnet eine Oberfläche möglichst deckungsgleich mit der STL-Oberfläche. Parameter wie Krümmungsradien und Glättungsfaktoren ermöglichen eine Steuerung. Die Beschränkung dieser Methodik ergibt sich durch die Komplexität der Geometrie, bzw. das Vorhandensein einer durchgängigen STL-Oberfläche.

Wird ein mathematisch möglichst einfaches Modell gesucht, bietet sich vor allem die Erkennung der Geometrieigenschaften an. Zylinder, Kugel, Kegel und andere primitive Oberflächen werden erkannt und nachmodelliert. Es ist dem Benutzer überlassen, welche Informationen zur Modellierung er nutzen möchte. Im Falle einer generischen Oberfläche, wie einem handwerklich erstellten Kunstobjekt, gibt es keine einfachen mathematischen Körper. Ist hingegen ein Mockup für Vorführungsprozesse von Nöten, können die Geometrieigenschaften aus den Oberflächendaten extrahiert und somit schnell ein Modell erstellt werden. Die Methodik des Remodellierens ist stark am gewünschten Ziel orientiert. Im Falle einer Abweichungsanalyse stehen sich eine Idealgeometrie und eine Realgeometrie gegenüber. Nach erfolgreicher Ausrichtung können jegliche Abweichungen einer Richtung oder Krümmung berechnet werden.

Softwaretools zur Rekonstruktion arbeiten exakt und ermöglichen eine Genauigkeitsevaluierung nach jedem Schritt mit den Scanrohdaten. Es gibt keine Möglichkeiten die Genauigkeit des 3D-Scans während oder nach dem Scanvorgang zu überprüfen. Die Scangenaugkeit hängt von mehreren Faktoren ab. Unter anderem von der Distanz und den Lichtverhältnissen. Details zur Scangenaugkeit geben die Hersteller in den Produktspezifikationen an (Siehe Anhang B). Diese liegen im Bereich

von wenigen Zehntel Millimeter und können bei optimaler Anwendung auch darunter liegen.

2.4 Reverse Engineering Ergebnisse

Mittels Reverse Engineering wurde die Leitschaukel und das Laufrad rekonstruiert. Ziel dieser Anwendung ist es eine möglichst genaue 3D-Geometrie der Realteile zu erhalten und damit folgende Aufgaben zu ermöglichen:

- Kontrolle auf Maßhaltigkeit der Bauteile, Feststellung Abweichungen
- Verwendung der Geometrien als Basis für CFD-Berechnungen
- FEA-Analysen (Modalanalyse und Festigkeitsberechnungen)

Leitschaukel

Die Leitschaukel besteht im Wesentlichen aus zwei Geometrien. Einem Flügelprofil und der Welle als Drehachse. Die Zugänglichkeit zum Scannen ist gut und der Scanvorgang unproblematisch. Die Oberfläche des Flügelprofils ist aufgrund einer Beschichtung schwarz mattiert (flammgespritzte Wolframcarbid-Beschichtung). Der Scanner kann die Oberfläche gut erkennen und die moderate Größe des Bauteils führt zu einem schnellen und guten Ergebnis. Da das Vorhandensein aller notwendigen Informationen in den technischen Zeichnungen eine Rekonstruktion im CAD ermöglicht, wurde mit dem gewonnenen 3D-Modell eine Abweichungsanalyse durchgeführt. Es wurde festgestellt, dass die Kollinearität beider Wellenachsen nicht gegeben ist. In Abbildung 10 ist beim Vergleich zwischen exakt rekonstruierter Geometrie und den Scandaten ein Versatz des oberen und unteren Wellenstummels erkennbar. Der Versatz ist zudem im oberen Wellenstummel leicht schräg, wie der schräge Linienverlauf entlang der Zylinderoberfläche in Abbildung 10 erkennen lässt. Als Positionierungsreferenz für den Vergleich aus Real- und Idealgeometrie wurde die Schaufel, also das Flügelprofil verwendet, welche zum Großteil ident ist.

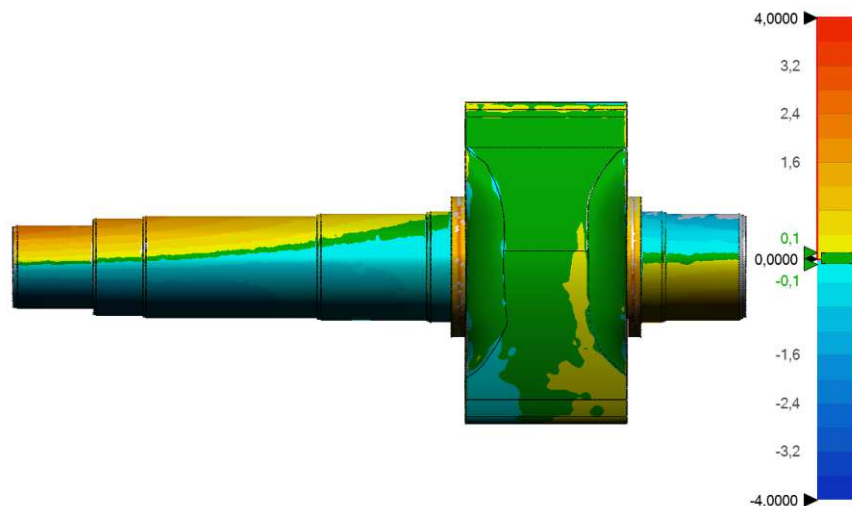


Abbildung 10 Abweichungsanalyse der Leitschaukel, Farbskala in [mm]

Um einen Fehler im Scanvorgang ausschließen zu können und einen Produktionsmangel festzustellen, müsste das Bauteil (taktile) vermessen und eine Rundlaufkontrolle durchgeführt werden. Aufgrund der angegebenen Scengenauigkeit vom Hersteller mit 0,04 mm wird auf eine Produktionsungenauigkeit geschlossen.

Laufrad

Während die Leitschaufel als Feldversuch diente, war es beim Laufrad notwendig die Geometrie zu rekonstruieren. Die Zugänglichkeit während des Scans ist aufgrund der langen Schaufelkanäle schwierig bis unmöglich. Letztendlich bleibt ein Bereich des Schaufelprofils unzugänglich und muss approximiert werden. Damit entfällt die Methode der exakten Flächenrückführung. Das Schaufelprofil kann mit keinen Geometrieigenschaften in Verbindung gesetzt werden. Primitive Geometrien und damit die Methode der Featurerecognition reichen nicht aus, um die komplexe, verwundene Form abzubilden. Abhilfe schafft ein Konstrukt aus Basislinien, welche mit Führungslinien verbunden werden (siehe Abbildung 11). Abschließend verbindet eine Programmfunktion Namens LOFT die dreidimensionalen Linienkonstrukte miteinander.

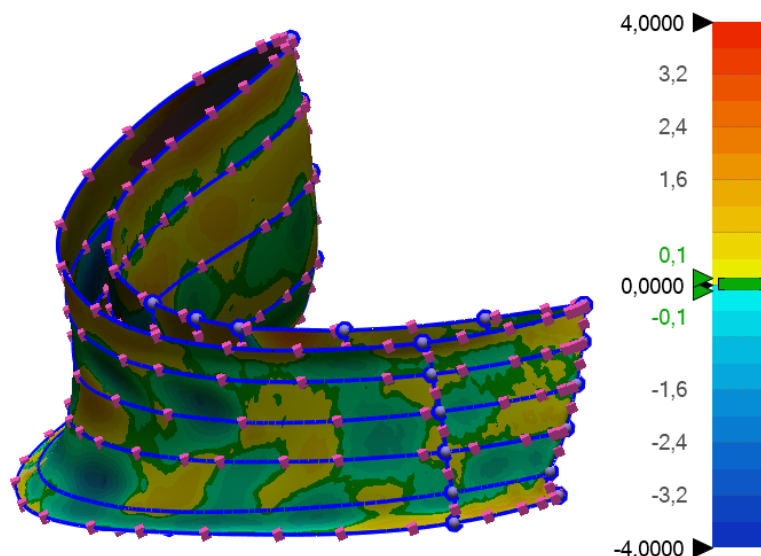


Abbildung 11 Rekonstruktionsmethodik der Laufradschaufel

Um einer ausreichend tolerierbaren Approximation der Schaufelform gerecht zu werden, wird die Formgebung der Schaufel durch NURBS (Non-Uniform Rational B-Spline) beschrieben. Der Nachteil dieser Methode ist eine hohe Dichte an NURBS-Funktionen, welche sich in der Größe der Datei widerspiegelt. Für Anschauungs- und Darstellungszwecke wurde eine vereinfachte Version des Laufrades generiert. Der Unterschied in der Dateigröße mit 47 zu 3 MB Größe ist erheblich.

Für eine Überprüfung der Rotationssymmetrie müssen die Ein- und Austrittskanten der Laufradschaufeln gescannt werden. Markante Abweichungen konnten im Bereich der Schweißnahtverbindungen zwischen Schaufel und Laufradkranz und zwischen

Schaufel und Laufradboden festgestellt werden. Laut Geometrieangaben sollte ein Radius von 20 mm entlang der Schaufelflächen und einem Radius von 10 mm am Beginn und am Ende der Schaufeln vorhanden sein. Die zulässige Abweichung ist mit ± 1 mm toleriert. Vor allem entlang der Schaufelflächen konnten Radien stets über 20 mm bis 35 mm festgestellt werden. Der Radius der Schweißnähte am Übergang der Eintrittskanten zum Laufradkranz und –boden war an den Stellen geringster Dicke mindestens mit 10 mm vorhanden, meist aber über 15 mm. Da sich die Belastungshotspots zumeist in den Übergangsstellen von Schaufel auf Laufradboden/-kranz befinden, liegt eine Vermutung nahe, dass die überdimensionierten Nähte der Sicherheit geschuldet sind. Ein zu geringer Radius bewirkt einen erhöhten Kerbfaktor und mindert zusehends die Dauerfestigkeit. Zu berücksichtigen ist, dass eine Abweichung von der Idealgeometrie das Strömungsprofil beeinträchtigt.

3 Grundlagen Modalanalyse

Wie bereits in Kapitel 1.5 erläutert, nimmt die Bedeutung der Modalanalyse als Technologie zur Charakterisierung des dynamischen Verhaltens von Strukturen stetig zu. Historisch gesehen existiert die Modalanalyse bereits seit mehr als einem Jahrhundert. Wesentliche Meilensteine in der Entwicklung der modernen Modalanalyse sind die Einführung der verallgemeinerten Koordinaten von Lagrange Ende des 18. Jahrhunderts und die Entdeckung der schnellen Fourier Transformation (FFT). Diese Innovationen zählen zu den grundlegenden Elementen für die heutige Anwendung der Modalanalyse. Ihre praktische und weitreichende Anwendung wurde erst durch den Einsatz computergestützter Software und einer angemessenen Formulierung ermöglicht. Insbesondere die Lösung der partiellen Differentialgleichungen mittels computergestützter Algorithmen spielt hierbei eine entscheidende Rolle. [11]

Für die Modellierung und Berechnung des Systems gilt es abzutrennen, welche Komponenten oder Systemteile betrachtet werden. Aus ressourcentechnischen Gründen muss abgewogen werden, wie detailliert die Berechnung ausgeführt werden muss. Der Rechenaufwand steigt kubisch zu den Freiheitsgraden, sprich n^3 Freiheitsgrade entsprechen n^3 Rechenoperationen. Vor allem im Hinblick auf die Analyse im Wasser. Hierbei handelt es sich um ein gekoppeltes Problem (Stichwort FSI - Fluid Solid Interaction). Für einen störungsfreien Betrieb reichen einfache Einzelabschätzungen aus. So wird das Laufrad als Einzelkomponente berechnet, um den Rechenaufwand einzugrenzen, jeweils in Luft und im Medium Wasser. Die berechneten Eigenfrequenzen und Eigenmoden müssen validiert werden. Dazu wird eine Schwingungsmessung durchgeführt. Während nachfolgend die theoretischen Grundlagen angeführt werden, befinden sich im Kapitel 4 die Ergebnisse der praktischen Schwingungsmessung und der FEA. [12]

3.1 Theorie Modalanalyse

Ein System wird angeregt. Unter Einwirkung einer Kraft beginnt sich die Struktur zu verformen und auszulenken. Die Arten (inklusive Beispiele) der Anregung werden wie folgt unterschieden [13]:

- stochastisch (Strömungsphänomene, wie z.B. Kavitation)
- periodisch (Wirbelzopf, RSI, Kármánsche Wirbelstraße)
- impulshaft (Druckstöße, Schläge)

Auf die Anregung des Systems folgt eine Antwort. Wie diese Antwort ausfällt, beschreibt das Ergebnis der Modalanalyse. Vereinfachte analytische Modelle veranschaulichen die Systematik der Modalanalyse am besten. Zwei analytische Modelle, Single Degree of Freedom (SDoF) und Multi Degree of Freedom (MDoF) werden nachfolgend in grundlegenden Ansätzen erläutert. Selbst wenn diese beiden Modelle einen vereinfachten Zugang darstellen, basieren moderne Anwendungen auf diesem Prinzip. Bevorzugt wird eine Matrizenschreibweise verwendet, die für computergestützte numerische Methoden geeignet ist. Hiermit lässt sich das Problem für die numerische Berechnung eleganter formulieren und diskretisieren. Wichtige Voraussetzung für die Anwendung dieser Modelle sind Annahmen, die auch bei der numerischen Berechnung getroffen werden müssen. So wird Linearität vorausgesetzt. Die Linearität erlaubt die Anwendung des Superpositionsprinzips, welches unter anderem in der Anwendung der FFT eine wesentliche Rolle spielt. Des Weiteren erlaubt es die Linearität, komplex zusammenhängende Eigenformen in einzelne Grundformen aufzuspalten und vereinfacht zu betrachten. Dass die Vereinfachung der Linearität in der Realität nicht zutrifft, liegt auf der Hand. Ein großes Problem, welches die Linearität aufhebt, ist das Thema Dämpfung. Die mathematischen Grundbeschreibungen gehen näherungsweise von viskoser, geschwindigkeitsproportionaler (linearer) Dämpfung aus. Ein weiteres Problem ist die Beschreibung des Gesamtsystems. Verschiedene Bauteile sind über Berührungsflächen und Lager miteinander gekoppelt. Starr verbundene, verschraubte Elemente werden in der Modellierung als ideal starr angenommen. In der Realität ist das nicht der Fall. Die vorhandene Rauigkeit und ein Eindringen der Rauigkeitsspitzen führen zu plastischen Verformungen und zu Nichtlinearität im Kontaktbereich. Schlimmstenfalls können Setzerscheinungen zu spielbehafteten Verbindungen führen, welche ebenso nichtlineare Probleme darstellen.

Bevor die genaue Beschreibung und die Anwendung der Modalanalyse in der FE-Methode dargestellt wird, werden anhand der bereits erwähnten analytischen Modelle die Grundgleichungen der Modalanalyse angeführt. Anschließend wird im nachfolgenden Kapitel 3.3 die klassische Modalanalyse in die akustische Modalanalyse überführt. Kapitel 3.4 beschäftigt sich mit der experimentellen

Modalanalyse, welche ein Bindeglied zwischen praktischer Anwendung und idealer Modellierung darstellt. Zu guter Letzt werden im abschließenden Kapitel 4 die Ergebnisse der drei genannten Teildisziplinen dargelegt und besprochen.

