

Experimentelle Untersuchung der Strömungsmuster eines Francis-Pumpturbinenmodells im Teillastbetrieb des Pumpenquadranten

Dissertation

Eingereicht an der Fakultät für
Maschinenbau und Wirtschaftswissenschaften
der Technischen Universität Graz

Mark Guggenberger

Graz, im September 2018

1. Begutachter: O.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Jaberg

2. Begutachter: Prof. Dr.-Ing. Romuald Skoda

Zähl was zählbar ist,
miss was messbar ist,
und was nicht messbar
ist, mach messbar.
Galileo Galilei (1564 – 1642)

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand im Zuge meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Assistent bei O.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Jaberg, dem Institutsvorstand des Instituts für hydraulische Strömungsmaschinen an der an der TU Graz. Durch Ihn hatte ich die Möglichkeit diese Aufgabenstellung mit größter Freiheit und Kreativität zu bearbeiten. Dafür, sowie für seine uneingeschränkte Unterstützung und sein Vertrauen, möchte ich an dieser Stelle ein herzliches Dankeschön aussprechen. In den vergangenen Jahren durfte ich mich in vielerlei praxisnahen Projekten einbringen und dadurch Erfahrungen und Erkenntnisse gewinnen, die mir bei der Erstellung dieser Arbeit von bedeutendem Vorteil waren.

Diese Arbeit entstand dank der finanziellen Unterstützung der österreichischen Forschungsförderungsgesellschaft (FFG Projektnummer: 846059) sowie der Andritz AG.

Danke auch an Assoc.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Benigni für seine Unterstützung und seine konstruktiven Hilfestellungen.

Die experimentellen Arbeiten wären ohne die tatkräftige Unterstützung von Herrn Erwin Pischler, Herrn Josef Papst sowie Herrn Ing. Kurt Maass nicht möglich gewesen. Ihnen sei besonders gedankt, sie haben diese Dissertation erst ermöglicht.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Ing. Alfred Krisper, der stets seinen unfassbaren Erfahrungsschatz mit mir teilte und sein Fachwissen geduldig an mich weiter gab. Danke auch für die unaufhörliche Bereitschaft mich an den unzähligen, zeitintensiven Messtagen zu unterstützen und zu motivieren.

Weiters gilt mein Dank Herrn Dipl.-Ing. (FH) Florian Senn, der mit seiner Unterstützung das Entstehen dieser Arbeit maßgeblich vorantrieb und durch angeregte Diskussionen neue Ideen einbrachte.

Mein Dank geht ebenso an die hier nicht genannten Institutskollegen, deren Anregungen, Ratschläge und vor allem deren Freundschaft.

Zu guter Letzt geht mein größter Dank an meine Frau Tjaša und meine Familie. Nur durch ihren Rückhalt und Zuspruch war es mir möglich diesen Weg zu beschreiten.

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Graz, am

(Unterschrift)

Kurzfassung

Durch den vermehrten Einsatz volatiler Energieformen wie Windkraft und Photovoltaik gewinnt die Notwendigkeit einer effizienten Speichermöglichkeit von elektrischer Energie immens an Bedeutung. Die derzeit großtechnisch einzige wirtschaftliche Möglichkeit dafür besteht in der Pumpspeicherung, die vielfach auf Francis-Pumpturbinen basiert. Im Pumpbetrieb von Francis-Pumpturbinen treten in Teillast instabile Strömungszustände auf, welche zu sprunghaften Änderungen des Betriebszustands und daher zu Einschränkungen des Fahrbereichs und zu weiteren Limitierungen führen.

In Zusammenarbeit mit der Andritz AG wurden vom Institut für Hydraulische Strömungsmaschinen der TU Graz die experimentellen Kriterien der Strömungsmethodik, welche zum Auftreten von Instabilitäten im Pumpbetrieb von Pumputurbinen führen, untersucht. Im Detail wurde im Zuge des FFG-Projekts (FFG Projektnummer: 846059) die Strömungsverteilung am Eintritt und Austritt von zwei Laufradvarianten analysiert, deren Charakteristiken sich in der Stabilität der Kennlinien unterscheiden.

Die auftretenden Strömungsmuster, welche zu Kennlinieninstabilitäten führen, wurden experimentell mit folgenden Methoden erforscht: PIV-Messungen im Saugrohrkonus und im schaufellosen Ringraum, Hochgeschwindigkeitsaufnahmen kavitierender Wirbelstrukturen, Wanddrucksensoren verteilt im gesamten Modell und Leitschaufelmomentmessung an zwei Leitschaufelzapfen.

Neben den grundlegenden statischen Kennlinien konnten Geschwindigkeitsverteilungen auf der Druck- und Saugseite des Pumputurbinenmodells identifiziert werden, welche mit dem Auftreten der Instabilität im Zusammenhang stehen. Stationäre und rotierende Ablösungen im Leitapparat und Saugrohrkonus konnten detektiert und unterschiedlichen Betriebsbereichen zugeordnet werden. Als Ursache der instabilen Kennlinie wurden die Effekte der Teillastzirkulation am Laufradeintritt sowie durch Ablösungen verursachte erhöhte Verluste im Leitrad (Volllastinstabilität) erkannt. Zusätzlich konnte die räumliche Ausdehnung der auftretenden instationären Strömungseffekte festgestellt werden sowie den Strömungsphänomenen typische Signaturen im Frequenzbereich zugeordnet werden.

Durch die Aufteilung des Druckaufbaus auf die einzelnen Komponenten konnte eine Korrelation des Druckmaximums über den Leitapparat mit dem Punkt, an welchem die Strömung ablöst, hergestellt werden. Mit Einsetzen der Ablösung wurde ein Teil des Leitschaufelkanals blockiert, was zu höheren Verlusten und einem verminderten Druckrückgewinn führt. In den globalen Kennlinien wirkte sich dieser Mechanismus in Abhängigkeit der Leitschaufelstellung unterschiedlich aus. Bei kleiner bis mittlerer Öffnung der Leitschaufelstellung in Form einer ausgeprägten sattelförmigen Kennlinieninstabilität (GVO 15°) und bei großer Öffnung (GVO $27,5^\circ$) durch eine Abflachung der Kennlinie. Die statistische Auswertung der Druckpulsationen im gemessenen Betriebsbereich zeigte eine starke Zunahme in Teillast. Bei einer Leitschaufelöffnung von 15° war ein eindeutiger Zusammenhang des Anstiegs der Pulsationen im Bereich des Leitapparates mit dem Kennlinienknick gegeben. Aus den Ergebnissen der Druckpulsationsanalyse ließ sich eindeutig eine Trennung der Effekte zwischen Eintritt und Austritt ableiten: Die Strömungsablösung im Leitapparat nahe Vollast setzte bei konstanten Werten der relativen Durchflussziffer ein,

wogegen die Rezirkulation in den Saugrohrkonus bei identen Werten der absoluten Durchflussziffer in Teillast auftrat.

Die zeitliche und räumliche Analyse der dynamischen Druckwerte erlaubte die Erfassung von rotierenden Stall-Zellen, welche Druckpulsationen mit Frequenzen von 20-60% der Drehfrequenz erzeugten. Im Sattel der Kennlinie bei 15° Leitschaufelöffnung bildete sich eine subsynchrone Druckschwingung, welche durch eine rotierende Ablösung verursacht wurde. Aus dem Verhältnis des Phasenversatzes von Stall-Zelle und Laufrad konnte auf eine einzelne Zelle, welche mit 30% der Drehfrequenz umlief, geschlossen werden. Die Zahl der abgelösten und rotierenden Stall-Zellen nahm mit abnehmendem Volumenstrom zu. Je nach Betriebspunkt und Leitschaufelöffnung wurden bis zu vier symmetrisch verteilte und mit einer Frequenz von 15% der Umfangsgeschwindigkeit umlaufende Zellen detektiert.

Die Ursache der rotierenden Ablösung war eine stark ungleichförmige und zur Kranzseite verlagerte Laufradabströmung. Die Fehlanströmung der Leitschaufeln führte zu einer erhöhten Tendenz zur Ablösung und zu verstärkten Druckpulsationen. Die ungleichförmige Abströmung wurde durch eine lokale Überhöhung der Geschwindigkeitsverteilung am Laufradaustritt besonders bei Rotor 1 sichtbar. Durch die Darstellung der Geschwindigkeitsverteilung im engsten Querschnitt eines Leitschaufelkanals konnte im lokalen Bestpunkt eine gleichmäßige Durchströmung in Pumpenrichtung visualisiert werden. In der Instabilität war eine stark verringerte Durchströmung auf der Nabenseite zu erkennen, welche sich bei weiter verringertem Volumenstrom in Form einer Rückströmung manifestierte.

Bei einer Leitschaufelöffnung von $27,5^\circ$ war das Auftreten der instationären Strömungsphänomene am Eintritt bzw. Austritt des Laufrades in unterschiedliche Betriebsbereiche verschoben. Mit Einsetzen der Laufradeintrittsrezirkulation wechselte die Ablösezone im Leitapparat von der Kranz- zur Nabenseite. Der plötzliche Umschlag der Strömungsverteilung war verbunden mit der Kennlinieninstabilität.

Mit Hilfe der PIV-Messungen konnte die Teillastrezirkulation als eine drallbehaftete Rückströmung am Außenkranz des Laufrades identifiziert werden. Bei verringertem Volumenstrom löste ab einem kritischen Anströmwinkel die Strömung an der Eintrittskante nahe der Kranzseite ab. Die Rezirkulation hatte eine hohe Umfangskomponente am Außenradius, welche in Richtung Rotorachse abnahm. Durch Transformation der Druck-Zeit-Signale in den Frequenzbereich konnte im instabilen Betriebspunkt eine subsynchrone Druckschwingung bei 20% der Drehfrequenz festgestellt werden, welche der Umlauffrequenz der Vorrotation entsprach. Die Rückströmung verminderte den durchströmten Querschnitt, wodurch die eingeschnürte Kernströmung eine erhöhte Strömungsgeschwindigkeit aufwies. In der Scherschicht zwischen der beschleunigten Kernströmung und der drallbehafteten Rückströmung traten Wirbelstrukturen auf. Die Wirbel, deren kavitierenden Wirbelkerne visualisiert wurden, entstanden durch den steilen Geschwindigkeitsgradienten zwischen der rotierenden, ringförmigen Rückströmung und der Kernströmung. Eine axiale Ausbreitung der Rückströmung von bis zu $0,6x D_e$ konnte festgestellt werden. Die radiale Ausdehnung der von der Rezirkulation verursachten ringförmigen Geschwindigkeitsverteilung erreichte in Teillast bis zu 60% des Eintrittsquerschnitts. Die Rezirkulation am Eintritt wirkte sich auf die Strömungsmuster am Laufradaustritt aus.

Abstract

Due to the increased use of volatile forms of energy such as wind power and photovoltaics, the need for efficient storage of electrical energy is becoming increasingly important. Currently, the only commercially viable option for this is pumped storage, which is based on Francis pump turbines. In pumping mode of Francis pump turbines unstable flow conditions occur at part load, which lead to sudden changes in the operating state and therefore to limitations of the operation range and to other limitations.

In cooperation with Andritz AG, the Institute of Hydraulic Fluidmachinery of Graz University of Technology investigated the experimental criteria of flow methodology, which leads to the occurrence of instabilities in the pumping operation of pump turbines. In detail, in the course of the FFG project (FFG project number: 846059), the flow distribution at the inlet and outlet of two runner variants was analyzed. Their characteristics differed in the stability of the characteristic curves.

The occurring flow patterns, which lead to characteristic instabilities, were experimentally investigated with the following methods: PIV measurements in the suction tube cone and in the vane-less space, high-speed recording of cavitating vortex structures, wall pressure sensors distributed throughout the model and guide vane torque measurements on two guide vane shafts.

In addition to the basic static characteristics, velocity distributions on the pressure and suction side of the pump turbine model could be identified, which are related to the occurrence of instability. Stationary and rotating flow separations in the diffuser and intake pipe cone could be detected and assigned to different operating ranges.

The cause of the unstable characteristic curve was the effect of partial load recirculation at the impeller inlet and increased losses in the stator caused by separations (full-load instability). In addition, it was possible to determine the distribution of the transient flow effects that occur and to assign typical signatures in the frequency domain to the flow phenomena. By dividing the pressure increase to the individual components, it was possible to constitute a correlation of the maximum pressure rise over the distributor with the point at which the flow separates. With the onset of the flow detachment, parts of the guide vane passage were blocked, resulting in higher losses and reduced pressure recovery. In the global curves, this mechanism had different effects depending on the vane position. For small to medium openings of the guide vane position a pronounced saddle-shaped characteristic instability (GVO 15°) and for a large opening (GVO 27.5°) a flattening of the characteristic curve was found. The statistical evaluation of the pressure pulsations in the measured operating range showed a strong increase in part load.

At a vane opening of 15 °, there was a clear correlation between the increase in the pulsations in the area of the distributor and the characteristic curve break. From the results of the pressure pulsation analysis, a separation of the effects between inlet and outlet could be clearly deduced: The flow separation in the distributor close to full load started at constant values of the relative flow rate, whereas the recirculation into the suction tube cone occurred at identical values of the absolute flow coefficient in partial load.

The temporal and spatial analysis of the dynamic pressure values allowed the detection of rotating stall cells, which produced pressure pulsations with frequencies of 20-60% of the

rotational frequency. In the saddle of the characteristic at 15° vane opening a subsynchronous pressure oscillation occurred, which was caused by a rotating stall. The ratio of the phase offset of the stall cell and the impeller allowed to conclude that a single cell rotating at 30% of the rotational frequency. The number of separated and rotating stall cells increased with decreasing flow rate. Depending on the operating point and guide vane opening up to four cells were detected.

They were symmetrically distributed and rotating at a frequency of 15% of the runner speed. The cause of the rotating stall separation was a highly non-uniform impeller outflow which was shifted to the shroud. The misaligned flow of the guide vanes resulted in an increased tendency for separation and increased pressure pulsations. The non-uniform outflow was visible through a local increase in the velocity distribution at the impeller outlet, especially at rotor 1. The representation of the velocity distribution in the narrowest cross section of a guide vane channel visualized a uniform flow in the pump direction at the local best point. In the instability a strongly reduced flow on the hub side occurred, which resulted in a backflow.

With a guide vane opening of 27.5° , the occurrence of transient flow phenomena at the inlet or outlet of the impeller was shifted to different operating ranges. With the onset of impeller recirculation, the separation in the guide vane apparatus changed from the shroud to hub. The sudden change of flow distribution was associated with the characteristic instability.

With the help of PIV measurements, the part load recirculation could be identified as a swirling backflow on the shroud of the impeller inlet. At reduced flow rate, the flow at the leading edge close to the shroud separated at a critical angle of attack. The recirculation had a high circumferential component at the outer radius, which decreased in the direction of the rotor axis. By transforming the pressure-time signals in the frequency domain, a subsynchronous pressure oscillation at 20% of the rotational frequency could be found in the unstable operating point, which corresponded to the rotational frequency of the pre-rotation.

The back flow reduced the inlet cross section and therefore the constricted core flow had an increased flow velocity. In the shear layer between the accelerated core flow and the swirling backflow vortex structures occurred. The cavitating vortex cores were visualized. The vortices resulted as cause of the steep velocity gradient between the rotating, annular, reverse flow and the core flow. An axial propagation of the backflow of up to $0.6xDe$ could be detected. The radial expansion of the annular velocity distribution caused by the recirculation reached up to 60% of the inlet cross section at part load. The recirculation at the inlet affected the flow patterns at the impeller outlet.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Instabiles Betriebsverhalten von Pump turbinen	2
1.2	Reversible Francis-Pumpturbine	3
1.3	Teillastverhalten im Pumpbetrieb.....	8
1.4	Druckpulsationen durch Rotor-Stator-Interaktion.....	15
1.5	Strömungsablösungen und Rotating Stall im Pumpbetrieb.....	18
2	Zielsetzung der Arbeit.....	22
3	Prüfstands aufbau und eingesetzte Messtechnik	23
3.1	4-Quadranten-Prüfstand.....	23
3.2	Modell-Pumpturbine und Laufräder	25
3.3	Hydraulische Messtechnik und Datenakquirierung.....	27
3.4	Lokale Druckmessungen	28
3.4.1	Piezoelektrische Drucksensorik	28
3.4.2	Piezoresistive Drucksensorik	29
3.4.3	Datenakquirierung der lokalen Drucksensorik.....	32
3.4.4	Sensorpositionen der dynamischen Sensoren	33
3.5	Leitschaufelmomentmessungen.....	34
3.6	Highspeed-Strömungsvisualisierung	35
3.7	Particle Image Velocimetry	37
3.7.1	Messprinzip der PIV.....	37
3.7.2	Kamerasystem und Optik	38
3.7.3	Laser und Laserlichtschnitt	40
3.7.4	Tracer-Partikel.....	41
3.7.5	Synchronisation der Messung und Triggerung	43
3.7.6	Experimenteller Aufbau der PIV-Messung.....	46
4	Analysemethoden und Definitionen.....	51
4.1	Kennfeld und Analyse der Charakteristik	51
4.2	Auswertung der hochdynamischen Messsignale.....	52
4.2.1	Zeit-basierte Methoden und Normierung.....	53
4.2.2	Frequenz-basierte Methoden	54
4.2.3	Statistische Methoden	55
4.3	Auswertung der PIV-Messung	56
4.3.1	Geschwindigkeitskomponenten der PIV-Messung	59

4.3.2	2D/3D-Phasenmittelung der PIV-Messung.....	61
4.3.3	2D/3D-Globale Mittelung der PIV-Messung.....	65
4.3.4	Standardabweichung der phasengemittelten Geschwindigkeit	65
5	Messprogramm.....	66
6	Ergebnisse und Analysen	69
6.1	Kennlinien und Wirkungsgradverlauf	69
6.2	Analyse der lokalen Druckmessungen	72
6.2.1	Komponentenkennlinien	72
6.2.2	Staudruckeffekt der Leitschaufeleintrittskante.....	76
6.2.3	Ausbreitung der Vorrotation	77
6.2.4	Statistische Analyse der Druckpulsationen	78
6.2.5	Lokale Ausbreitung der Druckpulsationen im Stator.....	83
6.2.6	Zeitliche Analyse der Druckpulsationen	84
6.2.7	Zeitliche und räumliche Analyse der dynamischen Druckwerte.....	88
6.2.8	Spektrale Analyse der Druckpulsationen	93
6.2.9	Transiente Analyse der Kennlinieninstabilität	99
6.3	Analyse der Leitschaufelmomentmessungen	103
6.3.1	Auswirkung der Instabilität auf die statischen Leitschaufelmomente.....	103
6.3.2	Analyse der dynamischen Leitschaufelmomente im Kennfeld.....	105
6.4	Qualitative Strömungsvisualisierung der instabilen Betriebsbereiche	109
6.4.1	Rückströmungsformen bei 15° Leitschaufelöffnung	109
6.4.2	Rückströmungsformen bei 27,5° Leitschaufelöffnung	112
6.5	Quantitative Strömungsvisualisierung.....	115
6.5.1	Analyse der Laufradabströmung bei einer Leitschaufelöffnung von 15°	115
6.5.2	Analyse der Laufradzuströmung bei einer Leitschaufelöffnung von 15°	131
6.5.3	Analyse der Laufradabströmung bei einer Leitschaufelöffnung von 27,5°	137
6.5.4	Analyse der Laufradzuströmung bei einer Leitschaufelöffnung von 27,5°	143
6.5.5	Vergleich der Strömungsmuster der getesteten Laufradvarianten	146
7	Zusammenfassung und Ausblick	151
7.1	Zusammenfassung	151
7.2	Mögliche Beeinflussung der Kennlinieninstabilität und Ausblick.....	155
A.	Anhang	157
	Literaturverzeichnis.....	165

Abbildungsverzeichnis

Abb. 1-1: Instabile Pumpenkennlinie im Pumpenquadranten	1
Abb. 1-2: Zusammenhang Pumpencharakteristik mit Instabilität (links) und Turbinenkennfeld (rechts)	2
Abb. 1-3: Klassifizierung von hydraulischen Strömungsmaschinen anhand der spezifischen Drehzahl und der Fallhöhe [9]	3
Abb. 1-4: Drehzahlvariabler Maschinensatz PSKW Fengning, China [12]	4
Abb. 1-5: Hauptkomponenten einer Pumpturbine und Fußnoten	5
Abb. 1-6: Geschwindigkeitsdreiecke am Laufradeintritt und -austritt in verschiedenen Betriebsbereichen	6
Abb. 1-7: Schematische Darstellung der Energieumsetzung in einer Pumpenstufe [13]	7
Abb. 1-8: Formen von Rückströmungen ([15], S. 222)	8
Abb. 1-9: Beschleunigung an einem Fluidelement in einem radialen Laufrad ([15], S. 213)	9
Abb. 1-10: Überlagerung der durch Krümmung und Rotation erzeugten Sekundärströmung ([15], S. 220)	10
Abb. 1-11: Verzögerung der Laufradeintrittsströmung [26]	11
Abb. 1-12: Verzögerung und Beschleunigung der Leitradströmung [30]	12
Abb. 1-13: Mechanismus der Rotor-Stator-Interaktion ([15], S. 667)	15
Abb. 1-14: Betrachtungssysteme der Rotor-Stator-Interaktion [37]	16
Abb. 1-15: Strömungsphänomene in einer Pumpturbine [1]	18
Abb. 1-16: Strömungsablösung an einer hydraulischen Kontur	19
Abb. 1-17: Entstehungsmechanismus von rotierender Ablösung [15]	20
Abb. 3-1: Aufriss des 4-Quadranten-Prüfstands	24
Abb. 3-2: Grundriss des 4-Quadranten-Prüfstands	24
Abb. 3-3: Schnittdarstellung des Pumpturbinenmodells	25
Abb. 3-4: Untersuchte Laufradvarianten, links: Rotor 1, rechts: Rotor 2	26
Abb. 3-5: Acrylglasleitschaufel	26
Abb. 3-6: Ansichten Modellturbine mit Sichtfenster: Aufriss links und Grundriss rechts	27
Abb. 3-7: Drucksensor Kistler 7031	28
Abb. 3-8: Drucksensor Keller 21Y	29
Abb. 3-9: Drucksensor Keller 2Mi	30
Abb. 3-10: Miniaturdrucksensor in Hülse und elektrische Verschaltung	30
Abb. 3-11: Kalibrationsdiagramm Drucksensoren, links: funktionsfähig; rechts: defekt	31
Abb. 3-12: Drucksensor Keller M5	31
Abb. 3-13: Messsystem zur Datenakquirierung und Messplatz	32
Abb. 3-14: Messleitschaufel- und Drucksensorpositionen im Bereich der Spirale	33
Abb. 3-15: Drucksensorpositionen im Saugrohrkonus	34
Abb. 3-17: DMS-bestückte Messleitschaufel	34
Abb. 3-16: Einbausituation Messleitschaufel [58]	35
Abb. 3-18: Leitschaufelmessung Vorzeichenregelung	35
Abb. 3-19: Experimenteller Aufbau für die Hochgeschwindigkeitsaufnahmen	36
Abb. 3-20: Funktionsprinzip der Particle Image Velocimetry (PIV) [72]	38
Abb. 3-21: Kalibration der PIV-Kamera auf der Druckseite	39
Abb. 3-22: Kalibration der PIV-Kamera auf der Saugseite und aufgetretener Verzerrungseffekt	39
Abb. 3-23: Rhodamin-beschichtetes Laufrad	41
Abb. 3-24: Injektionssystem der Tracer-Partikel	42
Abb. 3-25: Synchronisationsschema der PIV-Messungen	43
Abb. 3-26: Übersicht PIV-Aufbau in der Laserschutz-Einhausung	46
Abb. 3-27: Übersicht der PIV-Messebenen	46
Abb. 3-28: PIV-Aufbau der druckseitigen radial-normalen Ebene	47
Abb. 3-29: PIV-Aufbau der druckseitigen axial-normalen Ebene	47
Abb. 3-30: Lage der druckseitigen Messebenen im Bereich der Leitschaufeln	48
Abb. 3-31: Verzerrungs- bzw. Abschattungseffekt der optischen Leitschaufel	48
Abb. 3-32: PIV-Aufbau der saugseitigen radial-normalen Ebene	49
Abb. 3-33: PIV-Aufbau der saugseitigen axial-normalen Ebene	49