3.1.1 SDoF System

Ein SDoF-System, nach Abbildung 12, stellt das denkbar einfachste schwingungsfähige System mit nur einem Freiheitsgrad dar (Bewegung in x-Richtung). Es handelt sich hierbei um einen Einmassenschwinger. Er bildet die Grundlage für Systeme mit mehreren Freiheitsgraden. Beschrieben wird das System durch die Federsteifigkeit k , die Masse m und einer (viskosen) Dämpfung c . [12]

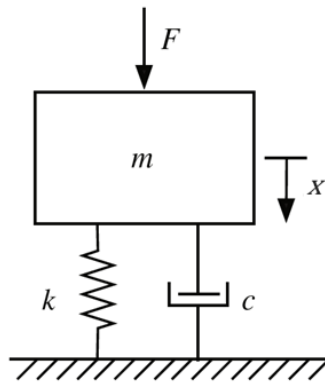


Abbildung 12 Einmassenschwinger, System mit einem Freiheitsgrad (SDoF System) [12]

Aus dem in Abbildung 12 ersichtlichen System kann folgende Bewegungsgleichung abgeleitet werden:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F \quad (3.1)$$

Es handelt sich um eine partielle Differentialgleichung. m beschreibt die Masse des Systems, c die Dämpfung und k die Steifigkeit. Die Lösung des Eigenwertproblems der homogenen Differentialgleichung ($F=0$) erfolgt mit dem Ansatz $x = e^{st}$. Die nichttriviale Lösung dieser homogenen Differentialgleichung ergibt die Eigenwerte. Je nach Dämpfung können drei Fälle unterschieden werden, dessen Auswirkung auf das Schwingverhalten in Abbildung 13 ersichtlich ist:

- kritische Dämpfung, aperiodischer Grenzfall:

$$s = -\frac{c}{2m} \quad (3.2)$$

- unkritisch gedämpftes System:

$$\underline{s} = -\frac{c}{2m} + j\sqrt{\frac{k}{m} - \left(\frac{c}{2m}\right)^2} = -\delta + j\omega_d \quad (3.3)$$

- schwach gedämpftes System:

$$\omega_d = \text{Im}\{\underline{s}\} = \sqrt{\frac{k}{m} - \left(\frac{c}{2m}\right)^2} = \sqrt{\omega_0^2 - \delta^2} \quad (3.4)$$

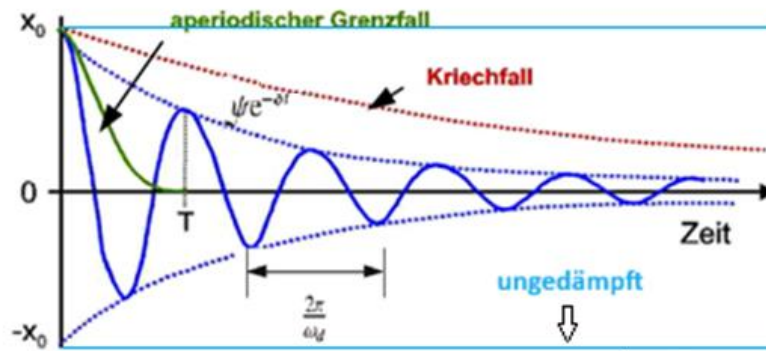


Abbildung 13 Ausschwingvorgang der verschiedenen Dämpfungsfälle [23]

Das erste Diagramm in Abbildung 14 stellt den Frequenzgang mit zwei verschiedenen Dämpfungsgraden über η dar. η beschreibt das Verhältnis aus Anregungs- und Eigenfrequenz: $\eta = \frac{\omega}{\omega_0}$. Das zweite Diagramm veranschaulicht die Phasenverschiebung, hervorgerufen durch die verschiedenen Dämpfungsgrade, $D = \delta/\omega_0$. Je geringer der Dämpfungsgrad, desto größer die Anregung (Resonanz) und desto plötzlicher der Phasensprung um π .

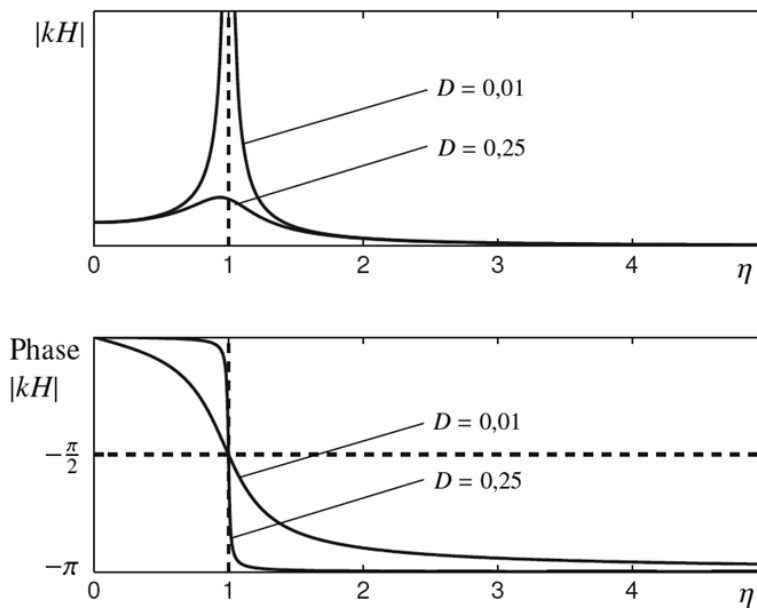


Abbildung 14 Amplitudengang (oben) und Phasenverlauf eines Einmassenschwingers mit verschiedenen Dämpfungsgraden D [13]

Die wichtigsten Einflussfaktoren auf das System sind Masse, Steifigkeit und Dämpfung. Die Steifigkeit des Systems ist sein Widerstand gegen eine äußere Belastung und plastische Verformung. Sie wird aus den Material- und Geometrie Kennwerten bestimmt. Im Falle eines einfachen Federpendels ist die Steifigkeit der Feder gesucht. Abhängig von Material und Geometrie, wie z.B. Windungen und Drahtdicke. Die Berechnung der Steifigkeit richtet sich nach dem jeweiligen Belastungsfall und wird in Biege-, Dehn- und Torsionssteifigkeit unterteilt.

Im Falle einer Spiralfeder, welche hauptsächlich Torsionsbelastung erfährt, kann mit dem Wissen aus der Festigkeitslehre, dem polaren Flächenträgheitsmoment, die Steifigkeit bestimmt werden. Für komplexere Geometrien und deren Beanspruchungen wird eine Steifigkeitsmatrix durch computergestützte Software gebildet. [12]

Unter Vernachlässigung der Dämpfung kann, wie in Formel (3.5) ersichtlich, die Eigenkreisfrequenz ω_0 des ungedämpften Systems berechnet werden. Das Wissen über die Eigenfrequenz erlaubt eine einfache Abschätzung über das grundlegende Schwingungsverhalten eines Systems. Anhand der Formel wird deutlich mit welcher Wirkung die Veränderung der Masse m im Nenner das Ergebnis beeinflusst. Es ist wichtig zu verstehen, dass die Eigenkreisfrequenz nicht von den einzelnen Parametern Masse und Steifigkeit abhängt, sondern von deren Verhältnis.

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{c}{m}} \quad (3.5)$$

Wird die Dämpfung berücksichtigt, ergibt sich eine gedämpfte Eigenfrequenz ω_d wie in Formel (3.6) ersichtlich.

$$\omega_d = \sqrt{\omega_0^2 - \delta^2} \quad (3.6)$$

Die Beschreibung der Dämpfung ist weitaus komplexer. Aus Gründen der einfacheren Beschreibung wird meist viskose Dämpfung bevorzugt, jedoch tritt sie nie allein auf. Reale Systeme haben immer eine Strukturdämpfung, welche in Zusammenhang mit der Struktursteifigkeit, der Geometrie steht. Ein System mit geringer oder keiner Dämpfung wird ungedämpft genannt. Die Strukturdämpfung ist in der Realität für die Modalanalyse meist von geringer Bedeutung und kann deshalb vernachlässigt werden [7]. Zudem kommt hinzu, dass die Dämpfung frequenzabhängig ist. In Abbildung 13 sind drei verschiedene Fälle eines Ausschwingvorganges über der Zeit dargestellt. Aus diesem Ausschwingvorgang kann der Dämpfungsgrad bestimmt werden.

Nach der Lösung der homogenen Differentialgleichung wird die inhomogene Lösung (Formel (3.7)) gesucht. Auf eine harmonische Anregung antwortet das lineare System mit der gleichen Frequenz.

$$(-\omega^2 m + j\omega c + k)\hat{x}(\omega) = \hat{F}(\omega) \quad (3.7)$$

Nach Lösung dieser Gleichung kann daraus die Übertragungsfunktion $\underline{H}(\omega)$ gewonnen werden. Im englischen Sprachgebrauch und in dieser Arbeit wird die Übertragungsfunktion Frequency Response Function (FRF) genannt. Die FRF gibt an, wie das System auf die Anregung antwortet und wird in Formel (3.8) genauer beschrieben. Berechnet wird sie aus dem Quotienten aus Antwort und Anregung.

$$\underline{H}(\omega) = \underline{n}_{\text{dyn}}(\omega) = \frac{\hat{\underline{x}}(\omega)}{\hat{\underline{F}}(\omega)} = \frac{1}{-\omega^2 m + j\omega c + k} \quad (3.8)$$

Für Systeme weit unterhalb der Eigenfrequenz ($\omega \ll \omega_d$) ist der Frequenzgang stark durch die Steifigkeit geprägt, $\underline{H}(\omega) = 1/k$. Oberhalb der Eigenfrequenz verhält sich das System wie ein Massenpunkt ohne Steifigkeit, $\underline{H}(\omega) = 1/(-\omega^2 m)$.

$$\hat{\underline{x}}(\omega) = \underline{H}(\omega)\hat{\underline{F}}(\omega) \quad (3.9)$$

Mit Hilfe der Übertragungsfunktion kann das Ausgangsspektrum mit dem gegebenen Eingangsspektrum bestimmt werden. [12]

3.1.2 MDoF System

MDoF-Systeme, wie in Abbildung 15 dargestellt, beschreiben Systeme mit mehr als einem Freiheitsgrad. Ein solches System besteht aus mehreren, durch Federn und Dämpfern gekoppelten Massen. Es ist schnell ersichtlich, dass keine der Massen ohne ihre Nachbarn vollständig allein beschrieben werden kann. Es ergibt sich ein System aus gekoppelten Differentialgleichungen das wie folgt lautet:

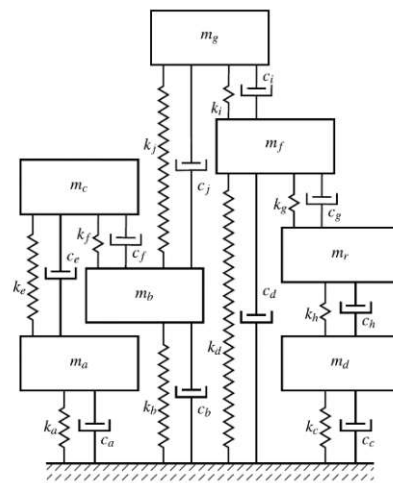


Abbildung 15 System mit multiplen Freiheitsgraden [12]

$$\mathbf{M}\ddot{\underline{x}} + \mathbf{C}\dot{\underline{x}} + \mathbf{K}\underline{x} = \underline{\vec{F}} \quad (3.10)$$

\mathbf{M} beschreibt die Massenmatrix, \mathbf{C} die Dämpfungsmatrix, \mathbf{K} die Steifigkeitsmatrix und \underline{x} die Auslenkung des Systems. $\underline{\vec{F}}$ steht für alle angreifenden Kräfte. Die Art der Lösung entspricht im Wesentlichen jener des SDoF-Systems. Der große Unterschied zum SDoF-System ist ein Gleichungssystem in Form einer Matrixschreibweise. Zuerst wird die Determinante der Koeffizienten-Matrix nach Formel (3.11) bestimmt.

$$\det[\underline{s}^2 \mathbf{M} + \underline{s} \mathbf{C} + \mathbf{K}] = 0, \quad (3.11)$$

Woraus sich die konjugiert, komplexen Eigenwerte und die damit verbundenen Eigenvektoren und Eigenfrequenzen bestimmen lassen. Die daraus bestimmten Eigenfrequenzen sind genau definiert. Die Eigenvektoren beschreiben die Eigenform, Eigenmode oder Schwingform genannt. Sie sind aber in ihrer Auslenkung nicht definiert. Die Amplitude der Auslenkung hängt von der Anregung ab.

Einen Spezialfall stellt die triviale Lösung mit dem Vektor $\vec{x} = \vec{0}$ dar. Diese besondere Lösung bildet den Spezialfall der Starrkörpermoden, jede Lösung beschreibt eine Gleichgewichtslage. Starrkörpermoden treten auch dann auf, wenn die Steifigkeitsmatrix singulär wird, also $\det|\mathbf{K}| = 0$. Bei Formulierung im kartesischen Koordinatensystem ergeben sich sechs Starrkörpermoden, die sechs Freiheitsgrade im dreidimensionalen Raum beschreiben. Diese sechs Freiheitsgrade bestehen aus drei translatorischen Bewegungen in x, y und z-Richtung und drei Drehungen um die jeweiligen Achsen von x, y und z. [12]

3.2 Eigenmoden

3.2.1 Typische Eigenmoden von Laufrädern

Resonanz tritt immer dann auf, wenn eine der Eigenfrequenzen von einer anregenden Frequenz getroffen wird. Die dadurch hervorgerufene Schwingform der jeweiligen Eigenfrequenz wird Eigenform oder Eigenmode genannt. Eigenformen klassischer Bauelemente, wie Balken und Scheiben, können analytisch berechnet werden. Diese Grundgeometrien können zur vereinfachten Darstellung und anschaulichen Darlegung anspruchsvoller Schwingungsformen komplexer Geometrien beitragen. Werden die Elemente einer Struktur einzeln betrachtet, können Grundschwingungsformen bestimmt werden, welche in der komplexen Schwingung der Realgeometrie wiederzufinden sind. Nachfolgend wird in der Beschreibung der Schwingungsformen von einer freien, unbehinderten Lagerung ausgegangen. Am Beispiel der Laufradgeometrie lassen sich die Eigenmoden vereinfacht durch die Kombination der Moden einer Kreisplatte (Laufradboden) und einem Konus (Laufradkranz) darstellen. Diese beiden Elemente Konus und Laufradboden sind durch Schaufeln, die als Platten abstrahiert werden können, miteinander verbunden. Die Grundformen der Kreisplatten- und der Konus-Schwingung können in den simulierten Eigenformen wiedererkannt werden. Dazu werden die Kreisplattenschwingungen in Abbildung 16 und den Doppelmode Nr. 8, 9 in Tabelle 1 verglichen.

— Undeformed Pattern
 Sin. Mode Pattern and Nodal Diameters
 - - - - Cos. Mode Pattern and Nodal Diameters

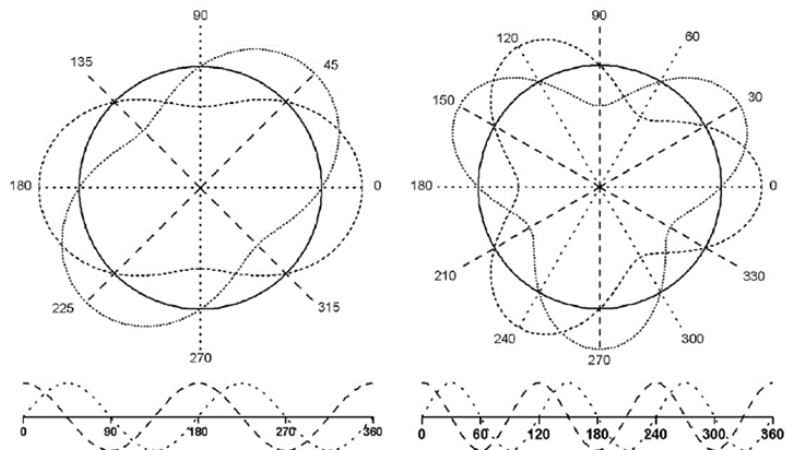


Abbildung 16 Eigenmoden einer Kreisplatte [14]

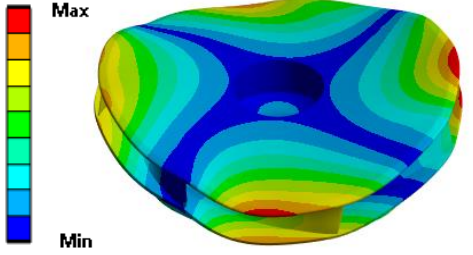
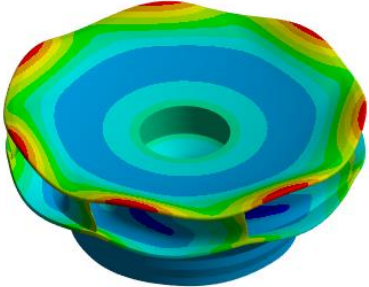
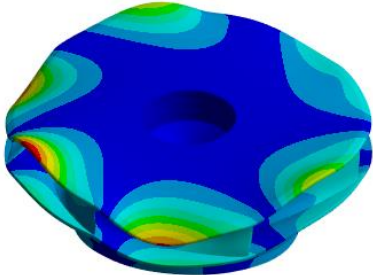
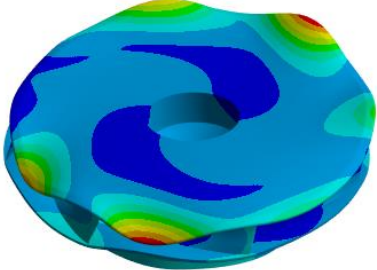
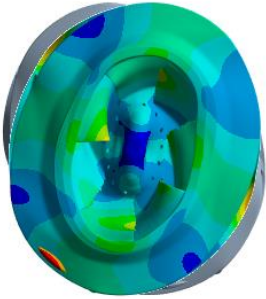
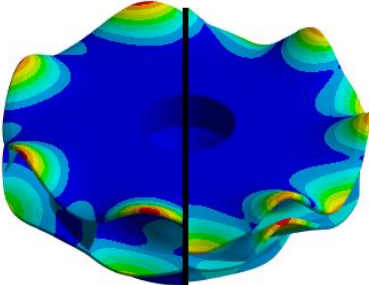
<p>Mode Nr. 1, 2</p> 	<p>Mode Nr. 3</p> 
<p>Mode Nr. 4, 5</p> 	<p>Mode Nr. 6, 7</p> 
<p>Mode Nr. 8, 9</p> 	<p>Mode Nr. 16 19</p> 

Tabelle 1 typische Eigenformen des Laufrades

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

In Tabelle 1 ist ersichtlich, dass einige Moden in Paaren auftreten. Zurückzuführen ist das auf die mathematische Formulierung im kartesischen Koordinatensystem. Hier sei das Beispiel des klassischen Biegebalkens erwähnt: Dieser hat bei gleichen Aspekt-Verhältnissen immer zwei gleiche Schwingungsformen. Unter Aspekt-Verhältnis versteht sich das Verhältnis aus Breite zu Höhe, bzw. das Verhältnis aus Durchmesser zu Höhe. Da auch das Laufrad eine Rotationssymmetrie aufweist, finden sich hier Doppelmoden wieder. Die Schaufelanzahl ist ungerade und verhindert deshalb eine absolut symmetrische Abbildung der Doppelmoden. Das bedeutet, dass die Doppelmoden nicht um 90° versetzt wieder auftauchen, sondern um den Schaufelwinkel verschoben sind.

Unterschiede zu anderen Laufrädern

Die Laufradgeometrie ist, wie bereits in Abbildung 5 illustriert, stark von der spezifischen Drehzahl n_q abhängig. Je höher die spezifische Drehzahl wird, desto mehr nimmt der radiale Anteil des Laufradbodens ab. Die Laufräder werden im Verhältnis höher. Die Veränderung des Aspekt-Verhältnisses der Laufräder bezogen zur spezifischen Drehzahl und der Fallhöhe ist in Abbildung 5 gut dargestellt. Im Besonderen sind Pumpenlaufräder im Umfang stets größer, um die gegen den Druckgradienten ankämpfende Strömung, durch längere Schaufeln besser führen zu können. Das bedeutet im Fall des untersuchten Laufrades, dass die radiale Bauweise und eine geringe Schaufelkanalhöhe der geringen spezifische Drehzahl n_q und der Ausführung als Pumpenlaufrad zu Grunde liegen. Dies begünstigt die Steifigkeit. Das bedeutet, dass Schwingungsformen, des Laufradkranzes und des Laufradbodens durch die langen Schaufeln stark gekoppelt sind und sich gegenseitig beeinflussen. So treten Torsionsschwingungen des Laufradkranzes in der freien Schwingung in Luft nicht auf. Erst bei veränderten Randbedingungen, wie im eingespannten Zustand, treten Torsionsschwingungen auf.

3.2.2 Typische Eigenmoden der Leitschaufel

Am Beispiel der Leitschaufel können wir erkennen, dass die Grundformen der Balkenschwingung deutlich enthalten sind. Die Schaufel selbst gibt durch ihre Versteifung des Flächenträgheitsmoments die Hauptbiegungsrichtung vor (Biegeachse mit geringstem Flächenträgheitsmoment). Es gibt eine weiche und eine steife Biegeachse. Ausgewählte Eigenformen sind in Tabelle 2 dargestellt.

Im Fall der Leitschaufel kann die Geometrie vereinfacht aus zwei Wellen (Balken) mit einer Platte dazwischen zusammengesetzt werden. Die ersten Eigenmoden entsprechen den Eigenmoden der klassischen Balkentheorie. Zuerst tritt die Biegeschwingung um die weiche (Mode Nr. 1) und dann im höheren Frequenzbereich um die steife Biegeachse (Mode Nr. 2) auf. Diese wiederholen sich mit zunehmender Frequenz in einer Doppelbiegung (Mode Nr. 3 und 5). Mode Nr. 4 bewirkt eine

gegensätzliche Verdrehung der zwei Wellenenden und stellt den ersten Torsionsmode mit einer Knotenlinie entlang der Wellenachse dar. In Mode Nr. 8 wird die Leitschaukel in Längsrichtung oszillierend gedehnt und gestaucht. Alle diese Modenformen treten äquivalent am Grundsystem Balken auf. Zum Vergleichen sei hier auf die einschlägige Literatur verwiesen. [15]

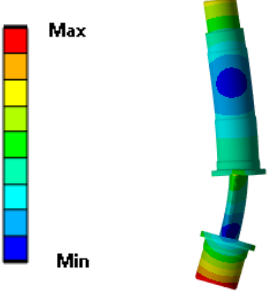

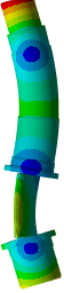
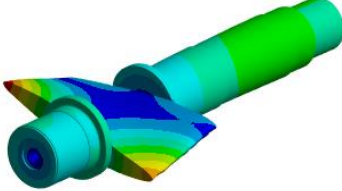

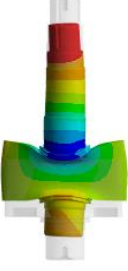
Mode Nr. 1	Mode Nr. 2
	
Mode Nr. 3	Mode Nr. 4
	
Mode Nr. 5	Mode Nr. 8
	

Tabelle 2 typische Eigenformen der Leitschaukel

3.3 Akustische Modalanalyse

Häufige Anwendung der Akustik hängen mit der Empfindung des Gehörs zusammen. Musikinstrumente basieren auf einer gezielten Erzeugung von Frequenzen und Amplitudenkombinationen. Um eine angestrebte Wahrnehmung zu erreichen, zielen technische Anwendungen auf eine bestimmte Schallabstrahlung und dessen Reflexion ab. Als Beispiel dienen Fahrgastkabinen von Transportfahrzeugen, Theatersäle, Hörgeräte, Lautsprecher oder Schalldämpfer. Die Übertragung des Schalls kann gewünscht sowie ungewünscht sein. Die akustische Modalanalyse dient zur Ermittlung der Eigenfrequenzen unter Berücksichtigung des umgebenden Mediums einer Struktur. Dabei werden Körperschall als auch Flüssigkeitsschall, bzw. Schallwellen in

Gasen betrachtet. Wie der Name bereits verrät, beschäftigt sich diese Disziplin der Ingenieurstechnik mit zwei physikalischen Bereichen. Innerhalb der Modalanalyse beschäftigen wir uns einerseits mit der klassischen Mechanik (Bewegungsgleichungen) oder auch Strukturmechanik genannt. Diese wurde bereits in den vorhergehenden Kapiteln erläutert. Während die Modalanalyse das Modell im fiktiv leeren Raum betrachtet, beschäftigt sich die Akustik mit Wellengleichungen, deren Entstehung, Transport und Umwandlung. Bekannt ist die Beschreibung der akustischen Gleichungen als „added mass Effekt“. Damit soll die bildliche Beschreibung eines angehängten Massestückes an die Struktur dargestellt werden. Dieses angehängte Massestück, bzw. das umgebende Medium wirkt wie eine zusätzliche Trägheit der Bewegung oder Schwingung einer Struktur entgegen und verändert dementsprechend das komplette Eigenwertproblem.

Die Kunst der akustischen Modalanalyse besteht in der Kopplung der beiden physikalischen Systeme. Das verbindende Element dieser beiden Systeme ist die Oberfläche der Struktur, welche mit dem Fluid oder Gas in Kontakt steht. Übertragung zwischen Festkörpern werden mit einer Übertragungsfunktion beschrieben. Im Fall einer Wasserturbine ist der Fall Festkörper mit umgebendem Fluid von Interesse. Musikinstrumente schwingen hingegen im Gas der Luftatmosphäre. Zur Validierung der FEA-Ergebnisse werden die Ergebnisse der experimentellen Modalanalyse herangezogen. Dabei wird Körperschall gekoppelt mit Luftschall betrachtet. Randbedingungen müssen beachtet werden.

In den vorangegangenen Kapiteln wurde das strukturmechanische Modell der klassischen Modalanalyse bereits beschrieben. Nachfolgend wird das verallgemeinerte akustische Modell beschrieben. Die Grundgleichung die es zu lösen gilt, ähneln im Aufbau den Bewegungsgleichungen des SDoF-, bzw. des MDoF-Systems. Statt des Ortes, der Geschwindigkeit und der Beschleunigung, ist der Druck und dessen Ableitungen von Interesse. Nachfolgend bereits für den dreidimensionalen Raum in vektorieller Schreibweise dargestellt, die Grundgleichung mit Index F (Fluid) für das akustische Medium [16]:

$$\mathbf{M}_F \ddot{\underline{p}}_e + \mathbf{C}_F \dot{\underline{p}}_e + \mathbf{K}_F \underline{p}_e = \underline{\vec{F}}_F, \quad (3.12)$$

Die akustische Massenmatrix \mathbf{M}_F wird nur als Analogie zum mechanischen Modell so genannt. Tatsächlich beschreibt sie das Verhältnis von Druck und Auslenkung (Verformung) und der Name Kompressibilitätsmatrix ist besser zutreffend. \mathbf{C}_F beschreibt die Dämpfungsmatrix. Ähnliches gilt wie bei der Massenmatrix für die Beschreibung der Steifigkeitsmatrix \mathbf{K}_F , welche in Analogie zum strukturmechanischen Modell gleich genannt wird. Die Steifigkeitsmatrix beschreibt im Grunde das Verhältnis von Druck und Beschleunigung. Abschließend steht $\underline{\vec{F}}_F$ für den externen Anregungsvektor. [17]

Werden das mechanische und das akustische Modell zusammengefasst, entsteht die vollständige Formulierung der gekoppelten akustischen Modalanalyse, wie in Formel (3.13) dargestellt, welche in der FE-Methode Anwendung findet.

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M}_S & 0 \\ \bar{\rho}_0 \mathbf{R}^T & \mathbf{M}_F \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\underline{x}} \\ \ddot{\underline{p}}_e \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{C}_S & 0 \\ 0 & \mathbf{C}_F \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{\underline{x}} \\ \dot{\underline{p}}_e \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{K}_S & -\mathbf{R} \\ 0 & \mathbf{K}_F \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \underline{x} \\ \underline{p}_e \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \underline{\vec{F}}_S \\ \underline{\vec{F}}_F \end{Bmatrix}, \quad (3.13)$$

Der Index S beschreibt die Elemente aus dem strukturmechanischen Modell. \mathbf{R} ist als Koppelungsmatrix zwischen den beiden Gleichungssystemen definiert und beschreibt die Schnittstelle zwischen beiden Modellen. Nun wird deutlich wie die Matrizen aufgebaut sind. Wichtig ist die Erkenntnis, dass die Matrizen nicht mehr symmetrisch sind. Aus mathematischer Sicht bedeutet dies einen deutlich erhöhten Rechenaufwand zum Lösen des Gleichungssystems.

In Bezug auf die Diskretisierung des Problems für die FE-Anwendung ist die Ausbreitungsgeschwindigkeit des Schalls im Fluid wichtig. Bei der Diskretisierung muss auf die Größe der Elemente Rücksicht genommen werden. Das Netz muss fein genug sein. Zu große Elemente können Dispersionseffekte hervorrufen [18]. Um diesem Effekt vorzubeugen sollten pro Resonanz- oder Ausbreitungswellenlänge sechs Elemente hoher Ordnung oder zwölf Elemente niedrigerer Ordnung vorhanden sein. Dieser „Pollution-Effekt“ tritt dann auf, wenn bei der Lösung der Helmholtz-Gleichung mit dem Galerkin-Verfahren (FEM) die berechnete Wellenzahl mit der exakten Lösung nicht übereinstimmt. Das ist der Fall, wenn die Elementgröße nicht entsprechend der Elementordnung und der Wellenlänge wie in Abbildung 17 angepasst wird. Elemente hoher Ordnung eignen sich nicht nur besser, um den Dispersionseffekt zu vermeiden, sondern eignen sich zudem besser, um gekrümmte Oberflächen zu vernetzen. Sie weisen entlang der Kanten Mittelknoten auf und dadurch können sie die Oberfläche besser annähern. Bei Anwendung verschiedener Materialien gilt es die Elementgröße dementsprechend anzupassen und auf einen feinen Übergang zu achten.

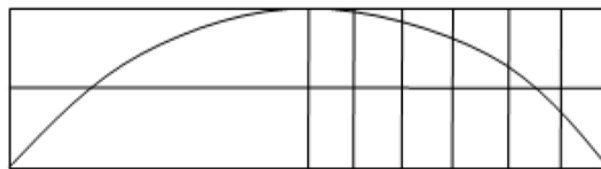


Abbildung 17 Druckverteilung im Fluid des FE-Modells, Dispersionseffekt [16]

3.3.1 Zusammenfassung der akustischen Modalanalyse

Die nachfolgende Abbildung 18 dient einer strukturellen Zusammenfassung der Herleitung des FE-Modells.

Impulserhaltung: Strömungslehre

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \cdot \nabla u \right) = F - \nabla p + \mu \nabla^2 u$$

↓ Ruhendes Fluid, kleine Druckschwankungen

Wellengleichung (Frequenzbereich): Akustik

$$\nabla^2 p(\omega) + \frac{\omega^2}{c_0^2} p(\omega) = -j\rho_0\omega q$$

↓ Diskretisierung & Numerik

Gewichtete Residuen Form der Helmholtz-Gleichung:

$$\int_V (\nabla \tilde{p} \nabla p) dV - \omega^2 \int_V \left(\frac{1}{c^2} \tilde{p} p \right) dV = \int_V j\rho_0\omega \tilde{p} q dV - \int_{\Omega} (j\rho_0\omega \tilde{p} v n) d\Omega$$

Ak. Steifigkeitsmatrix:

$$[K] = \int_V ([B]^T \cdot [B]) \cdot dV$$

Ak. Anregungsvektor:

$$\{Q_i\} = j\rho_0\omega \left(\int_V (\bar{q}_i [N]^T \cdot \delta) \cdot dV \right)$$

Ak. Massenmatrix:

$$[M] = \int_V \left(\frac{1}{c^2} [N]^T \cdot [N] \right) \cdot dV$$

Ak. Dämpfungsmatrix:

$$[C] = \int_{\Omega_Z} (\rho_0 A [N]^T \cdot [N]) \cdot d\Omega$$

Akustisches FE-Modell:

$$[M_F] \ddot{\underline{p}}_e + [C_F] \dot{\underline{p}}_e + [K_F] \underline{p}_e = \underline{\vec{F}}_F$$

Mit der räumlichen Kopplungsmatrix [-R]

Gekoppeltes FE-Modell:

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M}_S & 0 \\ \bar{\rho}_0 \mathbf{R}^T & \mathbf{M}_F \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\underline{x}} \\ \ddot{\underline{p}}_e \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{C}_S & 0 \\ 0 & \mathbf{C}_F \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{\underline{x}} \\ \dot{\underline{p}}_e \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{K}_S & -\mathbf{R} \\ 0 & \mathbf{K}_F \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \underline{x} \\ \underline{p}_e \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \underline{\vec{F}}_S \\ \underline{\vec{F}}_F \end{Bmatrix}$$

Strukturmechanik:

$$\mathbf{M} \ddot{\underline{x}} + \mathbf{C} \dot{\underline{x}} + \mathbf{K} \underline{x} = \underline{\vec{F}}$$

Abbildung 18 Gesamtmodell der Finiten-Elemente-Anwendung, adaptiert aus [17]

3.4 Experimentelle Modalanalyse

Die experimentelle Modalanalyse stellt das Bindeglied aus Theorie, welche in den vorherigen Kapiteln (klassische und akustische Modalanalyse) beschrieben wurde, mit der praktischen Anwendung dar. Ziel ist es, die theoretischen Überlegungen und die gewonnenen Modelle durch praktische Versuche zu bestätigen. Teile der Durchführung einer experimentellen Modalanalyse werden am konkreten Beispiel eines Laufrades und einer Leitschaufel im nachfolgenden Kapitel exerziert und beschrieben.

Einer der entscheidendsten Parameter zur Bewertung eines Systems ist das Übertragungsverhalten, welches durch die FRF beschrieben wird. Die mathematische Formulierung ist in Formel (3.8) ersichtlich. Die FRF wird durch die Systemeigenschaften maßgeblich beeinflusst, zu welchen die modale Masse, die Steifigkeit und die Dämpfung gehören. Damit eine Struktur vollständig beschrieben werden kann müssen drei Größen bekannt sein [12]:

- Anregung in Punkt A (Kraft, Impuls)
- Systemeigenschaften zwischen beiden Punkten
- Antwortverhalten in Punkt B (Beschleunigung, Schnelle, Auslenkung)

Wie in Abbildung 19 abstrahiert dargestellt, wird das Verhalten des Systems durch eine aus der Systemtheorie bekannten Black Box dargestellt. Sind zwei Größen bekannt, kann die Dritte berechnet werden. Im Fall der Modalanalyse ist das Systemverhalten die Unbekannte. Um das Systemverhalten oder auch Übertragungsverhalten genannt, bestimmen zu können, muss die Anregung und die Antwort messtechnisch aufgenommen werden. Daraus können dann wichtige Informationen über die Eigenfrequenzen, Eigenmoden, wichtige modale Parameter wie Dämpfung und Steifigkeit sowie die FRF bestimmt werden.