Abb. 3-34: Lage der saugseitigen Messebenen im Saugrohrkonus	50
Abb. 4-1: Klassifikation von Signaltypen und Beispiele bei hydraulischen Maschinen	52
Abb. 4-2: Histogramm-Kriterium der dynamischen Messdaten	56
Abb. 4-3: Arbeitsablauf bei der Analyse der PIV-Messungen	59
Abb. 4-4: Gemessene Geschwindigkeitskomponenten auf der Druckseite	60
Abb. 4-5: Gemessene Geschwindigkeitskomponenten auf der Saugseite	60
Abb. 4-6: Verteilung der normalisierten Absolutgeschwindigkeit cPIV * in einzelnen Konturplots der radial-normalen Messebene auf der Druckseite des Modells	61
Abb. 4-7: Exemplarische Phasenmittelung der radial-normalen Messebene auf der Druckseite des Modells.....	62
Abb. 4-8: Exemplarische Phasenmittelung der axial-normalen Messebene (25% Kanalhöhe) auf der Druckseite des Modells	63
Abb. 4-9: Exemplarische Phasenmittelung aller Messebenen auf der Druckseite des Modells	64
Abb. 4-10: Exemplarische Phasenmittelung aller Messebenen auf der Saugseite des Modells	64
Abb. 5-1: Analytierte Kennlinien von Rotor 1 mit PIV-Messpunkten	67
Abb. 5-2: Analytierte Kennlinien von Rotor 2 mit PIV-Messpunkten	67
Abb. 6-1: Druckziffer- und Wirkungsgradverlauf der untersuchten Laufräder in Abhängigkeit der Durchflusszahl	69
Abb. 6-2: Spezifische Drehzahl und normierter Wirkungsgrad als Funktion der Leitschaufelöffnung	70
Abb. 6-3: Validation des NPSE-Wertes auf den Förderhöhen- und Wirkungsgradverlauf.....	71
Abb. 6-4: Komponentenkennlinien von Rotor 1 und Rotor 2 (GVO 15°)	74
Abb. 6-5: Komponentenkennlinien von Rotor 1 und Rotor 2 (GVO 27,5°)	75
Abb. 6-6: Vergleich der kranzseitigen Druckhöhenanteile von Rotor 1	76
Abb. 6-7: Position der Leitschaufeleintrittskante in Abhängigkeit der Öffnung.....	76
Abb. 6-8: Drucksensorpositionen zur Detektion der Vorrotation	77
Abb. 6-9: Vorrotation am Eintritt bei Rotor 1 und Rotor 2.....	77
Abb. 6-10: Standardabweichung der Druckpulsationen für Rotor 1 bei GVO 15°, 22,5° und 27,5°	79
Abb. 6-11: Standardabweichung der Druckpulsationen für Rotor 2 bei GVO 15°, 22,5° und 27,5°	80
Abb. 6-12: Standardabweichung der Druckpulsationen für Rotor 1 und 2 für Sensoren im Bereich der Leitschaufeln.....	81
Abb. 6-13: Einfluss der Leitschaufelöffnung auf die Lage und die Ausprägung der Instabilität	82
Abb. 6-14: Kategorisierte Standardabweichung der Druckpulsationen für Rotor 1 (GVO 15°) anhand der Sensoren im Bereich der Leitschaufeln.....	83
Abb. 6-15: Kategorisierte Standardabweichung der Druckpulsationen für Rotor 1 (GVO 27,5°) anhand der Sensoren im Bereich der Leitschaufeln.....	84
Abb. 6-16: Betriebspunkte der zeitlichen Analyse.....	85
Abb. 6-17: Zeitverlauf der Druckpulsationen in den unterschiedlichen Komponenten im stabilen Betriebspunkt (OP2) bei Rotor 1 und GVO 15°	85
Abb. 6-18: Zeitverlauf der Druckpulsationen in den unterschiedlichen Komponenten im instabilen Betriebspunkt (OP3) bei Rotor 1 und GVO 15°	86
Abb. 6-19: Zeitverlauf der Druckpulsationen in den unterschiedlichen Komponenten im stabilen Betriebspunkt (OP2) bei Rotor 2 und GVO 27.5°	87
Abb. 6-20: Zeitverlauf der Druckpulsationen in verschiedenen Betriebspunkten von Überlast bis Teillast bei Rotor 2 und GVO 27.5°	88
Abb. 6-21: Zeitverlauf der Druckpulsationen von Rotor 1 über drei Leitschaufelkanäle im Optimum OP1 und in Teillast OP4 (GVO 15°).....	89
Abb. 6-22: Zeitverlauf der Druckpulsationen von Rotor 1 und Rotor 2 über drei Leitschaufelkanäle vor und nach dem Förderhöhenabfall (OP2 bzw. OP3) (GVO 15°)	90
Abb. 6-23: Zeitverlauf der ungefilterten und gefilterten Druckpulsationen von Rotor 1 und Rotor 2 über drei Leitschaufelkanäle in OP2 (GVO 27.5°).....	91
Abb. 6-24: Zeitverlauf der ungefilterten und gefilterten Druckpulsationen im Saugrohrkonus von Rotor 1 in OP2 und OP3 (GVO 15°).....	92
Abb. 6-25: Betriebspunkte der spektralen Analyse.....	93
Abb. 6-26: Normalisiertes Frequenzspektrum der Druckpulsationen im Leitapparat von Rotor 1 (GVO 15°)	94
Abb. 6-27: Normalisiertes Frequenzspektrum der Druckpulsationen im Leitapparat von Rotor 2 (GVO 15°)	95

Abb. 6-28: Normalisiertes Frequenzspektrum der Druckpulsationen im Leitapparat von Rotor 1 (GVO 27.5°) .	96
Abb. 6-29: Normalisiertes Frequenzspektrum der Druckpulsationen im Saugrohrkonus beider Laufradvarianten (GVO 15°).....	97
Abb. 6-30: Normalisiertes Frequenzspektrum der Druckpulsationen im Saugrohrkonus beider Laufradvarianten (GVO 27.5°).....	98
Abb. 6-31: Definition der Betriebsbereiche der transienten Analyse.....	99
Abb. 6-32: Zeitlicher Verlauf der lokalen Druckwerte während der transienten Analyse im instabilen Betriebsbereich von Rotor 1 (GVO 15°).....	99
Abb. 6-33: Zeitabhängiges Frequenzspektrum der Druckpulsationen im Leitapparat und Saugrohrkonus von Rotor 1 (GVO 15°).....	100
Abb. 6-34: Zeitabhängiges Frequenzspektrum der Druckpulsationen im Leitapparat beider Laufradvarianten (GVO 15°).....	101
Abb. 6-35: Zeitabhängiges Frequenzspektrum der Druckpulsationen im Leitapparat und Saugrohrkonus von Rotor 1 (GVO 27.5°).....	102
Abb. 6-36: Vergleich der Leitschaufelmomente von Rotor 1 und 2 (GVO 15°)	104
Abb. 6-37: Vergleich der Leitschaufelmomente von Rotor 1 und 2 (GVO 27,5°).....	105
Abb. 6-38: Standardabweichung des dynamischen Leitschaufelmoments für Rotor 1 und 2	106
Abb. 6-39: Zeitverlauf des Leitschaufelmoments in verschiedenen Betriebspunkten von Überlast bis Teillast bei Rotor 2 und GVO 27.5°	107
Abb. 6-40: Normalisiertes Frequenzspektrum des dynamischen Leitschaufelmoments (GVO 15°)	108
Abb. 6-41: Einzelbilder der qualitativen Visualisierung von Rotor 1 (GVO 15°)	110
Abb. 6-42: Zeitliche Entwicklung der Wirbelstrukturen.....	111
Abb. 6-43: Einzelbilder der qualitativen Visualisierung von Rotor 2 (GVO 15°)	112
Abb. 6-44: Einzelbilder der qualitativen Visualisierung von Rotor 1 (GVO 27,5°)	113
Abb. 6-45: Einzelbilder der qualitativen Visualisierung von Rotor 2 (GVO 27,5°)	114
Abb. 6-46: Globale Mittelung der druckseitigen Messebenen von Rotor 1 (GVO 15°) in den Betriebspunkten OP1: lokaler Bestpunkt, OP2: stabiler Kennlinienast, OP3: instabiler Kennlinienast, OP4: Teillast	116
Abb. 6-47: Globale Mittelung und Phasenmittelung der nabenseitigen axial-normalen Messebene von Rotor 1 (GVO 15°, OP3).....	117
Abb. 6-48: Globale Mittelung und Phasenmittelung der nabenseitigen axial-normalen Messebene von Rotor 1 (GVO 15°, OP4).....	118
Abb. 6-49: Globales Mittel mit Vektordarstellung der Messebenen auf der Druckseite von Rotor 1 (GVO 15°) in Betriebspunkt OP4	119
Abb. 6-50: Globale Mittelung der druckseitigen Messebenen von Rotor 2 (GVO 15°) in den Betriebspunkten OP1: lokaler Bestpunkt, OP2: stabiler Kennlinienast, OP3: instabiler Kennlinienast, OP4: Teillast	120
Abb. 6-51: Phasenmittelung der nabenseitigen axial-normalen Messebene von Rotor 2 (GVO 15°, OP3)	121
Abb. 6-52: Einzelbilder der axial-normalen Messebene (nabenseitig) von Rotor 1 und Rotor 2 (GVO 15°) in Betriebspunkt OP3	122
Abb. 6-53: Vektorieller Vergleich der axial-normalen Messebenen von Rotor 1 (GVO 15°).....	123
Abb. 6-54: Vektorieller Vergleich der axial-normalen Messebenen von Rotor 2 (GVO 15°).....	125
Abb. 6-55: Vergleich des Austrittswinkels $\alpha_4(\mathbf{x}, \mathbf{t})$ von Rotor 1 und 2 (GVO 15°).....	126
Abb. 6-56: Vergleich der Phasenmittelung in Betriebspunkt OP3 von Rotor 1 (GVO 15°).....	128
Abb. 6-57: Vergleich der Phasenmittelung in Betriebspunkt OP3 von Rotor 2 (GVO 15°).....	129
Abb. 6-58: Standardabweichung der Phasenmittelung der nabenseitigen axial-normalen Messebene in den Betriebspunkten OP2 und OP3 von Rotor 1 (GVO 15°).....	130
Abb. 6-59: Globale Mittelung der saugseitigen Messebenen von Rotor 1 (GVO 15°) in den Betriebspunkten OP1: lokaler Bestpunkt, OP2: stabiler Kennlinienast, OP3: instabiler Kennlinienast, OP4: Teillast	131
Abb. 6-60: Globale Mittelung der wandnahen radial-normalen sowie der axial-normalen Messebene in Betriebspunkt OP3 von Rotor 1 (GVO 15°)	132
Abb. 6-61: Globale Mittelung der wandnahen radial-normalen sowie der axial-normalen Messebene in Betriebspunkt OP4 von Rotor 1 (GVO 15°)	134
Abb. 6-62: Globale Mittelung der saugseitigen Messebenen von Rotor 2 (GVO 15°) in den Betriebspunkten OP1: lokaler Bestpunkt, OP2: stabiler Kennlinienast, OP3: instabiler Kennlinienast, OP4: Teillast	135