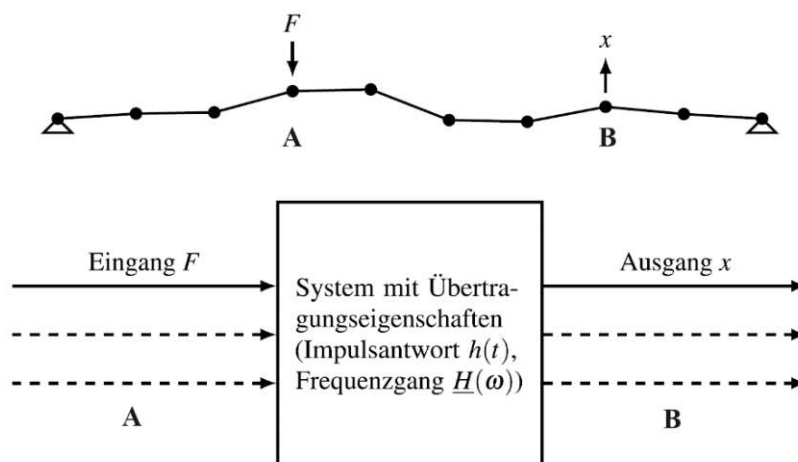


Abbildung 19 Beschreibung eines Systems durch Eingangs- und Ausgangsgrößen [13]

Damit das System eine Antwort gibt, muss es angeregt werden. Die am häufigsten verwendete Methode zur Anregung ist die Verwendung eines **Shakers** oder eines

Impulshammers. Shaker werden häufig zur reproduzierbaren Anregung eingesetzt. Die Leistung des Shakers muss an die Größe und Steifigkeit der Struktur angepasst sein. Gemäß nach der Einteilung in Kapitel 3.1 kann diese Art der Anregung als periodisch klassifiziert werden. Die dauerhafte Anregung ermöglicht eine lange Messdauer. So kann eine zeitlich nacheinander folgende Abtastung mehrerer Messpunkte durchgeführt werden. Shaker werden zur Bestimmung modaler Parameter, aber auch zur Remodellierung von Eigenformen des Gesamtsystems verwendet. Durch Abtasten eines Messrasters an der Oberfläche können Rückschlüsse auf die Eigenformen gezogen werden. Zudem ermöglicht eine zeitlich variable Anregung des Shakers eine experimentelle harmonische Modalanalyse. Es können bestimmte zeitliche Anregungsverläufe nachgebildet werden, was einer transienten Analyse entspricht. Dadurch können Betriebsschwingungen der Struktur simuliert werden.

Der **Impulshammer** zeichnet sich durch seine kostengünstige Anschaffung, einfache Handhabung und die Möglichkeit einer breitbandigen Anregung des Systems aus. Wie der Name bereits impliziert, bewirkt er eine impulsartige Anregung. Abhängig vom verwendeten Gewicht und der eingesetzten Spitze kann der gewünschte angeregte Frequenzbereich variiert werden. Dies ist in Abbildung 20 deutlich ersichtlich. Eine weiche Spitze ruft durch den gedämpften, verzögerten Aufschlag einen längeren, aber dafür weniger starken Impuls hervor. Eine abfallende Anregung in Richtung höherer Frequenzbereiche wird erzielt. Das Gewicht des Hammers richtet sich nach der benötigten Leistung, also nach der Masse des Objekts. Insbesondere für große Versuchsobjekte ist eine kräftige Anregung erforderlich. Der zu untersuchende Frequenzbereich muss also mittels Gewicht und Material der Spitze eingestellt werden. Zur Datenerfassung wird der Impulshammer mit einem Kraftaufnehmer ausgestattet. Der Aufschlag wird wie im linken Diagramm in Abbildung 20 dargestellt, aufgezeichnet. Im Diagramm gut ersichtlich ist der Unterschied zwischen einer weichen und harten Spitze. [13]

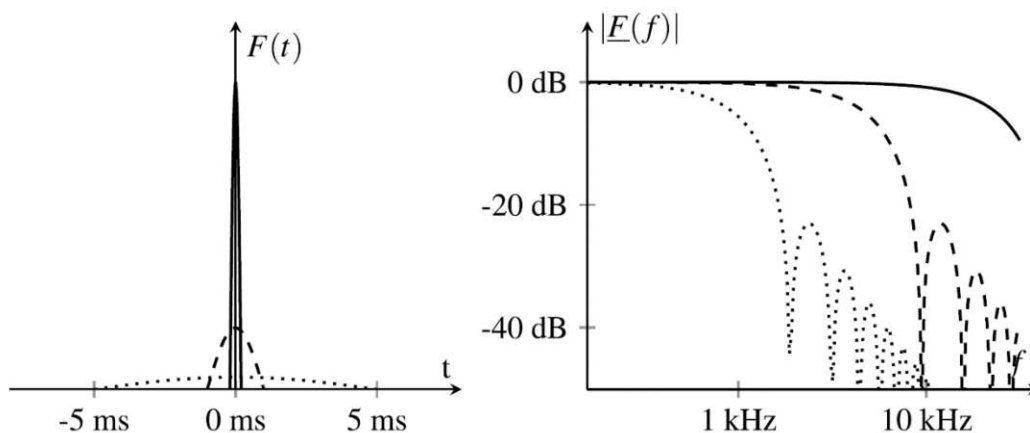


Abbildung 20 Impulsverlauf und Betrag der Fourier Transformation einer harten, _ _ _ weichen und . . . sehr weichen Hammerspitze [13]

Damit die schwingende Struktur nicht von äußeren Anregungen beeinflusst wird, muss der Lagerung des zu untersuchenden Objekts besonderer Aufmerksamkeit geschenkt werden, da die Messergebnisse wesentlich davon abhängen. Es kann eine definierte Lagerung oder gar keine angewendet werden. Keine Lagerung entspräche dem Verhalten eines schwebenden Objektes. Ersteres ist einfacher in der praktischen Gestaltung, birgt aber gewisse Risiken, denn eine perfekte Lagerung ist stets eine Idealisierung. Es gibt immer eine Reststeifigkeit oder ungewisse Einflüsse einer Lagerung. Die Möglichkeit der freien Lagerung erscheint im ersten Moment unpraktikabel. Bei genauer Betrachtung kann diese aber relativ einfach näherungsweise realisiert werden. Ein gutes Beispiel ist die Luftpolsterlagerung. Ein ausreichend groß dimensionierter Luftpolster garantiert eine Entkoppelung zur Umgebung. Die Eigenresonanz des Luftpolsters darf nicht zu nahe an der des Objektes liegen. Relativ unabhängig von der Größe des Luftpolsters, ergibt das Verhältnis aus der Steifigkeit zu seiner sehr kleinen Masse eine tiefe Eigenresonanzfrequenz. Es sei hier wiederum auf die Berechnung der Eigenfrequenz hingewiesen (Formel (3.5)). Eine andere Möglichkeit der definierten Lagerung ist die punktuelle Aufhängung. Hier muss darauf geachtet werden, dass die Aufhängung die Freiheitsgrade nicht zu stark einschränkt und die Entkoppelung zur Umgebung durch ein geeignet abgestimmtes Mittel stattfindet. Geeignete Mittel sind Seile und Ketten. Die dem System hinzugefügte Masse spielt beim Kettengehänge die größte Rolle. Eine Anregung oder Übertragung von Schwingungen ist nur in Seilrichtung möglich und kann durch ein abgestimmtes Feder-Dämpfer-System noch einmal entkoppelt werden. Auf die Auswirkung einer solchen Aufhängung wird in der Auswertung der Messergebnisse in Kapitel 4 genauer eingegangen.

Die Berechnung der FRF wird mit den gewonnenen Daten aus Anregung und Antwort laut Formel (3.8) durchgeführt. Aus der FRF können dann wiederum die modalen Parameter zur Beschreibung des Modalen System berechnet werden. Zwei häufig verwendete Verfahren sind das Amplituden Fit und das Circle Fit Verfahren. Beide basieren auf dem SDoF-System. Für komplexe Strukturen mit einer hohen modalen Kopplung sind Methoden basierend auf dem MDoF-Verfahren besser geeignet. Modale Kopplung bedeutet, dass die Eigenfrequenzen sehr nahe beieinanderliegen und eine Unterscheidung der Eigenformen schwierig fällt. Da es im Zuge dieser Arbeit nicht notwendig war die gesamten modalen Parameter zu bestimmen, wird auf weiterführende Literatur [13], [12] verwiesen.

3.4.1 Durchführung der experimentellen Modalanalyse

Um die Gültigkeit des modalen Modells, der modalen Parameter wie Steifigkeit, Dämpfung und das Eigenschwingungsverhalten (Eigenmoden und Eigenfrequenzen) aus der Simulation bewerten zu können, ist ein Vergleich mit empirisch ermittelten Werten notwendig. Für diese Arbeit reicht eine Korrelation durch ein Gegenüberstellen

der Frequenzspektren aus. Die Ermittlung der modalen Parameter, wie z.B. die Dämpfung wurden nicht durchgeführt. Aufgrund vorangegangener Arbeiten kann die Materialdämpfung vernachlässigt werden. Erst ab einem Frequenzbereich im vierstelligen Bereich treten merkbare Abweichungen im einstelligen Hz-Bereich auf [7]. Diese Ergebnisse werden im Kapitel 4 bestätigt. Zur Validierung der Simulationsergebnisse wird das Laufrad in Luft angeschlagen und die Übertragungsfunktion wird bestimmt. Anschließend wird das gewonnene Frequenzspektrum daraus bestimmt und mit den Eigenfrequenzen aus der Berechnung gegenübergestellt.

3.4.2 Messaufbau

Zur Bestimmung der Eigenschwingungen des Laufrades und der Leitschaufel wurde das im Kraftwerk vorhandene Ersatzlaufrad verwendet. Für eine ideale Untersuchung sollte das Objekt klar definiert gelagert oder frei von jeglichen undefinierten Randbedingungen sein. Für die Untersuchung im Zuge dieser Arbeit wurde das Laufrad an drei Punkten mit Hilfe eines Portalkrans und eines Kettengehänges aufgehängt. Am Montageflansch des Laufrades sind Gewindebohrungen für den Anbau an die Welle vorhanden. An diesen Gewindebohrungen wurden drei Ringschrauben über Kreuz angebracht, an denen das Kettengehänge angeschlagen wurde. Die Position der Gewindebohrungen für die Ringschrauben sind in Abbildung 21 mit einem Pfeil gekennzeichnet. Die Leitschaufel wurde ebenso an einer Gewindebohrung am oberen Ende des Wellenstummels mittels einer Ringschraube und einer Kette aufgehängt.

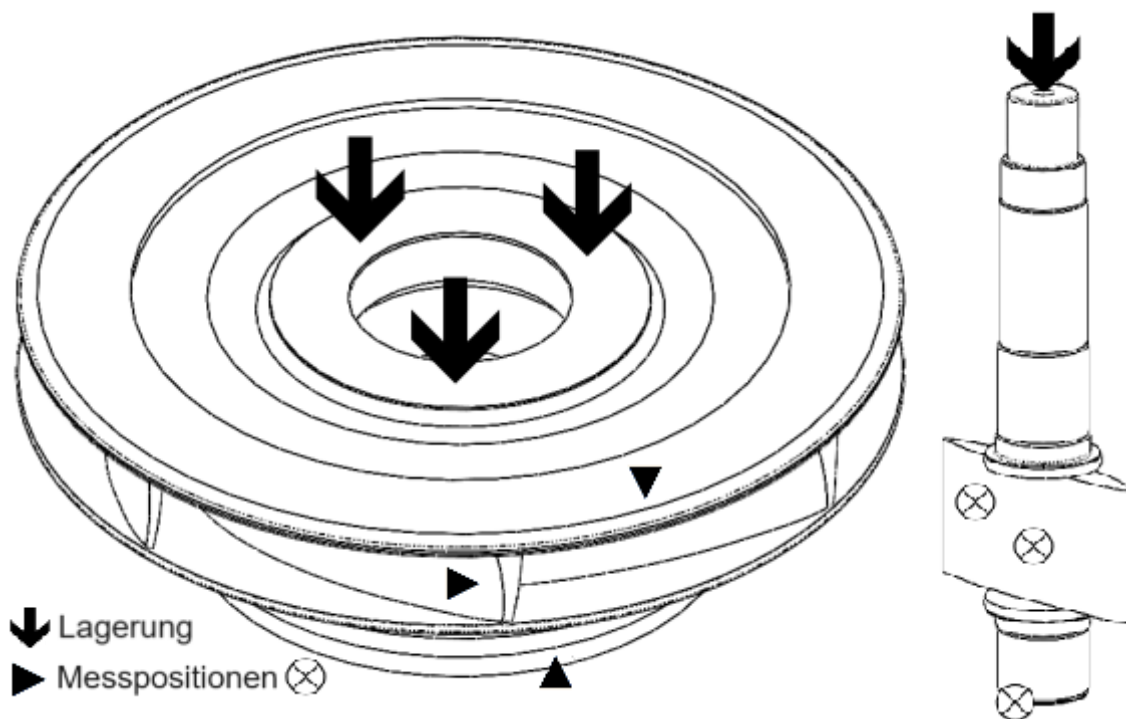


Abbildung 21 Lagerung und Messpositionen Ausschwingversuch

Der Beschleunigungssensor zur Bestimmung der Eigenfrequenzen ist so ausgelegt, dass er in allen Koordinatenrichtungen die Beschleunigung messen kann. Die Messpositionen wurden so gewählt, dass möglichst alle Koordinatenrichtungen abgedeckt werden können. Sie sind in Abbildung 21 gekennzeichnet. Um qualitativ möglichst hochwertige Daten zu generieren, ist eine bedachte Wahl der Positionen wichtig. Gewählt wurden hierfür auf dem Laufrad die Schaufelflächen, der Laufradboden und der Laufradkranz. Die Messpositionen des Beschleunigungssensors sollen fernab von Versteifungen sein. Umso frei beweglicher das Strukturelement auf dem der Sensor platziert wird, umso höhere Amplituden können aufgezeichnet werden. Vorsicht ist trotzdem geboten. Wird der Beschleunigungsaufnehmer auf einer Knotenlinie platziert, wird die dazugehörige Eigenfrequenz nicht aufgezeichnet und ist somit im Frequenzspektrum nicht sichtbar. Auswirkungen bei der Wahl der Messposition werden in Kapitel 4.1 beschrieben. Der Laufradboden und die Schaufelflächen werden aufgrund der großen, freien, schwingungsfähigen Fläche gewählt. Die Schaufeln stellen eine Versteifung des Laufradbodens dar. Je steifer die Geometrie, desto geringer die messbare Verformung. Die Positionierung des Beschleunigungssensors wird deshalb mittig, zwischen den Schaufeln auf der Deckfläche des Laufradbodens gewählt. Die zweite Messposition befindet sich auf der Schaufelfläche, um eventuell unabhängig auftretende Schaufelschwingungen zu registrieren. Die dritte Messposition wurde an der unteren Stirnfläche des Laufradkranzes gewählt.

Um möglichst keine Knotenlinie zu erwischen, wurden die Messpositionen an der Leitschaufel ebenfalls variiert. Da eine Positionierung des flachen Messaufsatzes entlang der Wellenstummel unpraktikabel war, wurden Positionen auf der Schaufelfläche und am unteren Ende des Wellenstumpfes gewählt. Mittige Messpositionen sind zu vermeiden, um ein Erwischen der Biegeknotenlinie zu verhindern.

4 Ergebnisse Modalanalyse

Im Zuge dieses Kapitels werden die Ergebnisse der experimentellen, der klassischen und der akustischen Modalanalyse ausgewertet und korreliert. Ein wichtiger Aspekt dieser Arbeit ist die Verifizierung der Gültigkeit der Simulationsergebnisse. Dazu werden die Ergebnisse der experimentellen Modalanalyse zur Validierung herangezogen. Die Validierung beinhaltet das Gegenüberstellen des in Luft gemessenen Frequenzspektrums mit den Ergebnissen aus den Berechnungen der FEA. Auf potenzielle Fehlerquellen wird eingegangen. Weiteres werden die Simulationsergebnisse der akustischen Modalanalyse („added mass Effekt“) diskutiert und eine Korrelation mit der Schwingungsmessung aus dem Kraftwerksbetrieb angeführt.

4.1 Ergebnisse Experimentelle Modalanalyse

Die praktische Durchführung einer experimentellen Modalanalyse wird in Kapitel 3.4 beschrieben. Eine Identifikation der Moden mittels Rastermessung ist aufgrund der Komplexität der Laufradstruktur und der Eigenmodenform nicht möglich. Im Zuge der praktischen Messungen im Kraftwerk wurde das Laufrad und die Leitschaufel mit einem kommerziellen Handschwingmessgerät vermessen (Daten Messgerät siehe Anhang B). Die Erstellung des Frequenzspektrums aus den Beschleunigungsdaten erfolgt mittels FFT und wird bereits während der Messung im Schwingungsmessgerät durchgeführt. Angeregt wird die Struktur mit einem Impulshammer. Um etwaigen Beschädigungen der Oberfläche entgegenzuwirken, wird eine Kunststoffspitze verwendet. Damit grobe Messfehler ausgeschlossen werden können, werden die Messungen an verschiedenen Messpositionen durchgeführt und wiederholt. Die Schwingungsmessungen am Laufrad und an der Leitschaufel werden an drei unterschiedlichen Messpositionen (siehe Abbildung 21) mit jeweils mehreren Messwiederholungen durchgeführt. Anschließend an die erste Messung wurden die ersten Eigenfrequenzen ermittelt und das Frequenzspektrum entsprechend eingegrenzt. Durch die Reduzierung der Breite des Frequenzspektrums wird die Messgenauigkeit erhöht. Die Frequenzspektren werden verglichen und sind in Abbildung 22 und 23 dargestellt. Die Ergebnisse der einzelnen Messungen weisen eine hohe Reproduzierbarkeit mit einer geringen Standardabweichung auf.