Abb. 6-63: Globale Mittelung der wandnahen radial-normalen sowie der axial-normalen Messebene in Betriebspunkt OP4 von Rotor 2 (GVO 15°)	136
Abb. 6-64: Globale Mittelung der druckseitigen Messebenen von Rotor 1 (GVO 27,5°) in den Betriebspunkten OP1: lokaler Bestpunkt, OP2: abgeflachter Kennlinienast, OP3: instabiler Kennlinienast, OP4: Teillast	137
Abb. 6-65: Phasenmittelung meridionale Geschwindigkeit in der kranzseitigen axial-normalen Messebene von Rotor 1 (GVO 27.5°, OP2) bei Rotor-Stator-Position 20° und 40°	138
Abb. 6-66: Einzelbilder der kranzseitigen axial-normalen Messebene von Rotor 1 (GVO 27.5°, OP3) bei Rotor-Stator-Position 40°	139
Abb. 6-67: Globale Mittelung der druckseitigen Messebenen von Rotor 2 (GVO 27,5°) in den Betriebspunkten OP1: lokaler Bestpunkt, OP2: abgeflachter Kennlinienast, OP3: instabiler Kennlinienast, OP4: Teillast	141
Abb. 6-68: Vergleich der Standardabweichung der Phasenmittelung der druckseitigen Messebenen in den Betriebspunkten OP2 und OP3 von Rotor 1 und 2 (GVO 27.5°)	142
Abb. 6-69: Globale Mittelung der saugseitigen Messebenen von Rotor 1 (GVO 27.5°) in den Betriebspunkten OP1: lokaler Bestpunkt, OP2: abgeflachte Kennlinie, OP3: eingebrochene Kennlinie, OP4: Teillast	143
Abb. 6-70: Einzelbild der axial-normalen Messebene auf der Saugseite von Rotor 1 (GVO27.5°) in Betriebspunkt OP3	144
Abb. 6-71: Globales Mittel mit Vektordarstellung der Messebenen auf der Saugseite von Rotor 1 (GVO 27.5°) in Betriebspunkt OP4	145
Abb. 6-72: Globale Mittelung der saugseitigen Messebenen von Rotor 2 (GVO 27.5°) in den Betriebspunkten OP1: lokaler Bestpunkt, OP2: abgeflachte Kennlinie, OP3: eingebrochene Kennlinie, OP4: Teillast	146
Abb. 6-73: Vergleich der Strömungsmuster bei 15° Leitschaufelöffnung	147
Abb. 6-74: Vergleich der Strömungsmuster bei 27,5° Leitschaufelöffnung	148
Abb. 6-75: Vergleich der Strömung im engsten Querschnitt des Leitapparats bei 15° Leitschaufelöffnung	149
Abb. 6-76: Vergleich der Strömung im engsten Querschnitt des Leitapparats bei 27,5° Leitschaufelöffnung ...	150
Abb. 7-1: Modellvorstellung der Teillastrezirkulation im Pumpbetrieb	152
Abb. A-1: FFT der Druckpulsationen im Bereich der Leitschaufeln (K 4) von Rotor 1 (GVO 15°)	161
Abb. A-2: FFT der Druckpulsationen im Bereich der Leitschaufeln (K 4) von Rotor 1 (GVO 27,5°)	161
Abb. A-3: FFT der Druckpulsationen im Bereich der Leitschaufeln (K 4) von Rotor 2 (GVO 15°)	162
Abb. A-4: FFT der Druckpulsationen im Bereich der Leitschaufeln (K 4) von Rotor 2 (GVO 27,5°)	162
Abb. A-5: FFT der Druckpulsationen im Bereich des Saugrohrkonus (S 12) von Rotor 1 (GVO 15°)	163
Abb. A-6: FFT der Druckpulsationen im Bereich des Saugrohrkonus (S 12) von Rotor 1 (GVO 27,5°)	163
Abb. A-7: FFT der Druckpulsationen im Bereich des Saugrohrkonus (S 12) von Rotor 2 (GVO 15°)	164
Abb. A-8: FFT der Druckpulsationen im Bereich des Saugrohrkonus (S 12) von Rotor 2 (GVO 27,5°)	164

Tabellenverzeichnis

Tab. 1-1: Überblick Strömungsvorgänge in Turbinen und Pumpen [13].....	6
Tab. 1-2: Bedeutung der Förderhöhenanteile der Eulerschen Turbomaschinengleichung ([15], S. 239)	12
Tab. 3-1: Eckdaten des 4-Quadranten-Prüfstands	23
Tab. 3-2: Parameter des Pumpturbinenmodells im Pumpbetrieb	25
Tab. 3-3: Messgeräte der hydraulischen Kenngrößen	27
Tab. 3-4: Technische Daten Kistler 7031	29
Tab. 3-5: Technische Daten Keller 21Y	29
Tab. 3-6: Technische Daten Keller 2Mi	30
Tab. 3-7: Technische Daten Keller M5	32
Tab. 3-8: Komponenten zur Datenakquirierung.....	33
Tab. 3-9: Komponenten zur Highspeed-Visualisierung.....	36
Tab. 3-10: Technische Daten der PIV-Kamera	39
Tab. 3-11: Technische Daten des PIV-Lasersystems	40
Tab. 3-12: Technische Daten der Tracer-Partikel [75].....	42
Tab. 3-13: Parameter der PIV-Messung.....	45
Tab. 3-14: PIV-Messebenen.....	50
Tab. 4-1: Minimalanforderungen der IEC 60193 [58]	51
Tab. 4-2: Parameter der PIV-Validation	58
Tab. 5-1: Messkampagne bezüglich Messung von Kennlinien	66
Tab. 5-2: Messkampagne bezüglich laseroptischen Messungen	68
Tab. 6-1: Positionen der Drucksensoren zur Analyse des Druckaufbaus der Einzelkomponenten	72
Tab. A-1: Messkampagne bezüglich qualitativer Visualisierungen mit getriggelter Kamera und Laufrad 1	157
Tab. A-2: Messkampagne bezüglich qualitativer Visualisierungen mit getriggelter Kamera und Rotor 2.....	158
Tab. A-3: Messkampagne bezüglich qualitativer Visualisierungen mit High-Speed Kamera und Rotor 1	159
Tab. A-4: Messkampagne bezüglich qualitativer Visualisierungen mit High-Speed Kamera und Rotor 2	160

Formelzeichen und Abkürzungsverzeichnis

Lateinische Formelzeichen

A	[m ²]	Strömungsquerschnitt
c	[m/s]	Absolute Strömungsgeschwindigkeit
\vec{c}_{PIV}	[-]	Projizierte Strömungsgeschwindigkeit
\vec{c}_{PIV}^*	[-]	Normierte, projizierte Strömungsgeschwindigkeit
\vec{c}_{PIV}^*	[-]	Gemittelte, normierte, projizierte Strömungsgeschwindigkeit
\tilde{c}_p	[-]	Druckpulsationskoeffizient
\tilde{c}_{TG}	[-]	Normierter Leitschaufelmoment-Faktor
c _{TP}	[m/s]	Geschwindigkeit Tracer Partikel
\dot{c}_{TP}	[m/s ²]	Beschleunigung Tracer Partikel
c _s	[m/s]	Schlupf
c _Z	[m/s]	Out-of-plane-Komponente
D	[m]	Durchmesser
E	[J/kg]	spezifische hydraulische Energie
f	[Hz]	Frequenz
f _n	[Hz]	Nominale Drehfrequenz
f _{RS}	[Hz]	Rotating Stall-Frequenz
f _S	[Hz]	Schaufeldrehklang
g	[m/s ²]	örtliche Erdfallbeschleunigung
GVO	[°]	Leitschaufelöffnung
H	[m]	Fall-/Förderhöhe
h	[m]	Energiehöhe
k	[-]	Ordnung der Harmonischen der GPF
K ₀	[-]	Offset
K ₁	[-]	Steigung
K _{Le}	[m]	Leitschaufelkanalhöhe
m	[-]	Ordnung der Harmonischen der BPF
M	[-]	Skalierungsfaktor
N	[-]	Anzahl Messwerte
\dot{m}	[kg/s]	Massenstrom
n	[min ⁻¹]	Betriebsdrehzahl
n _q	[min ⁻¹]	Spezifische Drehzahl, Schnellläufigkeit
p	[Pa]	Druck
\tilde{p}	[Pa]	Druckpulsation
\tilde{p}_E	[-]	Druckpulsationsfaktor
P	[W]	Leistung
Q	[m ³ /s]	Durchfluss
R, r	[m]	Radius
R _D	[-]	Dynamischer Bereich
Re	[-]	Reynoldszahl
R _G	[-]	Reaktionsgrad
R _O	[-]	Rosby-Zahl
s	[-]	Bahnlinie
T	[Nm]	Drehmoment
T _{RS}	[s]	Stall-Zeit
t	[s]	Zeit
T _{G,ED}	[-]	Leitschaufelmomentfaktor

U	[V]	Spannung
u	[m/s]	Umfangsgeschwindigkeit
w	[m/s]	Relativgeschwindigkeit
z	[m]	Geodätische Höhe
Z ₀	[mm]	Lichtschnittdicke
Z _{La}	[#]	Anzahl Laufschaufeln
Z _{Le}	[#]	Anzahl Leitschaufeln
Z _{RS}	[#]	Anzahl Ablösezellen

Griechische Formelzeichen

α	[°]	Leitschaufelöffnung, Absoluter Strömungswinkel
β	[°]	Relativer Strömungswinkel
γ	[-]	Akzeptanzfaktor
Δ	[-]	Differenz
δ_{RS}	[°]	Stallwinkel
η	[-]	Wirkungsgrad
θ	[°C]	Temperatur
ν	[m ² /s]	Kinematische Viskosität
ρ	[kg/m ³]	Dichte Wasser
σ	[-]	Schnelllaufzahl
σ_p	[-]	Standardabweichung Druckpulsationskoeffizient
τ_{aus}	[s]	Relaxationszeit
φ	[°]	Phasenwinkel
ϕ	[-]	Durchflussziffer
ψ	[-]	Druckziffer
ω	[s ⁻¹]	Winkelgeschwindigkeit

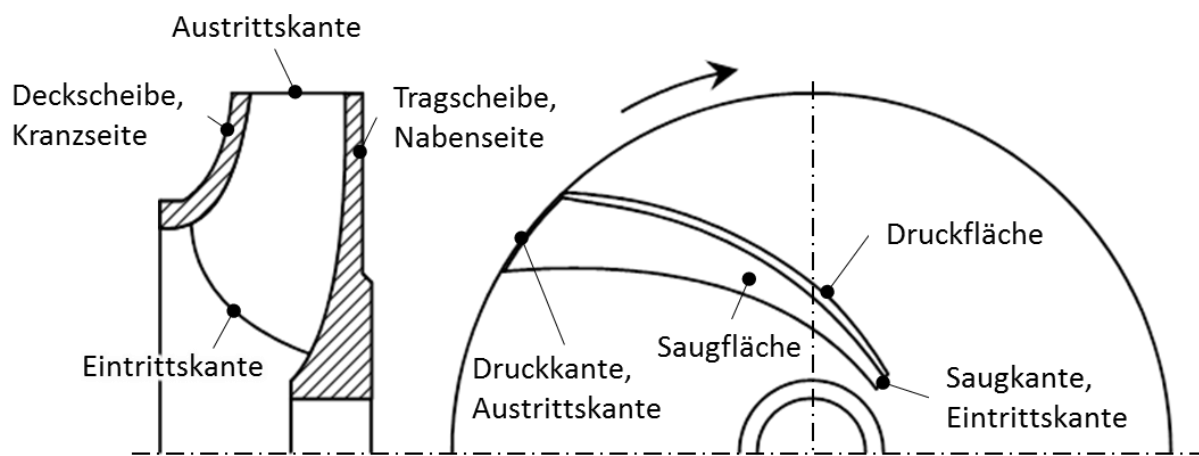
Indizes

—	Mittelwert
*	Normiert
~	Momentanwert
a	Austritt, außen
e	Eintritt
GN	Gemeinsamer Nenner
i	innen
IA	Interrogation Area
Lab	Labyrinth
max	Maximalwert
min	Minimalwert
n	Nennpunkt
P	Pumpe, Partikel
Rec	Rezirkulation
Reib	Reibung
RSR	Radseitenraum
S	Schaufel
T	Turbine
tot	Totalenergie
u	Umfang
v	Verlust

Abkürzungen

BPF	Blade Passing Frequency, Laufschaufeldrehklang
CCD	Charge Coupled Device
CMOS	Complementary Metal Oxide Semiconductor
CAD	Computer Aided Design
DS	Deckscheibe
DMS	Dehnmessstreifen
DT	Draft Tube
DS	Druckseite
DS	Druckstutzen
F	Blendenöffnung
FFT	Fast Fourier Transformation
FIFO	First In First Out
GPF	Gate Passing Frequency, Leitschaufeldrehklang
IEC	International Electrotechnical Commission
K	Kranzseite
LDA	Laser Doppler Anemometrie
N	Nabenseite
NI	National Instruments
NPSE	Net Positive Suction Head
OP	Operating Point
PIV	Particle Image Velocimetry
PT	Pumpturbine
PSKW	Pumpspeicherkraftwerk
RMS	Root Mean Square
RSP	Rotor-Stator-Position
SK	Saugrohrkonus
SS	Saugseite
STFT	Short Time Frequency Transformation
TBB	Time Between Bursts
TBP	Time Between Pulses
T	Tragscheibe

Bezeichnungen



1 Einleitung

Der unaufhaltsame Trend in Richtung des Ausbaus erneuerbarer Energien führt zu immer größeren Herausforderungen für die Erzeugung und Speicherung von elektrischer Energie. Zum einen unterliegt die Stromerzeugung aus Windkraft und Photovoltaik hohen zeitlichen Schwankungen, und zum anderen deckt sich die Zeitspanne der Erzeugung größtenteils nicht mit der eigentlichen Nachfrage. Diese Situation führt zur dringenden Notwendigkeit einer effizienten Speichermöglichkeit von elektrischer Energie, was derzeit großtechnisch wirtschaftlich nur mit Pumpspeicherung möglich ist. So sind trotz aktuell niedriger Terminmarktpreise und geringem „Peak/Off-Peak-Spread“ die Entscheidungen für Investitionen in Pumpspeicherkraftwerke nicht von der gegenwärtigen Situation abhängig zu machen. Vielmehr müssen die grundlegenden Entwicklungen wie der zukünftige Speicherbedarf und die vermehrt notwendige Regelenergie berücksichtigt werden. Mit dem Ausbau der erneuerbaren Energien und dem Rückgang an thermischer (also fossiler und nuklearer) Erzeugung wächst deren Bedeutung immens. Substitutionstechnologien, die eine ökonomische Alternative zur Pumpspeicherung darstellen, sind zurzeit trotz vielfältiger Bemühungen nicht in Sicht.

In vielen Fällen werden Pumpspeicherkraftwerke mit Francis-Pumpturbinen ausgestattet, welche drehrichtungsabhängig zur Speicherung von hydraulischer Energie in Speicherseen oder zur kurzfristigen Energieerzeugung bei Spitzenenergiebedarf eingesetzt werden. Pumpturbinen müssen in beiden Betriebsarten hohen Anforderungen an das hydraulische Verhalten gerecht werden. Sowohl im Pump- als auch im Turbinenbetrieb müssen konkurrenzfähige Wirkungsgrade, gutes Kavitationsverhalten und ein ruhiger und stabiler Betrieb durch ein entsprechendes hydraulisches und mechanisches Design sichergestellt werden. Im Vergleich zu reinen Turbinen ist die Betriebsführung von Pumpturbinen komplexer und verlangt kurze Umschaltzeiten von Pump- in Turbinenbetrieb, um kurzfristig als Stabilisierungsinstrument im elektrischen Netz verfügbar zu sein. Dazu muss vor allem die Stabilität von Pumpturbinen im Pumpbetrieb und im Turbinenbetrieb sichergestellt werden. Jedoch treten im Pumpbetrieb instabile Strömungszustände auf, welche zu sprunghaften Änderungen des Betriebszustands und daher zu Einschränkungen des Fahrbereichs führen (siehe Abb. 1-1):

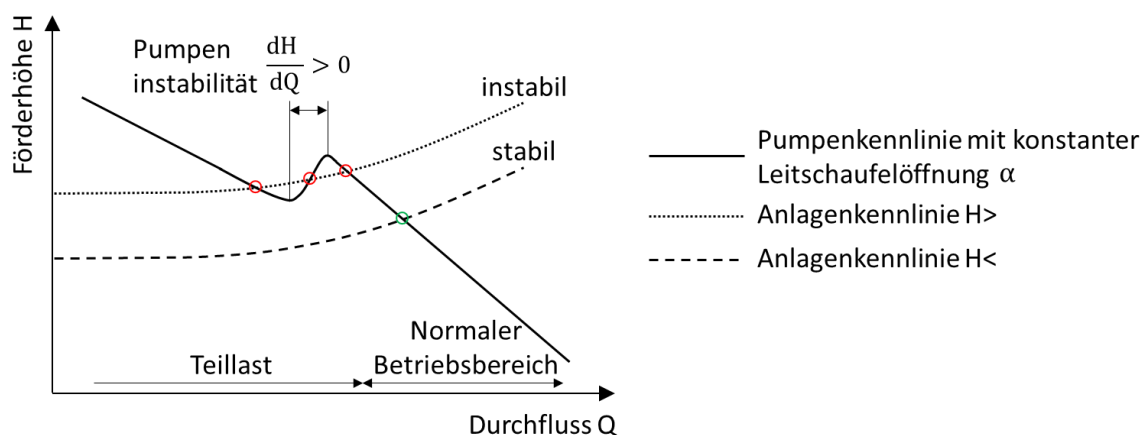


Abb. 1-1: Instabile Pumpenkennlinie im Pumpquadranten

1.1 Instabiles Betriebsverhalten von Pumpturbinen

Um einen stabilen und definierten Betrieb einer Pumpturbine im Pumpbetrieb zu ermöglichen, ist eine Betriebscharakteristik erforderlich, welche nur einen einzelnen Schnittpunkt zwischen der Pumpenkennlinie und der Anlagenkennlinie aufweist. Pumpturbinen erlauben aufgrund des verstellbaren Leitapparates eine Anpassung des Kennfeldes an stabile Betriebszustände unter Berücksichtigung des Wirkungsgradverlaufes. Jedoch darf die Charakteristik der Pumpturbine im Kennfeld unter keinen Umständen tiefer als die Kennlinie des Gesamtsystems liegen [1]. Eine abrupte Reduktion der Förderhöhe im Teillastbetrieb reduziert den Regelbereich und führt aufgrund der Tatsache, dass das Design einer Pumpturbine ein Kompromiss zwischen Pumpe und Turbine ist, zu weiteren Limitierungen. Um einen höheren Wirkungsgrad im Turbinenbetrieb zu erreichen, ist es notwendig, den instabilen Betriebsbereich im Pumpbetrieb zur höchstmöglichen dimensionslosen Förderhöhe bzw. Druckziffer zu verschieben (siehe Abb. 1-2). Auch die Tatsache, dass mit Erreichen einer höheren Druckziffer der Durchmesser bzw. die Größe einer Maschine bei konstanter Drehzahl reduziert werden kann, erfordert das Verschieben des erlaubten Betriebsbereichs in Richtung Teillast [2].

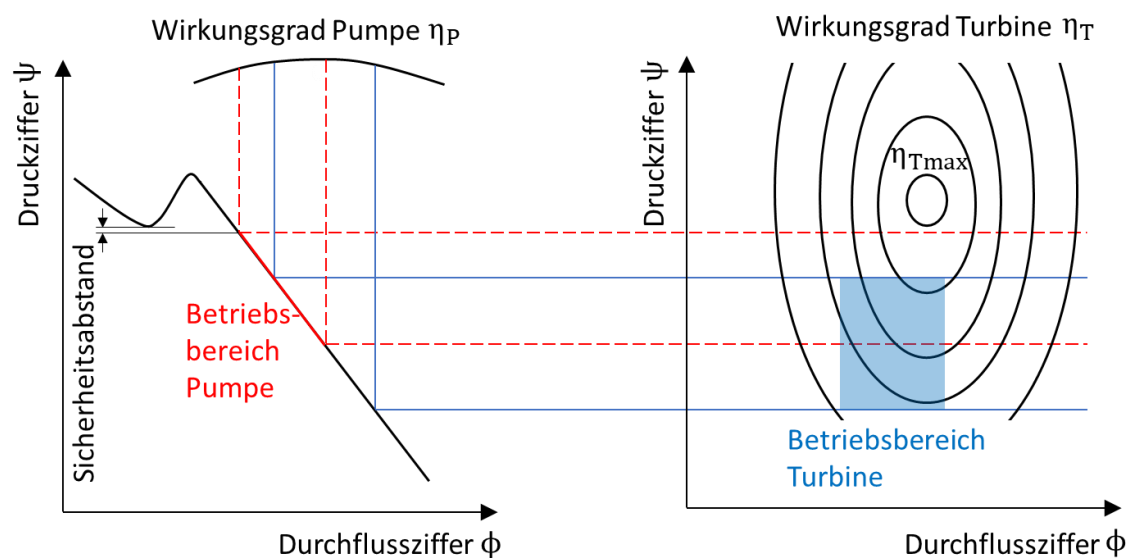


Abb. 1-2: Zusammenhang Pumpencharakteristik mit Instabilität (links) und Turbinenkennfeld (rechts)

Der Betrieb in der aufgrund der Form als Sattelkurve bezeichneten Kennlinieninstabilität muss auf jeden Fall vermieden werden, da die mechanischen Belastungen stark ansteigen und es keine Möglichkeit gibt, den Kennlinienast zu verlassen. Ein risikofreier Startvorgang einer Pumpturbine im Pumpbetrieb nahe der höchsten Förderhöhe benötigt zusätzlich einen ausreichenden Sicherheitsabstand zur instabilen Kennlinie ([3], [4], [5]).