4.1.1 Messergebnisse Ausschwingversuch

Laufrad

Das Laufrad wurde im Frequenzbereich von 0 bis 1200 Hz untersucht. Die Eigenfrequenzen der FEA wurden von 0 bis 1000 Hz ermittelt. Bei Betrachtung von Mode Nr. 3 bei 537 Hz kann an der Messposition auf der Schaufelfläche ein verhältnismäßig geringer Ausschlag festgestellt werden (siehe Kennzeichnung ► in Abbildung 21, 22). Das gleiche gilt für den Doppelmode Nr. 6 und 7 bei 647 Hz. Hier haben die Schaufelflächen eine geringe Beteiligung an der Verformung. Besonders bei Mode Nr. 3 kann die geringe Beteiligung der Schaufelfläche am Schwingvorgang in Tabelle 1 gut erkannt werden. Blaue Bereiche deuten auf eine geringe Verformung hin. Die Sensorposition an der unteren Seite des Laufradkranzes konnte den Doppelmode Nr. 10, 11 (759 Hz, Kennzeichnung ▲ in Abbildung 21, 22) und Mode Nr. 16 (870 Hz, Kennzeichnung ▲ in Abbildung 21, 22) nicht ausreichend auflösen. Ebenso kann hier an der Modenform der jeweiligen Eigenfrequenz die Ursache erklärt werden. Der Bereich, an dem der Sensor platziert ist, bleibt während des Schwingvorgangs vergleichsweise unbewegt, weshalb er bei der genannten Modenform entweder keine oder eine unzureichende Amplitude aufzeichnet. Es ist ein klarer Zusammenhang im Messergebnis zwischen Messposition und Modenform wiedererkennbar. An diesem Beispiel ist die Methodik der Rastermessung eines Objektes zur Erkennung der Modenform deutlich bestätigt. Die Ergebnisse der Messung und die Zuordnung zu den jeweiligen Moden des Laufrades findet sich in Tabelle 5 wieder.[17]

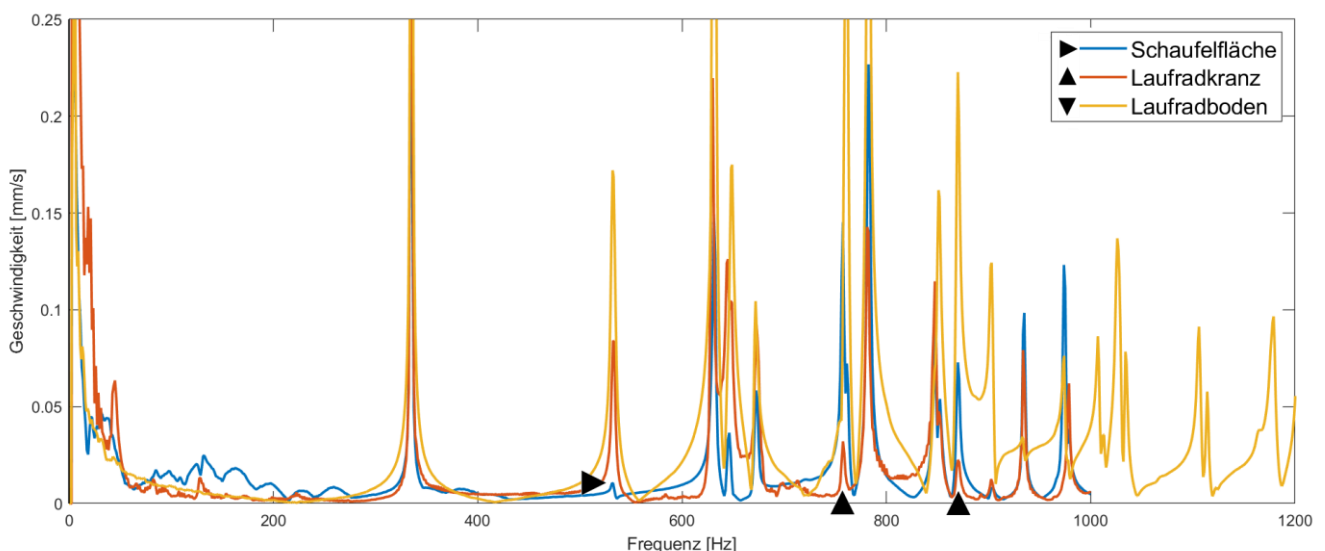


Abbildung 22 Frequenzspektrum Ausschwingversuch Laufrad

Leitschaukel

In Abbildung 23 ist das Frequenzspektrum der mittigen Schaufelmessposition dargestellt. In diesem Diagramm sind die berechneten Eigenmoden aus der FEA mit vertikalen Linien eingezeichnet. Eine Auflistung der Eigenmoden mit der jeweiligen Frequenz findet sich in Tabelle 3. Die Leitschaukel schwingt durch das im Verhältnis zum Laufrad geringe Gewicht in einem viel höheren Frequenzbereich. Gemessen wurde von 0 bis 4500 Hz. Wie bereits bei den Messergebnissen des Laufrades beschrieben, hat die Positionierung der Sensoren wesentlichen Einfluss auf das Messergebnis, welche hier noch deutlicher sichtbar wird. Der zweite Eigenmode stellt die Biegeschwingung um die steife Biegeachse dar. Wie in Tabelle 1, Mode Nr. 2 ersichtlich, befindet sich ein Knotenpunkt, -Linie in der Mitte der Schaufelfläche. In Abbildung 21 ist die dazu passende Messposition auf der Schaufelfläche vermerkt. Die Biegeschwingung kann aufgrund des statischen Bereichs deshalb nicht oder nur gering vom Beschleunigungssensor registriert werden. Dasselbe gilt für Mode Nr. 4 und 5 (siehe Tabelle 2). Es ist erkennbar, dass die Ergebnisse der FEA im größeren Maßstab abweichen als diejenigen des Laufrades. Grund dafür ist vermutlich die Lagerung, auf welche im nachfolgenden Kapitel eingegangen wird.

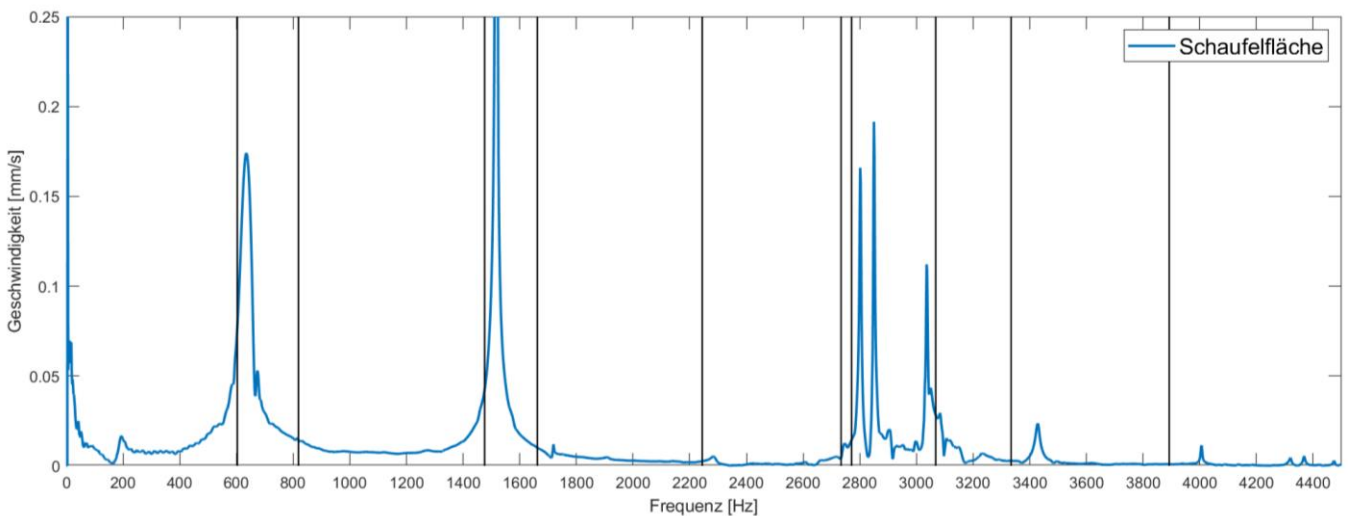


Abbildung 23 Frequenzspektrum Ausschwingversuch Leitschaukel mit berechneten Eigenfrequenzen (vertikale Linien)

Mode Nr.	Messwerte [Hz]	FEA Ergebnis [Hz]	Abweichung [%]
1	634	603,43	4,82%
2	812	819,86	-0,97%
3	1518	1476,30	2,75%
4	1720	1662,50	3,34%
5	2282	2244,40	1,65%
6	2801	2733,80	2,40%
7	2850	2771,20	2,76%
8	3037	3068,00	-1,02%
9	3431	3334,20	2,82%
10	4007	3892,80	2,85%
Mittlere globale Abweichung:			2,14%

Tabelle 3 Messwerte und FEA-Ergebnisse der Leitschaukel, Abweichung der FEA-Ergebnisse zu den Messwerten in [%]

4.1.2 Diskussion der Messergebnisse (Ausschwingversuch)

Einfluss der Lagerung

Wie bereits mehrfach angesprochen, hat die Lagerung einen wesentlichen Einfluss auf das Schwingungsverhalten eines Systems. Das Ergebnis der Messung sollte so wenig wie möglich, im Idealfall gar nicht von der Lagerung beeinflusst werden. Dass dies aber nicht der Fall ist, kann an den Messergebnissen der Leitschaukel erkannt werden. Hier ist vor allem der Masseinfluss der Kette ersichtlich. Formel (3.5) der Eigenkreisfrequenz verdeutlicht das Problem: Die Aufhängung an einer Kette verändert die Steifigkeit wenig bis gar nicht. Die zusätzliche Kettenmasse im Nenner hat einen viel größeren Einfluss. Insbesondere auf das geringe Gewicht der Leitschaukel bezogen. Dadurch verschieben sich die Eigenresonanzen tendenziell in tiefere Bereiche. Dieser Zusammenhang ist gut in Diagramm 23 ersichtlich. Die Eigenmoden werden durch die Ergebnisse der Berechnung tendenziell zu tief angegeben. Einzige Ausnahme bildet Mode Nr. 8 bei 3037 Hz.

Werden die Abweichungen in Tabelle 3, 5 und Abbildung 25 betrachtet, kann kein eindeutiger Trend der Abweichungen bezogen zur Höhe der Eigenfrequenz festgestellt werden. Die Größe und Richtung der Abweichung der FEA- Ergebnisse sind wie in Abbildung 25 und Tabelle 5 ersichtlich, abhängig von der Schwingform. Eine Tendenz hin zu höheren oder tieferen Frequenzen kann nicht festgestellt werden. Es ist darauf zu schließen, dass die Einflüsse der Lagerung, bzw. die Masse des Sensors auf die Leitschaukel eine größere Auswirkung auf die Messergebnisse haben als beim Laufrad. Ein unterschiedlicher Einfluss bezogen auf die Messung der jeweiligen Eigenfrequenz wird vermutet.

Aus praktischen Gründen wurde sowohl bei der Leitschaukel als auch beim Laufrad eine Lagerung an einem Kettengehänge gewählt. Aus Sicherheitsgründen ist eine

Einpunktaufhängung des Laufrades nicht möglich. Durch die Lagerung des Laufrades an drei Punkten werden die Freiheitsgrade eingeschränkt, freie Schwingungen können behindert werden. Trotzdem konnte kein großer Einfluss in den Messergebnissen gefunden werden. Die Berechnung und die Messergebnisse stimmen beim Laufrad sehr gut überein. Eine mittlere absolute Abweichung von 0,25% der Eigenfrequenzen vom feinsten Modell zur Messung ist tolerierbar.

Ein weiterer Punkt der zur Vollständigkeit angeführt wird: Die Lagerung an der Kette stellt keine ideale Schwingungsisolierung zur Umgebung dar. Die Kette kann in Zugrichtung Schwingungen des Gebäudes über den Kran einleiten. Während der Messung im Kraftwerk wurde deshalb darauf geachtet, dass die Wasserkraftmaschinen während den Messungen außer Betrieb waren.

Einfluss der Messposition

Wie bereits mehrfach erwähnt spielt die Wahl der Messposition eine wesentliche Rolle. Die Messposition darf sich nicht in der Nähe eines Knotenpunktes, oder Linie befinden, da ansonsten der dazugehörige Eigenmode in der Messung schwach oder gar nicht registriert wird.

Einfluss der Sensormasse

So wie die zusätzliche Masse der angeschlagenen Kette das Ergebnis verändert, ändert auch die Masse des Beschleunigungssensors das Verhältnis aus Steifigkeit und Masse und damit die Eigenkreisfrequenz. Die Sensormasse darf in keinem Fall größer als 1/10 der Bauteilmasse sein [12]. Zusätzlich muss die Position und die Beteiligung der Sensormasse am Schwingvorgang berücksichtigt werden, da die Masse eine zusätzliche Trägheit dem System aufbringt und den Frequenzbereich dadurch verändert. Im Verhältnis zum Laufrad und der Leitschaukel ist die Sensormasse vernachlässigbar klein.

4.2 Validierung der Laufradergebnisse

Die berechneten Eigenfrequenzen und deren Schwingform müssen einer Validierung unterzogen werden. Um die Schwingform auf ihre Richtigkeit zu prüfen, bedarf es einer Rastermessung. Dies ist aufgrund der Komplexität der Struktur und aus Ressourcengründen nicht möglich. Nach mehrmaliger Nutzung der kommerziell erhältlichen Software und nach einschlägiger Überprüfung an einfachen Balkenmodellen, deren Ergebnisse analytisch verifizierbar sind, wird darauf vertraut, dass richtige Ergebnisse berechnet werden. Trotzdem wird ein Vergleich mit Ergebnissen aus anderen Arbeiten, wie z.B. [7] und [14] gezogen um die Plausibilität der Schwingformen zu prüfen.

4.2.1 FEA in Luft

Um eine qualitativ hochwertige Vernetzung sicherzustellen, wird eine Netzunabhängigkeitsstudie durchgeführt. In einem ersten Schritt wird der Einfluss der Elementgröße auf die Netzfeinheit und das Ergebnis überprüft. Da der Rechenaufwand enorm mit der Netzfeinheit steigt, folgt im zweiten Schritt eine Sensitivitätsstudie an der Geometrie. Vereinfachungen wie Radien, kleine Bohrungen, Senkungen und Dichtringnuten werden entfernt und ihre Auswirkungen auf das Ergebnis werden überprüft. Für die Berechnung der Ergebnisse des akustischen und des strukturmechanischen Modells wird die Materialdämpfung aufgrund vorangegangener Erkenntnisse aus [7,19], vernachlässigt.

4.2.2 Sensitivitätsstudie Netzfeinheit

Qualitativ hochwertige Ergebnisse in der Finite Elemente Analyse erfordern ein qualitativ hochwertiges Netz. Dafür wird zuerst der Einfluss der Netzfeinheit in einer Sensitivitätsstudie untersucht. Ziel dieser Untersuchung ist es, die im späteren Verlauf durchgeführten Analysen im Wasser mit einer ausreichenden Netzfeinheit durchführen zu können. Die Rechenzeiten des ungekoppelten Modells sind gering und erlauben eine relativ schnelle Parameterstudie. Wie in den späteren Kapiteln ersichtlich, steigt der Rechenaufwand im gekoppelten FE-Modell erheblich an. Deshalb wird hier eine qualitative Aussage über eine ausreichende Netzfeinheit überprüft, um in den anschließenden Berechnungen Ressourcen zu sparen. Basis für die Untersuchungen bildet das Laufrad. Für die Vernetzung wurden SOLID 187 Elemente verwendet. Sie besitzen eine quadratische Ansatzfunktion. Die Eigenschaften der verschiedenen feinen Netze werden in Tabelle 4 und Abbildung 24 dargestellt. Auf der x-Achse werden die verschiedenen feinen Netze angeführt. Tabelle 4 gibt Auskunft über die Anzahl der Elemente, Knoten und die mittlere absolute Abweichung (MAD, Mean Absolute Deviation) der berechneten Eigenfrequenzen zu denen aus den Messergebnissen. Unter mittlere absolute Abweichung versteht sich die Abweichung jeder einzelnen berechneten Eigenfrequenz zur gemessenen Eigenfrequenz, die im Anschluss aufsummiert und gemittelt werden. Die Messwerte, zu denen die Abweichungen gebildet werden, sind in Tabelle 5 ersichtlich.