Obwohl die Anwendung der numerischen Strömungssimulation große Fortschritte im Design und in der Optimierung von Pumpturbinen gebracht hat, ist die korrekte Voraussage des Auftretens der Pumpeninstabilität wegen der Komplexität der Strömung sehr aufwendig und gelingt nicht immer.

Auf Basis dieses Hintergrunds hat das Institut für Hydraulische Strömungsmaschinen der TU Graz gemeinsam mit Andritz Hydro das FFG-gestützte Forschungsprojekt „PT Instability“ (FFG Projektnummer: 846059) in Angriff genommen. Die Zielsetzung war, ein detailliertes Verständnis der Strömungsmechanismen, die bei Francis-Pumpturbinen zu instationären

Strömungsphänomenen und instabilen Kennlinien führen, zu gewinnen. Mit den in der experimentellen Forschungsarbeit gewonnenen Erkenntnissen sollen numerische Simulationen validiert und für den industriellen Einsatz optimiert werden, um letztendlich Designkriterien zu eruieren, welche das Auftreten der instabilen Betriebsbereiche in gewünschter Art beeinflussen.

1.2 Reversible Francis-Pumpturbine

Eine reversible Pumpturbine ermöglicht durch Drehrichtungsumkehr den Betrieb sowohl als Turbine wie auch als Pumpe. Dabei wird entweder hydraulische in mechanische Energie umgewandelt (Turbinenbetrieb) oder umgekehrt (Pumpbetrieb). Die typischen Betriebsbereiche einer Pumpturbine, in welchen der höchste Wirkungsgrad erreicht werden kann, lassen sich anhand der Schnelllaufzahl σ bzw. der spezifischen Drehzahl n_q definieren.

$$\sigma = \frac{\phi^{1/2}}{\psi^{3/4}} = \frac{n_q}{157,8} \quad [-] \quad (1.1)$$

Abb. 1-3 beschreibt den Einsatzbereich der unterschiedlichen Turbinentypen wie der Pelton-, Francis-, Kaplan- und der Rohrturbine sowie den typischen Betriebsbereich einer Pumpturbine in Abhängigkeit der Schnelllaufzahl und der Fallhöhe/Förderhöhe. Pumpturbinen können als Hochdruckmaschinen mit schmalen Schaufelkanälen am Turbineneintritt erkannt werden, wogegen Niederdruckmaschinen mit höherer Schnelllaufzahl breite Schaufelkanäle aufweisen. Bereits in Betrieb genommene Anlagen mit Francis-Pumpturbinen leisten bis zu 2400 MW (Guangzhou, China [6]) oder erreichen bis zu 730 m Fallhöhe (Kazunogawa, Japan [7]). Technisch möglich sind Betriebsbereiche zwischen 50 und 800 m sowie Maschinensatzleistungen von 10 bis 500 MW [8].

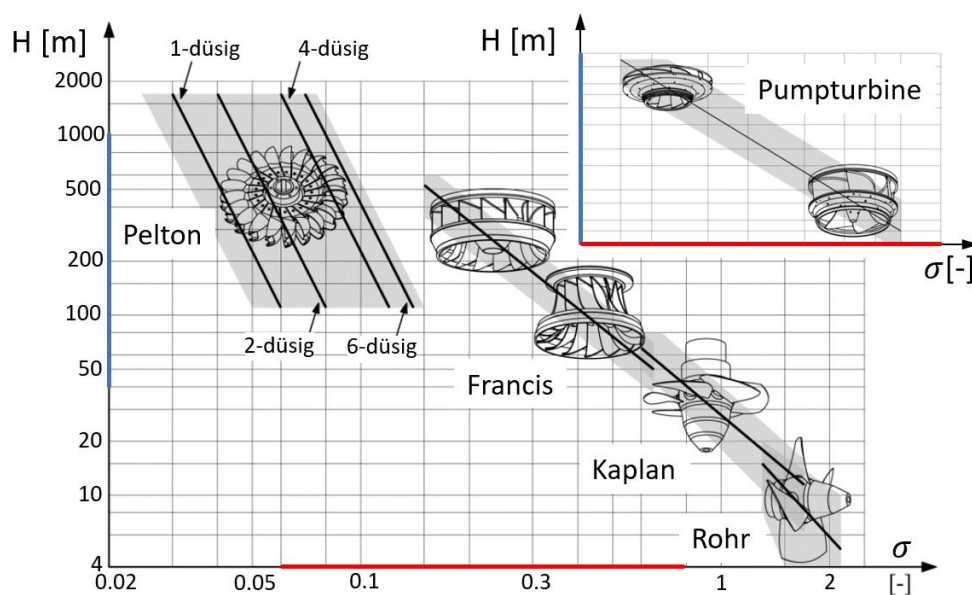


Abb. 1-3: Klassifizierung von hydraulischen Strömungsmaschinen anhand der spezifischen Drehzahl und der Fallhöhe [9]

Bis zum Jahr 2021 wird in China das Pumpspeicherkraftwerk (PSKW) Fengning mit zwölf Maschinensätzen zu je 300 MW fertiggestellt sein (siehe Abb. 1-4). Zwei der zwölf Maschinensätze des größten in Bau befindlichen Pumpspeicherkraftwerks der Welt sind drehzahlvariabel ausgeführt. Dadurch sind Regelbereiche von bis zu 60% im Pumpbetrieb und verbesserte Wirkungsgrade im Turbinenbetrieb möglich ([10], [11]).

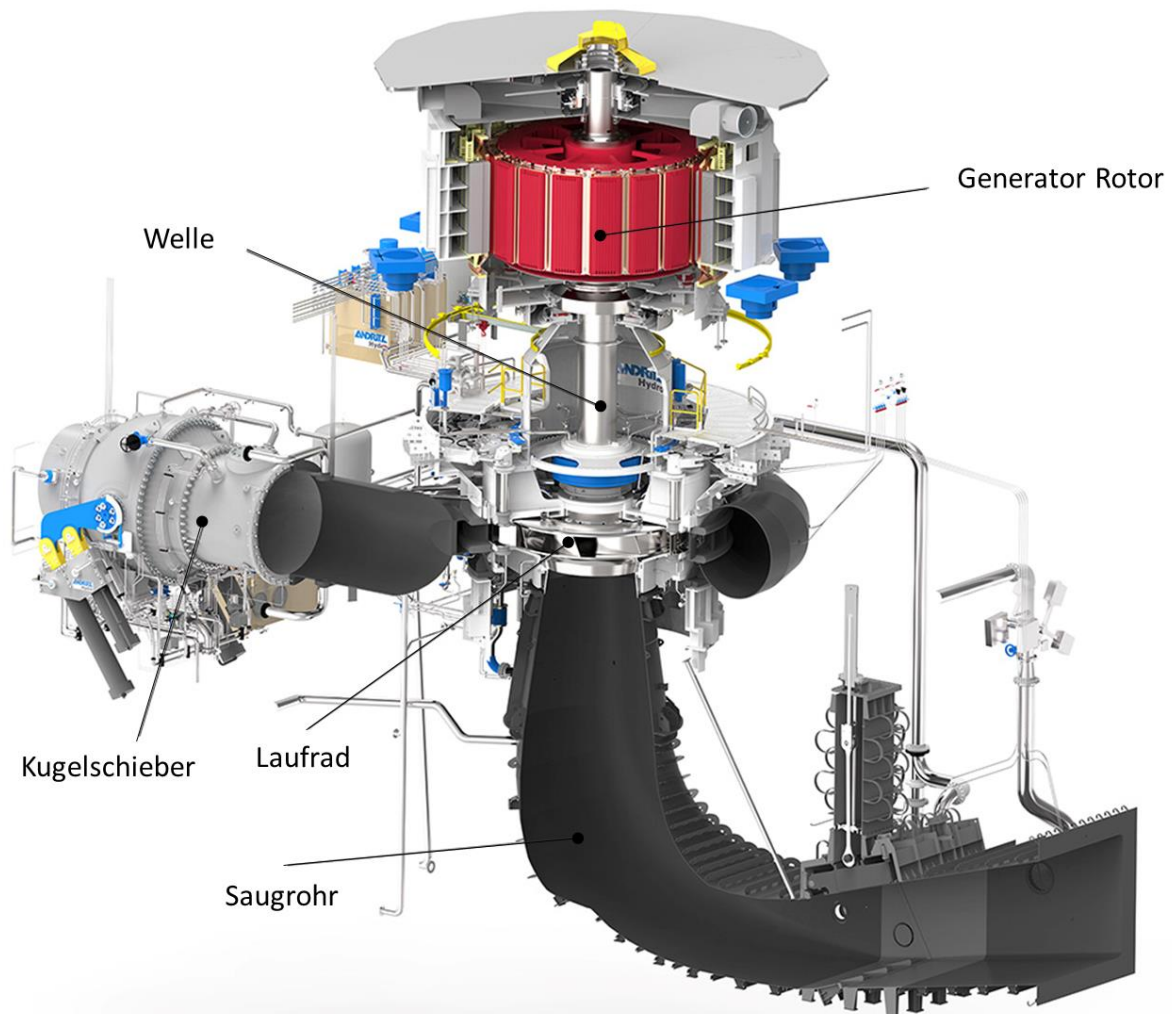


Abb. 1-4: Drehzahlvariabler Maschinensatz PSKW Fengning, China [12]

Im Turbinenbetrieb wird das Wasser durch die Spirale dem Laufrad über die Leitschaufeln zugeführt. Die Spirale, welche mit einem Rechteck-, Trapez- oder Kreisringquerschnitt ausgeführt werden kann, dient zum Aufbau des Dralls und zum rotationssymmetrischen Zuführen der Strömung. Am Übergang zwischen Spiralgehäuse und Turbinengehäuse ist aus statischen Gründen ein Stützschaufelring angeordnet, dessen fixe Schaufeln die Strömung möglichst verlustarm zu den Leitschaufeln hinführen. Der in Strömungsrichtung folgende verstellbare Leitschaufelring hat die Aufgabe, den Anströmwinkel zu den Laufradschaufeln zu definieren. Der Winkel der Leitschaufeln kann synchron über einen verbundenen Regulierring oder einzeln über Servomotoren gesteuert werden. Die hohe kinetische Energie und der statische Druck der Strömung werden in den konvergenten Kanälen des Laufrades durch Abbau des Dralls, welcher in der Spirale und den Leitschaufeln erzeugt wurde, in Wellenarbeit umgewandelt. Am Austritt der Turbine ist die Strömung somit möglichst drallfrei und hat einen

geringen Druck. Je nach Lage kann mit dem angeschlossenen Saugrohr der Höhenunterschied zwischen Laufradaustritt und Unterwasserspiegel ausgenutzt werden. Zusätzlich bietet es die Möglichkeit der Rückgewinnung der in der austretenden Strömung verbleibenden Geschwindigkeitshöhe.

Im Pumpbetrieb kehrt sich die Drehrichtung des Laufrades um: Das Saugrohr führt dem Laufrad die Strömung zu. Der Energiefluss geschieht vom Laufrad an das Fördermedium. Dieses baut über die nun divergenten Kanäle den Drall auf. Der Leitapparat und die Spirale wirken als Diffusor und wandeln die kinetische Energie in Druck um. Da es in Pumpenrichtung zu einer Verzögerung der Strömung kommt, spielen Grenzschicht- und Zähigkeitseffekte eine wichtige Rolle. Somit muss für die unterschiedlichen Anforderungen der beiden Betriebsarten ein guter Kompromiss gefunden werden. So wird beispielsweise die Krümmung der Laufschaufel eher für den Pumpbetrieb ausgelegt, da sonst die Strömung der Kontur nicht ablösungsfrei folgen könnte. Der Laufraddurchmesser einer Pumpturbine ist ebenfalls größer als bei gesondert ausgeführten Maschinensätzen. Abb. 1-5 zeigt die erwähnten Hauptkomponenten einer Pumpturbine:

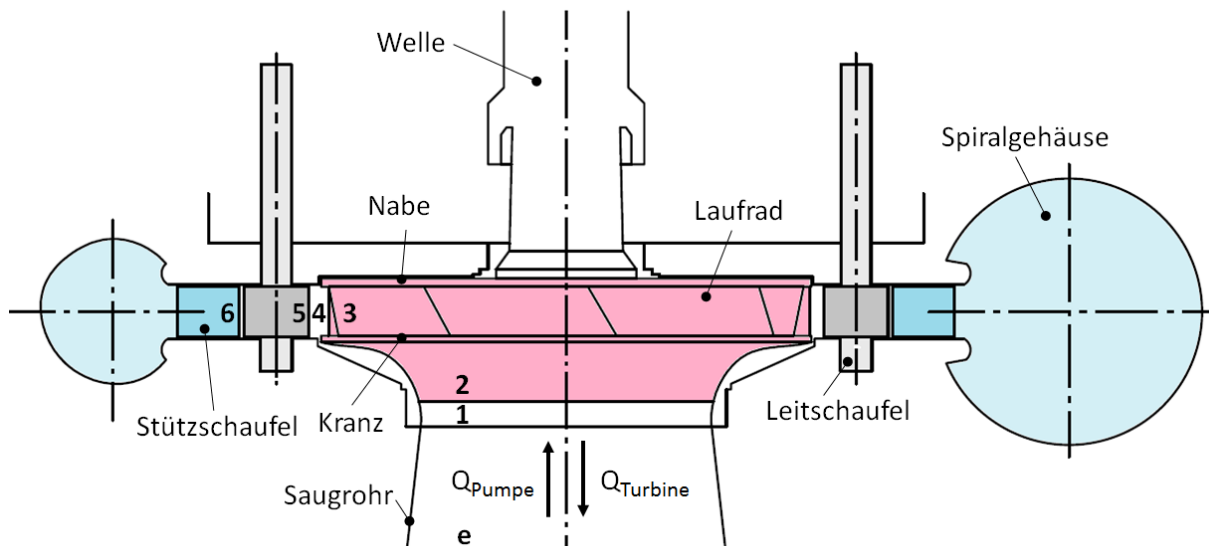


Abb. 1-5: Hauptkomponenten einer Pumpturbine und Fußnoten

Die vektorielle Beschreibung der Strömung in einer hydraulischen Strömungsmaschine wird anhand von Geschwindigkeitsdreiecken, deren drei Seiten durch die absolute Geschwindigkeit \vec{c} , die relative Geschwindigkeit \vec{w} sowie die Umfangsgeschwindigkeit \vec{u} definiert sind (siehe Gl. 1.2 und Gl. 1.3), beschrieben:

$$\vec{c} = \vec{u} + \vec{w} \quad (1.2)$$

$$u = D \cdot \pi \cdot n \quad (1.3)$$

Tab. 1-1 gibt einen Überblick über die Strömungsvorgänge im Laufrad und Leitapparat von Pumpen und Turbinen sowie über die Richtung des Energieflusses. Die für die unterschiedlichen Betriebsbereiche geltenden Geschwindigkeitsdreiecke sind in Abb. 1-6 für den Pumpbetrieb in Form einer Prinzipskizze und in eindimensionaler Betrachtungsweise dargestellt.

Tab. 1-1: Überblick Strömungsvorgänge in Turbinen und Pumpen [13]

Komponente	Energiefluss	Turbine Medium → Laufrad	Pumpe Laufrad → Medium
	Drall	Abbau	Erzeugung
Laufrad	Absolutgeschwindigkeit	Reduktion	Erhöhung
	Relativgeschwindigkeit	Erhöhung	Reduktion
Leitapparat	Drall	meist Erhöhung	Reduktion
	Absolutgeschwindigkeit	Erhöhung	Reduktion

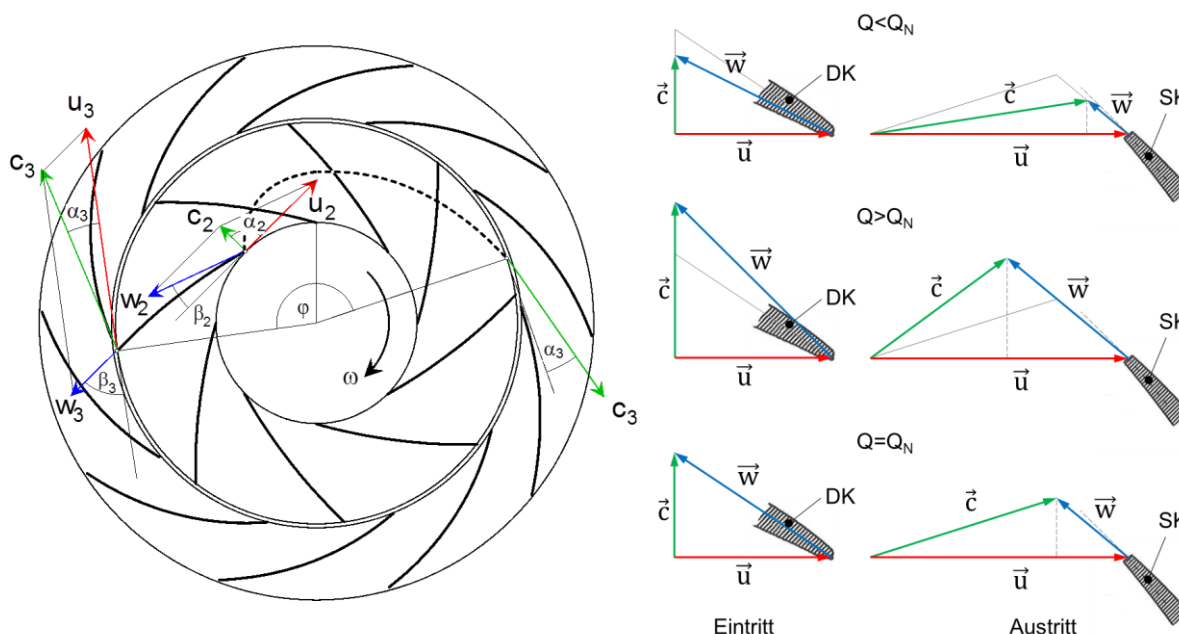


Abb. 1-6: Geschwindigkeitsdreiecke am Laufradeintritt und -austritt in verschiedenen Betriebsbereichen

Die Energieumsetzung am Beispiel einer hydraulischen Pumpenstufe sei im Folgenden vereinfacht anhand von Energiehöhen erläutert. Die erzeugte Förderhöhe H ist die Differenz der Totalenergiehöhen am Austritt h_{atot} bzw. Eintritt h_{etot} der Pumpe. Im Bereich des Saugstutzens (e bis 1) tritt eine Kanalströmung mit Reibungsverlusten auf:

$$e \text{ bis } 1: \frac{p_e}{\rho g} + \frac{c_e^2}{2g} + z_e = \frac{p_1}{\rho g} + \frac{c_1^2}{2g} + z_1 + h_{v \text{ e-1}} \quad (1.4)$$

Zwischen 1 und 2 tritt nur eine minimale Zustandsänderung auf, jedoch sind Leckageverluste ΣQ_{Lab} über die Labyrinth-Dichtregion zu verzeichnen. Im Laufrad (2 bis 3) findet der Energieaustausch durch Drallaufbau im divergenten Kanal statt. Die Totalenergiehöhe $h_{2 \text{ tot}}$ wird um die Energiehöhe der Umfangsarbeit H_u erhöht (abzüglich der Verluste wie Kanalreibung, Stoßverluste ...):

$$2 \text{ bis } 3: h_{3 \text{ tot}} = h_{2 \text{ tot}} + H_u - h_{v \text{ 2-3}} \quad (1.5)$$

Der Zusammenhang zwischen der Strömungskinetik und der Energieumsetzung ist definiert durch die Eulersche Turbomaschinengleichung. Aus dem Drallsatz ergibt sich das Umfangsmoment M_u und die Umfangsleistung P_u , welche die Differenz der Totalenergiehöhen zwischen Aus- und Eintritt des Laufrades abzüglich Reibung darstellt:

$$M_u = \dot{m} \cdot (r_3 \cdot c_{u3} - r_2 \cdot c_{u2}) \quad (1.6)$$

$$H_u = \frac{1}{g} \cdot (u_3 \cdot c_{u3} - u_2 \cdot c_{u2}) = H + \Sigma h_v \quad (1.7)$$

$$P_u = M_u \cdot \omega = \dot{m} \cdot g \cdot (h_{3 \text{ tot}} - h_{2 \text{ tot}} + h_{v \ 2-3}) = (Q + \Sigma Q_{\text{Lab}}) \cdot \rho \cdot g \cdot H_u \quad (1.8)$$

Zwischen 3 und 4 treten wieder Leckageverluste ΣQ_{Lab} über die Labyrinth-Dichtregion auf. Im Diffusor, der sich aus Leitschaufeln (5 bis 6) und Spirale (6 bis Pumpenausstritt a) zusammensetzt, wird die kinetische Energie in Druckenergie umgewandelt:

$$5 \text{ bis } a: \frac{p_5}{\rho g} + \frac{c_5^2}{2g} + z_5 = \frac{p_a}{\rho g} + \frac{c_a^2}{2g} + z_a + h_{v \ 5-a} \quad (1.9)$$

Die Antriebsleistung P_{Welle} ergibt sich aus der Summe der Umfangsleistung P_u und der Verlustleistungen im Radseitenraum P_{RSR} bzw. der Lager- und Dichtungsreibung P_{Reib} . Der Wirkungsgrad η der Pumpe ergibt sich durch das Verhältnis der hydraulischen Leistung mit der Antriebsleistung:

$$P_{\text{Welle}} = (Q + \Sigma Q_{\text{Lab}}) \cdot \rho \cdot g \cdot H_u + P_{\text{RSR}} + P_{\text{Reib}} \quad (1.10)$$

$$\eta = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{(Q + \Sigma Q_{\text{Lab}}) \cdot \rho \cdot g \cdot (H + \Sigma h_v) + P_{\text{RSR}} + P_{\text{Reib}}} \quad (1.11)$$