Mesh Nr.	1	2	3	4	5	6
Elemente	87 356	191 646	283 610	432 477	696 976	2 353 171
Knoten	157 410	336 213	494 092	752 249	1 205 847	4 019 509
Rechenzeit [s]	25	47	77	378	548	1 583
MAD [%]	2,49%	0,89%	0,75%	0,58%	0,40%	0,25%

Tabelle 4 Ergebnisse der Sensitivitätsstudie über die Netzfeinheit an der Laufradgeometrie

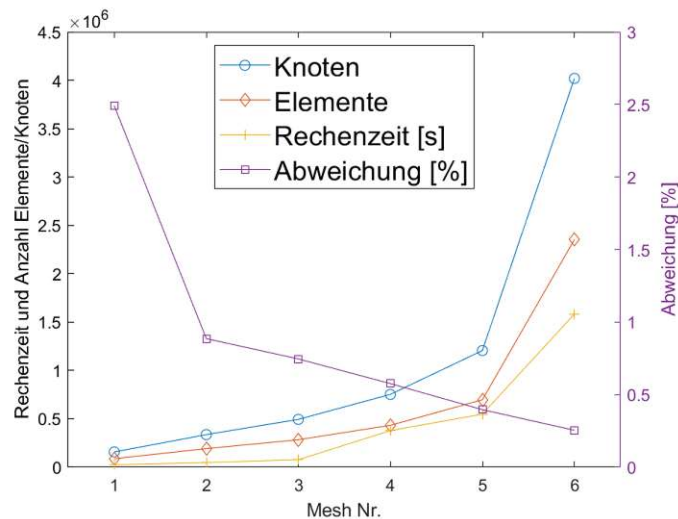


Abbildung 24 Einfluss der Netzfeinheit auf Elemente-, Knotenanzahl, Rechenzeit und mittlere absolute Abweichung zu den Messergebnissen

Zwischen dem feinsten und dem größten Netz ist eine stetig sinkende mittlere absolute Abweichung der berechneten Eigenfrequenzen zu den gemessenen festzustellen. Dazu wird dem Verlauf der Abweichung auf der Sekundärachse von Abbildung 24 gefolgt. Die primäre Y-Achse stellt die Anzahl der Elemente und Knoten dar. Die Darstellung der Rechenzeit ist rein qualitativ. Die mittlere absolute Abweichung liegt am Anfang im einstelligen Prozentbereich und minimiert sich bis auf einen Promillewert. Deutlich erkennbar ist ein linearer Zusammenhang zwischen Element-, Knotenanzahl und Rechenzeit in Abbildung 24.

Bemerkenswert ist, dass der Betrag der Einzelabweichung pro Eigenfrequenz einen signifikanten Zusammenhang mit der Schwingungsform hat. In der nachfolgenden Abbildung 25 und in Tabelle 5 ist gut erkennbar, dass die Systematik der Abweichung mit steigender Netzgüte über alle Moden gleich bleibt. Die mittlere absolute Abweichung wird mit steigender Netzfeinheit geringer. Im Vergleich zur Leitschaufel, wo keine Rotationssymmetrie besteht, gilt hervorzuheben, dass ein Großteil der Moden als Doppelmoden auftreten. Bei der Leitschaufel (siehe Tabelle 3) ist dies nicht der Fall.

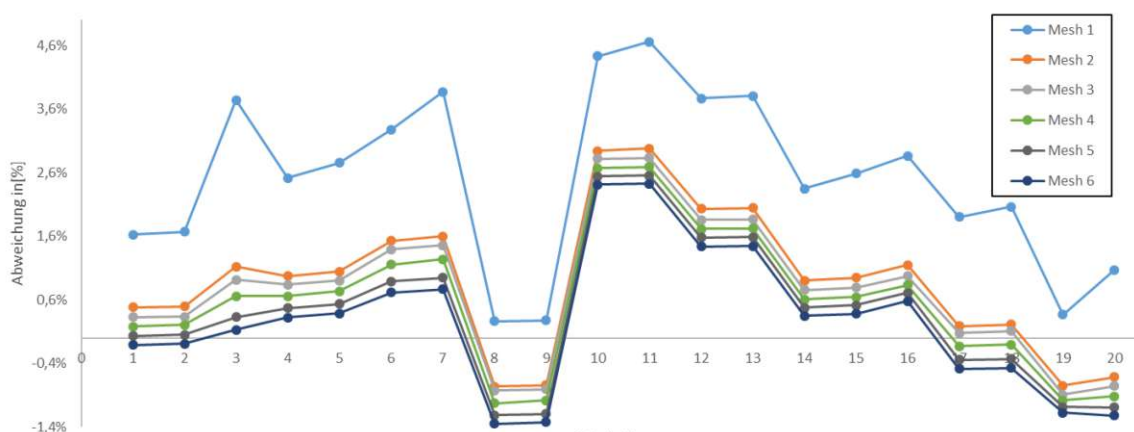


Abbildung 25 Abweichung der FEA-Ergebnisse des Laufes zu den gemessenen Eigenfrequenzen in [%]

Mode Nr.	Messwerte [Hz]	FEA Mesh 6 [Hz]	Abweichung [%]
1, 2	335	334,66	-0,11%
3	532,5	533,17	0,13%
4, 5	631	633,01	0,32%
6, 7	647	651,63	0,71%
8, 9	672	663,03	-1,35%
10, 11	759	777,73	2,41%
12, 13	782	793,39	1,44%
14, 15	850	853,25	0,38%
16	870	875,04	0,58%
17, 18	903	898,61	-0,49%
19	933	922,18	-1,17%
20	976	964,23	-1,22%
Mittlere globale Abweichung:			0,25%

Tabelle 5 Messwerte und FEA-Ergebnisse des Laufrades, Abweichung der FEA-Ergebnisse zu den Messwerten in [%]

Eine weitere Erkenntnis ist, dass ein zu grobes Netz, ein Vertauschen der Modenreihenfolge bewirken kann. Es ist darauf zu achten, dass ab einer bestimmten Grobheit des Netzes die exakte Zuordnung der Schwingformen aufgrund der Fehlerbreite einzelner Eigenfrequenzen variieren kann. Das bedeutet, dass sich die Moden in ihrer Reihenfolge verändern. Ein Beispiel sind die komplementären Schwingformenpaare 10/11 und 12/13. Diese beiden liegen im Frequenzbereich sehr nahe beieinander. Weicht der Doppelmode 12, 13 zu weit ab, vertauscht sich die Reihenfolge in ihrer Modennummerierung. Grund dafür ist, dass ab einer gewissen Elementgröße detaillierungsreiche Schwingungsformen nicht mehr sinnvoll aufgelöst werden können. Dazu zählen Schaufelschwingungen, die in Tabelle 1 mit Schwingungsmode Nr. 4 und 5 gekennzeichnet sind.

Für den weiteren Verlauf der FEA, insbesondere für die Berechnungen des gekoppelten Modells, wird das Netz Nr. 4 gewählt. Die mittlere absolute Abweichung beträgt weniger als 1%. Es stellt einen sinnvollen Kompromiss aus Genauigkeit und Rechenzeit dar.

4.2.3 Sensitivitätsstudie Modellierungsdetailgrad

Nachdem der Einfluss der Netzfeinheit überprüft wurde, konnte ein ausreichend feines Netz definiert werden. Im zweiten Schritt liegt der Fokus auf dem Modellierungsdetailgrad des Laufrades. Die Geometrie wird schrittweise vereinfacht. Die durchgeführten Vereinfachungen sind in Tabelle 6 angeführt. Im ersten Schritt werden sämtliche kleine Löcher ($D \leq 30$ mm) entfernt. Diese Größenordnung ist vertretbar, da die entfernten Löcher im Verhältnis zur Gesamtgeometrie des Laufrades ($D = 1890$ mm) viel kleiner sind. Im zweiten Schritt werden die Dichtringnuten zur Abdichtung auf der Kontaktfläche zwischen Welle und Laufrad entfernt. Als letzte Vereinfachung werden alle restlichen Rundungen, Fasen und Bohrungen entfernt. Die Vereinfachungen sind in Tabelle 6 aufgelistet. Um grobe Abweichungen der

Berechnung zwischen den Vereinfachungen feststellen zu können, werden die berechneten Eigenfrequenzen der verschiedenen Modelle V1 bis V5 der Messung gegenübergestellt und die mittlere absolute Abweichung wird berechnet (MAD). Die Ergebnisse der Sensitivitätsstudie über Vereinfachungen und deren Auswirkung sind in Abbildung 26 und Tabelle 7 ersichtlich. Basis zur Berechnung der Abweichung sind Messwerte (siehe Tabelle 4).

Vereinfachungen	
V1	Laufgrad mit allen Details
V2	Dichtringe Montageflansch
V3	Feine Phasen
V4	Radien Kranz, Montageflansch
V5	kleine Bohrungen, Bohrungsspitzen
V6	Entfernung Bohrungen, Phasen, Radien

Tabelle 6 Schrittweise Vereinfachung der Laufgradgeometrie

Die Anzahl der Elemente nimmt, ausgenommen von V3 auf V4, stetig ab. Das Ersetzen einer Rundung (R=25mm) mit einer 25x45° Fase von V3 auf V4 vergrößert das Volumen. Dadurch steigt die Anzahl der Elemente. Abschließend kann gesagt werden, dass die Auswirkung der Vereinfachungen auf die Rechenzeit minimal sind (siehe Abbildung 26), trotzdem darf nicht vernachlässigt werden, dass einzelne Fehler im Netz den gesamten Rechenvorgang unterbrechen. Detaillierte Geometrien neigen zur fehlerhaften Vernetzung und sind deswegen aus Erfahrung weitgehend zu vermeiden.

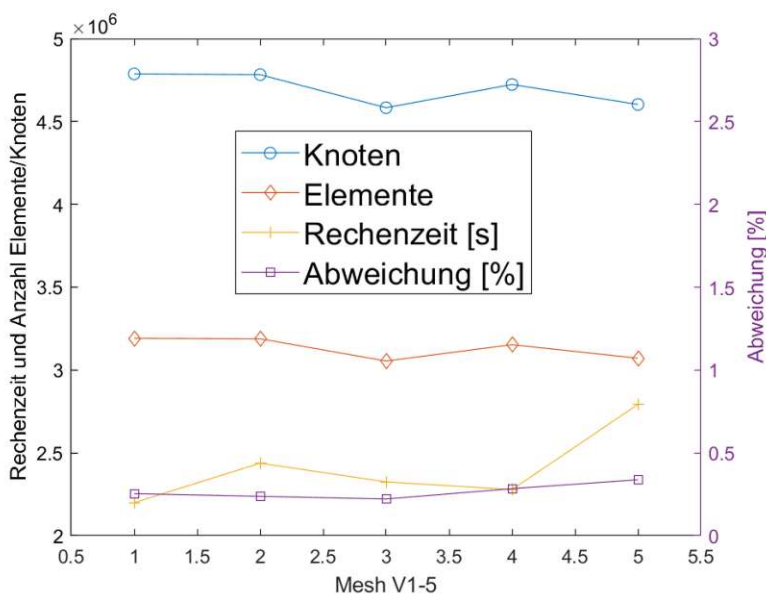


Abbildung 26 Modellierungsdetailgrad der Modelle und deren Auswirkung auf das Ergebnis

Geom Nr.	V1	V2	V3	V4	V5
Elemente	3191813	3188901	3054340	3153222	3071391
Knoten	4787374	4782636	4583052	4723441	4602927
Rechenzeit [s]	2200000	2438000	2325000	2279000	2793000
MAD [%]	0,25%	0,24%	0,22%	0,28%	0,34%

Tabelle 7 Sensitivitätsstudie Modelldetailierungsgrad

4.2.4 Randbedingung Lagerung

Die Simulation der Eigenschwingungen ohne Randbedingungen diente der Validierung der Simulationsergebnisse. In Betrieb erfahren die Bauteile gänzlich andere Rahmenbedingungen. Während das Laufrad am Montageflansch fest mit der Welle verschraubt wird, sind die Leitschaufeln an den Wellenschultern der Schaufel gelagert. Lagerstellen sind schwer zu modellieren. Noch dazu verändern sie ihre Eigenschaften im Laufe des Betriebs. Deshalb wird die Lagerung als ideal starr angenommen. Ziel dieser Simulationsergebnisse ist eine angenäherte Darstellung der möglichen Schwingformen im eingebauten Zustand.

Leitschaufel

In Abbildung 3 ist ersichtlich wie die Leitschaufel ober- und unterhalb des Schaufelprofils im Turbinendeckel und dem Turbinenboden gelagert ist. Am oberen Ende des langen Wellenstummels wird der Verstellmechanismus mit einem Hebel angeschraubt. Die Lagerstellen sind ober- und unterhalb der Schaufel mit Buchsen abgedichtet. Diese versteifen das System zusätzlich. Biegeschwingformen (wie z.B. Mode Nr. 1, 2, 3 und 5 in Tabelle 2) werden dadurch unterbunden. Rotatorische Freiheitsgrade um die Längsachse bleiben durch die Lagerung erhalten. Deshalb treten Torsionsschwingungen, wie Mode Nr. 8 in Tabelle 2 vermehrt auf. Biegeschwingungen der Schaufel, wie in Abbildung 27 werden durch die Randbedingungen nicht behindert und durch Strömungsphänomene wie dem Schaufelhinterkantenwirbel begünstigt.

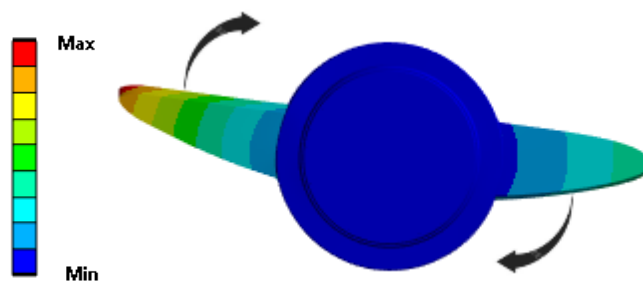


Abbildung 27 Biegeschwingungen der Leitschaufel

Laufrad

Das Laufrad erfährt am Montageflansch eine fixe Randbedingung. Im Bereich der Labyrinth-, bzw. Spaltringdichtungen sind die Spaltmaße sehr klein (0,6-1mm). Dadurch werden die freien Bewegungsmöglichkeiten stark eingeschränkt, sodass ähnlich wie bei der Leitschaufel Torsionsschwingungen begünstigt werden. Viele der in Luft auftretenden Schwingformen (Tabelle 1), wie z.B. Laufradkippen oder das Aufschwingen des Laufradbodens, werden durch den Radseitenraum begrenzt oder vollständig unterbunden. In Abbildung 28 ist erkennbar wie der Laufradboden und Konus durch die Einspannung am Montageflansch festgehalten werden. An den radial zunehmenden Verfärbungen ist der Verformungsgradient erkennbar, hervorgerufen durch die Verdrehung des Laufradkranzes. Zusätzlich versteifen die Schaufeln den Kranz mit dem Laufradboden, wodurch zwischen den Schaufeln Dellen im Laufradboden entstehen (siehe Abbildung 28 gelber Farbverlauf).

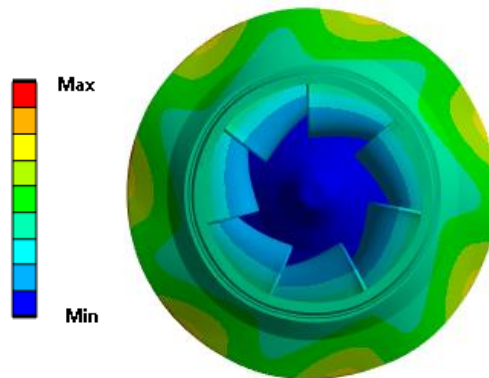


Abbildung 28 Torsionsschwingung des Laufradkranzes

4.3 Ergebnisse Akustische Modalanalyse

Während die vorhergehenden Berechnungen in Luft durchgeführt wurden, wird der eigentliche Einsatz des Laufrades im Fluid stattfinden. Um der realen Abbildung so nahe wie möglich zu kommen, wird das Laufrad im eingetauchten Zustand modelliert. Ziel dieser Betrachtung ist eine Abschätzung der Eigenfrequenzen, -formen und die Veränderung dieser in Bezug auf das Luftmodell.

Die Koppelung des strukturmechanischen Modells mit dem akustischen Modell erfolgt über ein FSI. Dieses Interface bezeichnet die Kontaktfläche zwischen Festkörper und Fluid. Zur exakten Berechnung muss im Zuge der Diskretisierung des Modells auf ein konformes Netz zwischen den beiden Körpern geachtet werden. Konform bedeutet, dass die Knoten des Strukturmodells mit den Knotenpunkten des akustischen Modells zusammenfallen. Abbildung 29 zeigt links ein nicht konformes und rechts ein konformes Netz. Während bei einem konformen Netz die Werte der Verschiebung direkt über die Koppelungsmatrix \mathbf{R} übergeben werden, müssen bei einem nicht

konformen Netz die Werte für die Knoten interpoliert werden. Das führt zu einem erhöhten Rechenaufwand, größeren Abweichungen und Konvergenzproblemen.

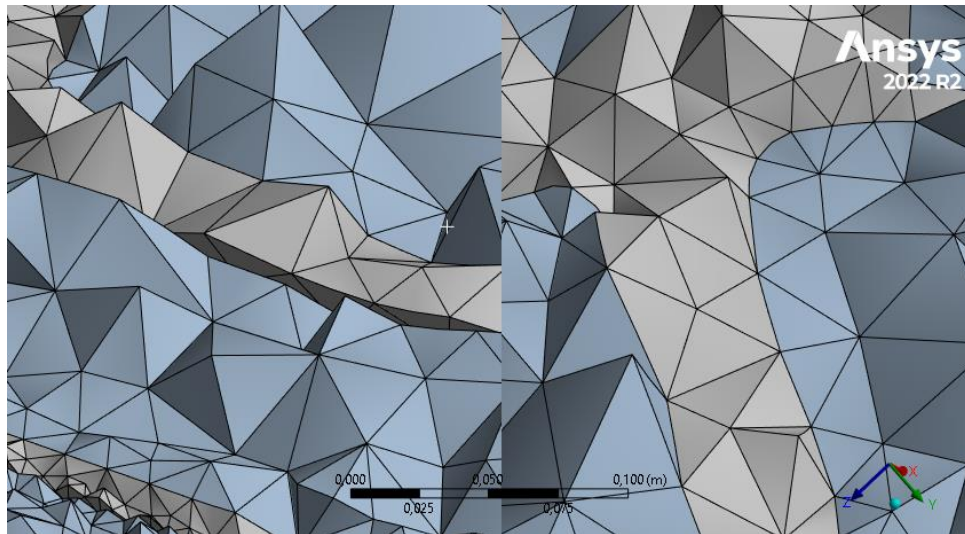


Abbildung 29 nicht konformes (links) und konformes Netz (rechts)

Im Zuge dieser Arbeit wurde das CAD-Modell aus dem Reverse Engineering verwendet. Das aus diesem Prozess erstellte Schaufelprofil enthält eine hohe Ordnung und Anzahl von NURBS, was die Vernetzung erschwerte. Damit die FEA-Software ein konformes Netz erstellen kann, muss auf eine ausreichende Anzahl an Elementen auf der Kontaktfläche (FSI) geachtet werden. Ist dies nicht der Fall, entstehen Lücken zwischen den Knotenpaaren, die zu den vorher genannten Konvergenzproblemen führen.

Untersucht wurde das Schwingungsverhalten des Laufrades und der Leitschaufel im eingetauchten Zustand. Der Abstand des Wasserzylinders soll mindestens $\frac{1}{3}$ der Laufradhöhe zu allen Seiten hin entsprechen. Damit sollen Reflexionen der Druckwellen an der Zylinderwandung vermieden werden. Ein größeres Volumen erhöht die Rechenzeit, hat aber keinen großen Einfluss auf die Genauigkeit des Ergebnisses.

Wie erwartet übt der „added mass Effekt“ eine Reduzierung der Eigenfrequenz aus. Eine Vertauschung der Reihenfolge der Schwingformen wie in Arbeit [7] beschrieben, kann ebenfalls festgestellt werden. Tabelle 7 zeigt, wie das Frequenzspektrum für die ersten 10 Eigenfrequenzen durch die zusätzliche Masse herabgesetzt wird. Die Moden, die in der Modalanalyse in Luft ermittelt werden, können aufgrund der unterschiedlichen physikalischen Bedingungen nicht direkt mit den Moden aus der akustischen Modalanalyse verglichen werden. Das Medium bewirkt nicht nur eine Verschiebung der Eigenfrequenzen, sondern verändert auch die Eigenform. Im akustischen Modell treten zusätzliche Schwingungsformen auf und einige der ursprünglichen Formen sind nicht mehr vorhanden.

4.4 Diskussion der Simulationsergebnisse (akustische Modalanalyse)

Aufgrund der komplexen Schaufelgeometrie und der hohen Anzahl an NURBS zeigt das Vernetzungsprogramm erhebliche Schwierigkeiten ein konformes Netz zu erstellen. Wird ein Detail geändert, führt die komplexe Vernetzung zu einer schlechten Reproduzierbarkeit der Ergebnisse.

Vernachlässigung der Materialdämpfung

Die Vernachlässigung der Materialdämpfung führte zu einer wesentlich besseren Konvergenz. Die Ergebnisse weichen nur geringfügig ab. Bereits andere Arbeiten haben gezeigt, dass die Materialdämpfung unter bestimmten Voraussetzungen vernachlässigt werden kann. Die Vernachlässigung der Fluidreibung wurde nicht angewandt. Dissipation im Fluid wurde berücksichtigt.

Abschließend werden in Tabelle 7 die Ergebnisse der 4 Analysen vom Laufrad gegenübergestellt. Die klassische Modalanalyse in Luft dient einer allgemeinen Validierung der gesamten Methodik. Danach wurden die Eigenschwingungsformen an einem am Montageflansch fixierten Laufrad untersucht. Analog wurden diese Untersuchungen im Wasser durchgeführt, um die Auswirkung des „added mass Effekts“ zu untersuchen.

Mode Nr.	Messergebnisse [Hz]	Luft [Hz]	Luft, Fixierung [Hz]	Wasser [Hz]	Wasser, Fixierung [Hz]
1	335	335	270	281	45
2	335	335	270	281	233
3	532,5	533	381	288	233
4	631	633	381	288	266
5	631	633	384	389	281
6	647	652	495	414	281
7	647	652	643	443	327
8	672	663	643	443	327
9	672	663	646	461	393
10	759	778	646	461	450

Tabelle 7 Ergebnisse der FEA des Laufrades unter diversen Randbedingungen

4.5 Schwingungsmessung im Betrieb

Wichtige Anregungsfrequenzen wurden im Zuge einer Messkampagne im Kraftwerk ermittelt. Das Wasserfalldiagramm in Abbildung 30 stellt ein Messspektrum eines Teillastbetriebspunktes dar. Auf der linken horizontalen Skala sind die verschiedenen Sensoren aufgelistet. R beschreibt ein Set aus Dehnmessstreifen, das am Saugrohr appliziert wurde. P steht für Drucksensoren und a, bzw. r beschreibt absolute und relative Beschleunigungs-, Geschwindigkeits- und Wegsensoren. Die rechte

horizontale Skala stellt den Frequenzbereich dar. Hier sind signifikante Frequenzen wie die RSI-Frequenz des Laufrades (RSIb), der Leitschaufeln (RSIgv), deren Harmonische, die Wirbelzopffrequenz (DTV) und die Drehfrequenz (n) eingezeichnet. Eine Unterscheidung der Anregungsart wurde bereits in Kapitel 3.1 getroffen. Gut erkenntlich ist hier, der Unterschied einer stochastischen und einer periodischen Anregung. Während die RSI als periodische Anregung genau an die Drehfrequenz gekoppelt ist und dadurch einzelne Peaks hervorruft, hat der Wirbelzopf eine breitbandigere, stochastische Anregung von ca. 5-10 Hz. Dieses und weitere Diagramme dienen als Grundlage zur Beurteilung, ob die berechneten Eigenfrequenzen des Wassermodells in einem Zusammenhang mit den Messergebnissen stehen. Dafür wird überprüft ob eine Eigenfrequenz aus der FEA eines der Anregungsfrequenzen im Diagramm trifft. Wichtige Anregungen, allen voran die FSI auf Seiten der Leitschaufel und des Laufrades, stimmen mit den berechneten Eigenresonanzen nicht überein. Dies ist nicht verwunderlich, da die Hersteller bereits im Entwicklungsprozess diese berücksichtigen. Es konnte kein direkter Zusammenhang einer Eigenfrequenz mit dem Anregungsspektrum gefunden werden.

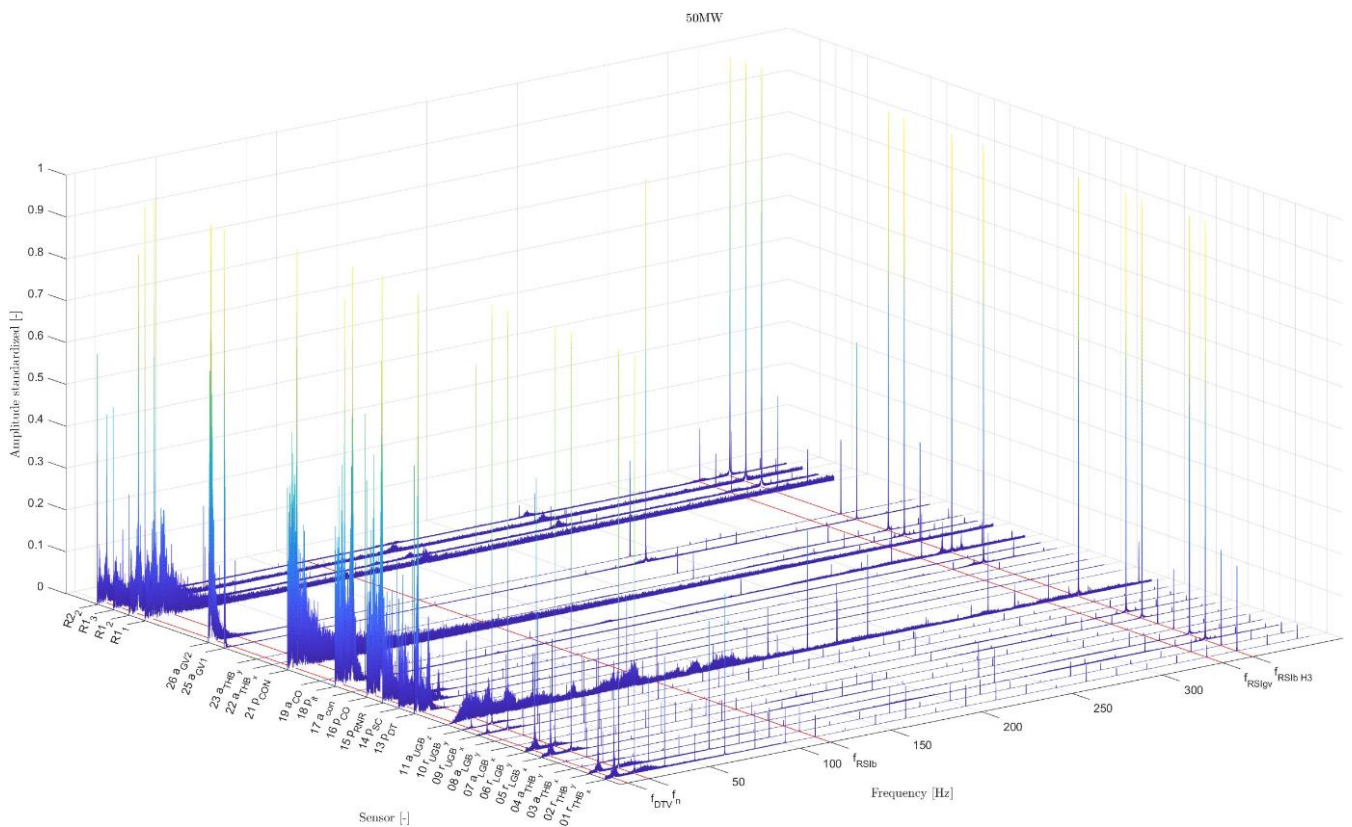


Abbildung 30 Wasserfalldiagram gemessen an einem Betriebspunkt für Druck, Beschleunigungssensoren und DMS [4]

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

5 Zusammenfassung

5.1 Reverse Engineering

Die Überprüfung der Geometrie des Laufrades nach der Rekonstruktion zeigte auf, dass die händische Fertigung der Schweißnähte weit außerhalb des tolerierten Bereichs liegt. Zukünftige Fertiger können die Methodik des Reverse Engineerings dazu nutzen, um bereits während der Produktion die Maßhaltigkeit zu überprüfen. Neue Softwaretools ermöglichen ein Überprüfen der Schweißnahtgeometrie und der Sollgeometrie bereits während der Fertigung. Des Weiteren sollten immer mehrere Schaufeln gescannt werden, um eine Fertigungsbedingte Fehlpositionierung und eine Überprüfung der Rotationssymmetrie, zu ermöglichen.

Die genannten Probleme beim Vernetzen des gekoppelten Modells in der akustischen Analyse waren erheblich. Ihr Ursprung konnte im Reverse Engineering gefunden werden. Die Annäherung der Schaufeloberfläche durch eine hohe Dichte an NURBS führt zu einer erschwerten Vernetzung. Deshalb wird empfohlen für zukünftige Analysen die Schaufeloberfläche durch Nachbearbeitung zu vereinfachen und somit die Dichte an NURBS zu reduzieren. Eine andere Möglichkeit ist das händische Vernetzen mit speziellen Programmen um gezielt Fehlstellen zu vermeiden.

5.2 Modalanalyse

Eine exakte Korrelation der Leitschaufelerggebnisse ist aufgrund der unbestimmten Lagerung nicht möglich. Zu viele ungewisse Einflüsse ändern das Schwingungsverhalten. Zudem kann durch das Frequenzspektrum der Anlagenschwingung kein direktes Zurückschließen auf eine bestimmte Resonanz ermöglicht werden. Schwingungen überlagern sich und nicht definierte Übertragungsfunktionen zwischen den Bauteilen verändern das Schwingungsverhalten. Die Erkenntnisse der möglichen Schwingungsformen im eingebauten Zustand helfen Aussagen über mögliche Anregungen (Stichwort Schaufelhinterkantenablösung) im Strömungskanal zu erzielen. Mit dem bekannten Wissen des anregenden Strömungsphänomens kann der Frequenzbereich dadurch eingegrenzt werden.

Die Ergebnisse der Modalanalyse in Luft und in Wasser bestätigten bereits vorangegangene Arbeiten. Die Ergebnisse der FEA in Luft konnten durch die Messung sehr gut bestätigt werden. Während die Ergebnisse der Leitschaufel etwas größere Abweichungen vorweisen, werden die Eigenresonanzen des Laufrades sehr gut getroffen.

Die Ergebnisse der gekoppelten FEA bestätigten den „added mass Effekt“. Die Frequenzen der Schwingungen werden durch die zusätzliche Trägheit des Fluids

herabgesetzt. Die Auswirkung des „added mass Effekts“ sind aber unterschiedlich auf die jeweilige Eigenform. Dadurch verändert sich die Reihenfolge der Schwingungsformen, wie bereits in [7] sehr detailliert angeführt wird.

5.3 Ausblick auf weiterführende Arbeiten

Für das gekoppelte Berechnungsmodell der FEA wird aufgrund der Erkenntnisse der Sensitivitätsstudien über Netzfeinheit und Geometrieinflüsse empfohlen ein mathematisch möglichst einfaches Modell zu verwenden. Es hat sich herausgestellt, dass Geometriedetails eine geringe Auswirkung auf das Ergebnis haben, während fehlerhafte Vernetzungen, wie in Abbildung 29 dargestellt, zu einem komplett fehlerhaften Ergebnis führen. Daher sollte bei der Auswahl einer Rekonstruktionsmethodik für das Reverse Engineering eine möglichst einfache Herangehensweise bevorzugt werden, bei der der Vernetzungsprozess bereits während der Rekonstruktion berücksichtigt wird. Da die Ergebnisse des Wassermodells durch das große Zylindervolumen einer groben Näherung zum realen Verhalten entspricht, sollten zukünftige Arbeiten das Verhalten des Radseitenraums und dessen Wirkung auf die Dämpfung untersuchen.

Dazu zählen auch Untersuchungen mittels einer harmonischen Modalanalyse, die die Reaktion eines Systems auf eine spezifische zeitabhängige Anregung untersucht. Ihr Erfolg beruht auf der Erfassung der benötigten Schwingungsdaten wie in Kapitel 4.5 und deren anschließender Verwendung in Berechnungen. Hierbei können während des Betriebs aufgezeichnete Schwingungsdaten für die Simulation genutzt werden, um das Verhalten der Eigenmoden in den jeweiligen Betriebsbereichen nachzubilden. Daraus werden weitaus realistischere Aussagen für betriebsinduzierte Schwingungen erwartet.

Der Coriolis Effekt wurde im Zuge dieser Arbeit nicht berücksichtigt. Eine zukünftige Arbeit könnte eine Sensitivitätsstudie darüber anführen, um eine zulässige Vernachlässigung zu bestätigen.

6 References

- [1] Jahobr, Kennfeld Wasserturbinen, https://de.m.wikipedia.org/wiki/Datei:Kennfeld_Wasserturbinen.svg (2016).
- [2] E. Doujak, S. Stadler, G. Fillinger, F. Haller, M. Maier, A. Nocker, J. Gaßner, J. Unterluggauer, Fatigue Strength Analysis of a Prototype Francis Turbine in a Multilevel Lifetime Assessment Procedure Part I: Background, Theory and Assessment Procedure Development, *Energies* 15 (3) (2022) 1148. <https://doi.org/10.3390/en15031148>.
- [3] E. Doujak, J. Unterluggauer, G. Fillinger, A. Nocker, F. Haller, M. Maier, S. Stadler, Fatigue Strength Analysis of a Prototype Francis Turbine in a Multilevel Lifetime Assessment Procedure Part II: Method Application and Numerical Investigation, *Energies* 15 (3) (2022) 1165. <https://doi.org/10.3390/en15031165>.
- [4] E. Doujak, A. Maly, J. Unterluggauer, F. Haller, M. Maier, C. Blasbichler, S. Stadler, Fatigue Strength Analysis of a Prototype Francis Turbine in a Multilevel Lifetime Assessment Procedure Part III: Instrumentation and Prototype Site Measurement, *Energies* 16 (16) (2023) 6072. <https://doi.org/10.3390/en16166072>.
- [5] Verband der Netzbetreiber VDN e. V. beim VDEW, TransmissionCode 2003 Anhang D 1: Unterlagen zur Präqualifikation für die Erbringung von Primärregelleistung für die ÜNB 20223 zuletzt abgerufen (2003).
- [6] J. Giesecke, E. Mosonyi, S. Heimerl, Wasserkraftanlagen: Planung, Bau und Betrieb, 6th ed., Springer Berlin Heidelberg; Imprint: Springer Vieweg, Berlin, Heidelberg, 2014.
- [7] Fillinger Gerald, Eigenschwingungsanalyse eines Francis-Turbinenlaufrads, Technische Universität Wien, 2018.
- [8] S.L. Bogdan, D. Nedelcu, I. Pădurean, The Reverse Engineering technique performed on a Francis Runner Geometry through Photogrammetry, *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.* 477 (2019) 12021. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/477/1/012021>.
- [9] Saroj Basnet, Aman Kapali, Sailesh Chitrakar, Application of Reverse Engineering Method on Francis Turbine Runner Using 3D Scanning Techniques, *KEC Conference 2021 2021* (2021).
- [10] P. Sharma, Review of Different 3D Scanners and Scanning Techniques V.N.Chougule¹, H.S.Gosavi², M.M.Dharwadkar³, A.A.Gaind, *IOSR Journal of Engineering (IOSRJEN)* (2018) 41–44.
- [11] H. Dresig, F. Holzweißig, *Maschinendynamik*, 12th ed., Springer, Berlin, 2016.
- [12] *Messtechnik der Akustik*, Springer, Berlin, Heidelberg, 2010.
- [13] M. Möser, *Modalanalyse*, 1st ed., Springer Vieweg, Berlin, Heidelberg, 2020.

- [14] Q.W. Liang, C.G. Rodríguez, E. Egusquiza, X. Escaler, M. Farhat, F. Avellan, Numerical simulation of fluid added mass effect on a francis turbine runner, ELSEVIER (20.14.2005).
- [15] Steinke, Finite-Elemente-Methode, Springer Berlin Heidelberg, 2015.
- [16] I. ANSYS, ANSYS Mechanical APDL Acoustic Analysis Guide Release 15.0 (2013).
- [17] Nicolai Stenzel, Numerische Methoden zur Berechnung und Darstellung der Schallabstrahlung von schwingenden Strukturen, Hochschule Düsseldorf, Institut of Sound and Vibration Engineering (2015).
- [18] Otto von Estorff, Christina Weterodt, Zum Dispersionseffekt bei der Lösung der Helmholtzgleichung mit gitterfreien Methoden, Technische Universität Hamburg, Institut für Modellierung und Berechnung, DAGA 2008- Dresden (S.81-82).
- [19] J. He, Z.-F. Fu, Modal analysis, Butterworth-Heinemann, Oxford, 2004.
- [20] Hanif SedighNejad, Tariq Iqbal and John Quaicoe, Compressed Air Energy Storage System Control and Performance Assessment Using Energy Harvested Index, Electronics 2014 (2014).
- [21] 3D Systems, Ein Leitfaden durch die 3D-Scanner-Technologie: 3D-Scanner mit Lasertriangulation. <https://de.3dsystems.com/3d-scanner/scanner-guide>.
- [22] Pechristener, Francis turbine parts, 2005, https://de.m.wikipedia.org/wiki/Datei:Francis_turbine_parts_de.png.
- [23] Dr. Chlebek, MSc. M. Gilbert, Physikalisches Praktikum, Fachhochschule Münster, 2009.

A Verwendete Software

- Reverse Engineering: Geomagic Design X 2022
- ANSYS Workbench 2022 R2 und folgende darin enthaltenen Tools: Mechanical, Modalanalysis, akustic Modalanalysis, DesignModeler
- SolidWorks 2020
- EXScan HX_v1.3.0.3, Software zum Betreiben des EinScan HX Scanners am Pc
- EXStar_v1.0.4.1, Software zum Betreiben des Einstar Scanners am Pc

B Datenblätter Hardware

TECHNICAL SPECIFICATIONS EinScan HX

Scan Mode	Rapid Scan	Laser Scan
Scan Accuracy	Up to 0.05 mm	Up to 0.04 mm
Volumetric Accuracy*	0.05 + 0.1 mm/m	0.04 + 0.06 mm/m
Scan Speed	1, 200, 000 points/s 20FPS	480,000 points/s 55FPS
Camera Frame Rate	55FPS	55FPS
Align Mode	Feature Alignment, Markers Alignment, Texture Alignment, Hybrid Alignment	Markers Alignment
Working Distance	470 mm	470 mm
Depth of Field	200 mm – 700 mm	350 mm – 610 mm
Max FOV	420 mm * 440 mm	380 mm * 400 mm
Point Distance	0.25 mm – 3 mm	0.05 mm – 3 mm
Light Source	Blue LED	7 Blue Laser Crosses
Safety	Eye-safe	Class I (Eye-safe)
Built-in Color Camera	Yes	
Texture Scan	Yes	No
Connection Standard	USB3.0	
Output Formats	OBJ; STL; ASC; PLY; P3 ; 3MF	
Dimensions	108 mm × 110 mm × 237 mm	
Weight	710 g	
Certifications	CE, FCC, ROHS, WEEE, KC	
Recommended Configuration	OS: Win10, 64 bit; Graphics card: NVIDIA GTX1080 and higher; Video memory: ≥ 4G; Processor: 17-8700; Memory: ≥ 32 GB	

- Volumetric accuracy refers to the relationship between 3D data accuracy and object size; the accuracy is reduced by 0.1 mm (rapid scan)/0.06mm(laser scan) per 100 cm. The conclusion is obtained by measuring the center of sphere under marker alignment.

TECHNICAL SPECIFICATIONS

EINSTAR

Light Source	Infrared VCSEL structured light*
Point Distance	0.1 mm ~ 3 mm
Effective Working Distance	160 mm ~ 1400 mm
Optimal Working Distance	400 mm
FOV (under optimal work distance)	434 mm x 379 mm
Scan Rate	Up to 14 fps
Data Alignment Mode	Texture/ Feature/ Hybrid Alignment/ Global Markers*
Full Color Scanning	Yes
Outdoor Scanning	Yes
Output Formats	OBJ, STL, PLY, ASC, 3MF, P3
Scanner Weight	0.5 kg
Scanner Dimensions	220 mm x 46 mm x 55 mm
Carrying Case Dimensions	245 mm x 245 mm x 90 mm
Interface	USB 2.0 or above
Supported OS	Windows 10/11 64-bit

*Einstar infrared light source, certificated as Class 1 laser product, is safe under all conditions of normal use.

*Global Markers alignment is only available in Object Scan Mode

Verwendetes portables Messgerät für die Schwingungsanalyse:

VIBROTEST 80 von Brüel & Kjær Vibro



AS - 063

Beschleunigungs-Sensor mit Konstant-Stromversorgung
Acceleration Sensor with constant current power
Accéléromètre avec alimentation constante

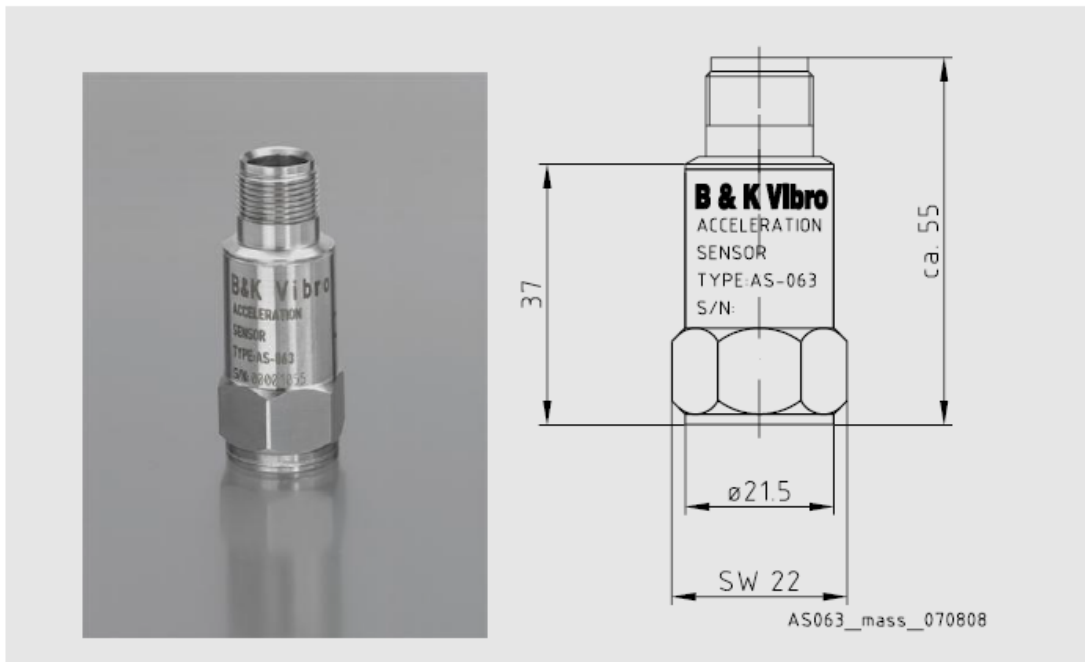


Abb. 1 Abmessungen

Fig. 1 Dimensions

Fig. 1 Dimensions

Mechanik	Mechanic	Mécanique
Masse	Weight	Masse
ca. 130 g (ohne Leitung)	approx. 130 g (without cable)	env. 130 g (sans câble)

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

Technische Daten	Technical Data	Données Techniques
Elektrik	Electrical	Élém. élect.
Empfindlichkeit (80 Hz /23±3°C)	Sensitivity (at 80 Hz /23±3°C)	Sensibilité (à 80 Hz /23±3°C)
100 mV/g ± 5 % 10,02 mV/m/s ² ± 5 %	100 mV/g ± 5 % 10,2 mV/m/s ² ± 5 %	100 mV/g ± 5 % 10,2 mV/m/s ² ± 5 %
Genauigkeit der Empfindlichkeit	Accuracy of Sensitivity	Précision de Sensibilité
4 Hz ... 10 kHz : ± 5 % 1,5 Hz / 13 kHz : ±3 dB -50°C ... +120°C : ± 5 %	4 Hz ... 10 kHz : ± 5 % 1,5 Hz / 13 kHz : ±3 dB -50°C ... +120°C : ± 5 %	4 Hz ... 10 kHz : ± 5 % 1,5 Hz / 13k Hz : ±3 dB -50°C ... +120°C : ± 5 %
Richtungsfaktor (80 Hz)	Transverse sensitivity (80 Hz)	Facteur transverse (80 Hz)
≤ 8 ... 10 %	≤ 8 ... 10 %	≤ 8 ... 10 %
Resonanzfrequenz	Resonance frequency	Fréquence propre
35kHz ± 3 kHz	35kHz ± 3 kHz	35kHz ± 3 kHz

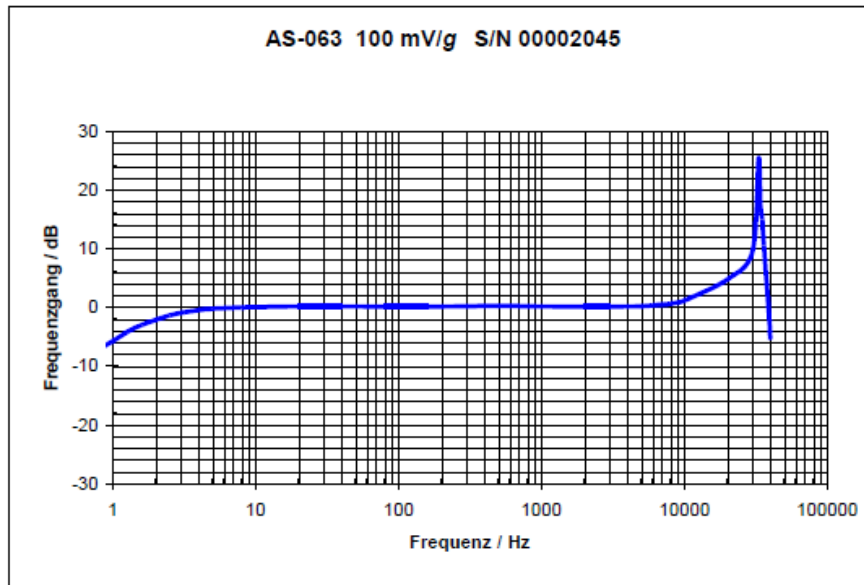





Abb. 2 Typischer Frequenzgang der Empfindlichkeit	Fig. 2 Typical frequency response of sensitivity	Fig. 2 Courbe en réponse type du facteur de transmission
Messbereich	Measuring range	Plage de mesure
± 80 g (U _B = +24 V...+30 V) : ±7% ± 40 g (U _B = +20 V) : ±7% ± 20 g (U _B = +18 V) : ±7%	± 80 g (U _B = +24 V...+30 V) : ±7% ± 40 g (U _B = +20 V) : ±7% ± 20 g (U _B = +18 V) : ±7%	± 80 g (U _B = +24 V...+30 V) : ±7% ± 40 g (U _B = +20 V) : ±7% ± 20 g (U _B = +18 V) : ±7%

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

Polarität  Bei der eingezeichneten Bewegungsrichtung der Lagerschale entsteht ein positives Signal.	Polarity  A movement of the bearing housing in the direction shown below produces a positive signal.	Polarité  Lorsque la coquille de coussinet se déplace dans le sens indiqué sur le croquis ci-dessous, il se produit un signal positif.
Dynamischer Innenwiderstand des Ausgangs $\leq 300 \Omega$ (Arbeitsfrequenzbereich) ca. $2 \text{ k}\Omega$ (Resonanzfrequenz) (Aussteuerung 1 V_{eff} $I_B = 4 \text{ mA}$)	Dynamic internal resistance of output $\leq 300 \Omega$ (Operating frequency range) approx. $2 \text{ k}\Omega$ (Resonance frequency) (Level control 1 V_{eff} $I_B = 4 \text{ mA}$)	Résistance interne dynamique de la sortie $\leq 300 \Omega$ (gamme des fréquences de travail) ca. $2 \text{ k}\Omega$ (fréquence de résonance) (modulation 1 V_{eff} $I_B = 4 \text{ mA}$)
Ruhepotential (- 50 °C ... + 125 °C) $+12,5 \text{ V}$ $\pm 1,5 \text{ V}$	Open-circuit potential (- 50 °C ... + 125 °C) $+12,5 \text{ V}$ $\pm 1,5 \text{ V}$	Potentiel de repos (- 50 °C ... + 125 °C) $+12,5 \text{ V}$ $\pm 1,5 \text{ V}$
Dehnungsempfindlichkeit $< 0,002 \text{ g/} (\mu\text{m/m})$	Strain sensitivity $< 0,002 \text{ g/} (\mu\text{m/m})$	Sensibilité à la déformation $< 0,002 \text{ g/} (\mu\text{m/m})$
Magnetfeldempfindlichkeit $< 80 \text{ Hz: } 0,001 \text{ g/mT}$ $< 1 \text{ kHz: } 0,014 \text{ g/mT}$	Magnetic field sensitivity $< 80 \text{ Hz: } 0,001 \text{ g/mT}$ $< 1 \text{ kHz: } 0,014 \text{ g/mT}$	Sensibilité au champ magnétique $< 80 \text{ Hz: } 0,001 \text{ g/mT}$ $< 1 \text{ kHz: } 0,014 \text{ g/mT}$
Isolationswiderstand (Gehäuse - Pin A/B) $\geq 20 \text{ M}\Omega$	Insulation resistance (Housing - Pin A/B) $\geq 20 \text{ M}\Omega$	Résistance diélectrique (Boîtier - Pin A/B) $\geq 20 \text{ M}\Omega$
Arbeitstemperaturbereich $- 50 \text{ °C ... } +125 \text{ °C}$	Operating temperature range $- 50 \text{ °C ... } +125 \text{ °C}$	Plage de température de travail $- 50 \text{ °C ... } +125 \text{ °C}$
Lagerungstemperaturbereich (in Originalverpackung) $-20 \text{ °C ... } +70 \text{ °C}$	Storage temperature range (in original packaging) $-20 \text{ °C ... } +70 \text{ °C}$	Plage de température pour le stockage (dans l'emballage d'origine) $-20 \text{ °C ... } +70 \text{ °C}$
Überlastbarkeit dauernd 500 g Schock 5000 g (alle Richtungen)	Overload capacity continuous 500 g shock 5000 g (all directions)	Surcharge permanente 500 g (crête) par choc 5000 g (toutes directions)
Schutzart nach EN 60529 $\text{IP } 66/67$	Protection class acc. to EN 60529 $\text{IP } 66/67$	Protection selon la norme EN 60529 $\text{IP } 66/67$