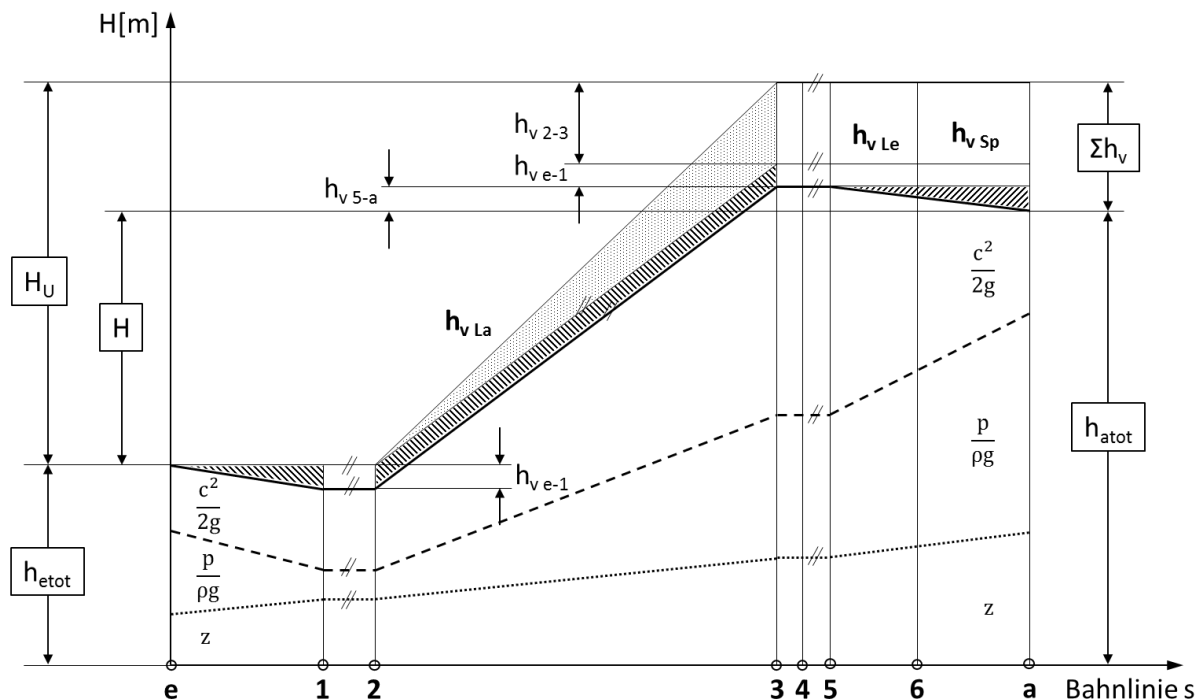


Abb. 1-7: Schematische Darstellung der Energieumsetzung in einer Pumpenstufe [13]

1.3 Teillastverhalten im Pumpbetrieb

Da eine Francis-Pumpturbine im weitesten Sinne als Radialpumpe mit verstellbarem Leitapparat gesehen werden kann, wird zur Betrachtung der Kennlinieninstabilitäten in Teillast in diesem Abschnitt allgemein auf Radialmaschinen eingegangen.

Im Teillastbetrieb, welcher bei der analysierten Francis-Pumpturbine mit spezifischer Drehzahl $n_q=50$ und konstanter Leitschaufelöffnung von $22,5^\circ$ bei $\phi/\phi_n < 0,8$ beginnt, kann – ähnlich zu Kreiselpumpen – davon ausgegangen werden, dass die Strömung am Laufradeintritt und -austritt durch die Wechselwirkung mit den umgebenden Komponenten stark dreidimensional wird. Schaufeleintrittswinkel und Kanalquerschnitte werden für den reduzierten Volumenstrom zu groß, wodurch bei Unterschreiten eines kritischen Wertes partielle Ablösungen und Rückströmungen entstehen. Die Rezirkulationen verändern die Strömungssituation im Laufrad und in den benachbarten Bauteilen im Vergleich zu der geordneten Strömung im Bereich des Auslegungsbetriebspunktes erheblich. Sowohl stationär ausgebildete Strömungen als auch instationäre Effekte sind die Folge und wirken sich auf die Kennlinienform, hydraulische Erregerkräfte, Vibrationen, Druckpulsationen und Kavitationsvorgänge aus ([14], [15], S. 207, [16], S. 245).

Im Auslegungspunkt erreichen Francis-Pumpturbinen bis zu 95% Wirkungsgrad, was zur Schlussfolgerung führt, dass in diesem Betriebspunkt keine nennenswerten Strömungsablösungen vorhanden sind, da diese mit Verlusten und somit Einbußen im Wirkungsgrad verbunden wären. Dagegen zeigt Pfeleiderer bereits 1938 ([16], S. 255), dass bei Nulldurchfluss sowohl am Laufradeintritt als auch am Austritt eine Rückströmung zu erwarten ist. Gülich ([15], S. 210) und Fraser [17] folgern aus der Tatsache, dass im Bestpunkt die Strömung anliegt, bei Nulldurchfluss jedoch eine vollständig ausgeprägte Rezirkulation vorliegt, dass zwischen diesen Betriebszuständen auf der Saugseite wie auf der Druckseite Ablösungen auftreten müssen. In Abb. 1-8 sind schematisch unterschiedliche Formen der Rückströmung im Meridianschnitt radialer Laufräder dargestellt. Viele Untersuchungen zeigen zwar qualitativ ähnliche Strömungszustände bei unterschiedlichen Laufrädern, doch bis dato sind keine allgemein gültigen Aussagen über Beginn und Intensität der Rückströmung möglich ([17], [18], [19], [14]). Da das Verhindern von Ablösung und Rezirkulationsgebieten grundsätzlich also nicht möglich ist, soll das Ziel der Auslegung das Verschieben des Einsetzens zu kleinen Fördermengen sein.

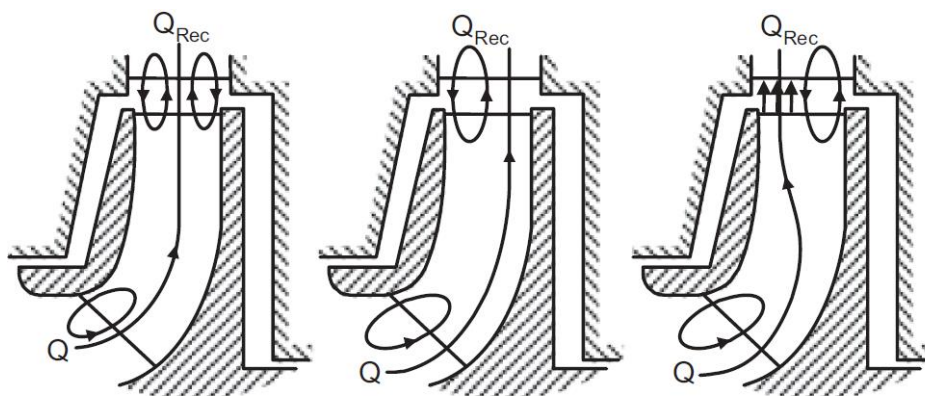


Abb. 1-8: Formen von Rückströmungen ([15], S. 222)

Ausbildung von Sekundärströmung

Die Geschwindigkeitsverteilung am Laufradaustritt ist entscheidend für den Druckrückgewinn sowie mögliche Ablösungen in der Leitvorrichtung. Für weitere Überlegungen ist deshalb die dreidimensionale Strömungsverteilung im Laufrad, welche die Energieübertragung von den Schaufeln an das Fluid bestimmt nach Gülich ([15], S. 211) zu betrachten. Für den ruhenden Beobachter erfolgt die Strömung im Laufrad auf gekrümmten Bahnen, und der Druck stellt sich örtlich so ein, dass er mit den aus der Stromlinienkrümmung resultierenden Zentrifugalkräften das Gleichgewicht hält. Die Druckerzeugung im Laufrad erfolgt ausschließlich dadurch, dass dem Fluid von den Schaufeln eine Absolutgeschwindigkeit mit tangentialer Komponente zugeführt wird. Das Druckfeld und die Trägheitskräfte halten sich im Gleichgewicht.

Aus der Sicht des rotierenden Systems sind die Zentrifugal- und Coriolisbeschleunigung zu berücksichtigen. Bei reibungsfreier Betrachtung ohne Impulsaustausch zwischen den Stromlinien kann man folgendes Kräftegleichgewicht bei stationärer Strömung anschreiben:

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial n} = 2\omega \times w + \omega^2 R \frac{\partial R}{\partial n} - \frac{w^2}{R_K} \quad (1.12)$$

Dabei ist $b_z = \omega^2 R$ die Zentrifugalbeschleunigung infolge Rotation (aufgeteilt in Sinus- bzw. Cosinus-Anteil oder b_{z1} bzw. b_{z2}), $b_{z3} = w^2/R_K$ die Zentrifugalbeschleunigung infolge der Stromlinienkrümmung und $b_c = 2\omega \times w$ die Coriolisbeschleunigung (siehe Abb. 1-9). Als Resultat des Bestrebens, das Kräftegleichgewicht an jeder Stelle der Schaufel aufrecht zu erhalten, passt sich die Stromlinienkrümmung an, und es entstehen Ausgleichsströmungen quer zur Hauptströmung sogenannte Sekundärströmungen.

Allgemein kann das Auftreten von Sekundärströmungen mit senkrecht zur Hauptströmungsrichtung wirkenden Kräften, die entsprechende Druckgradienten quer zur Strömung erzeugen, in Verbindung gebracht werden. Nach Gl. 1.12 werden die Druckgradienten von entgegengerichteten Zentrifugal- und Coriolisbeschleunigungen, die normal zur Hauptströmung wirken, bestimmt. Deren Verhältnis ist als die Rossby-Zahl definiert:

$$Ro = \frac{\text{Trägheitskraft}}{\text{Corioliskraft}} = \frac{b_z}{b_c} = \frac{b_{z2} + b_{z3}}{b_c} \quad (1.13)$$

Die Rossby-Zahl wird auch als „Sekundärströmungsparameter“ bezeichnet. Ist sie nahe bei eins, wäre keine merkliche Sekundärströmung zu erwarten. Ist sie größer oder kleiner als eins,

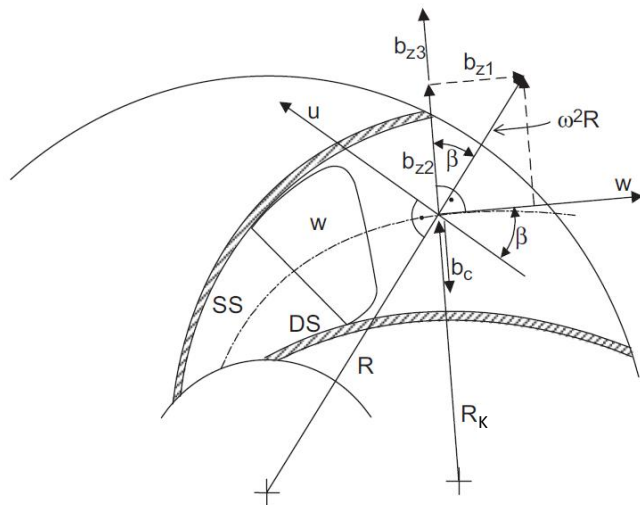


Abb. 1-9: Beschleunigungen an einem Fluidelement in einem divergenten Schaufelkanal ([15], S. 213)

wird die Strömung in Richtung Saugfläche oder Druckfläche abgelenkt, und asymmetrische Strömungsformen am Laufradaustritt sind die Folge. Aus der Überlagerung der Krümmerströmung im Meridianschnitt mit der durch die Rotation bedingten Sekundärströmung ergeben sich die Strömungsformen in Abb. 1-10 ([15], [20]). Dabei strömen die Sekundärströmungen im Kern von Zonen niedrigen Drucks zu Zonen höheren Drucks, und in der Grenzschicht folgt die Strömung aus Kontinuitätsgründen entgegen dem Druckgradienten:

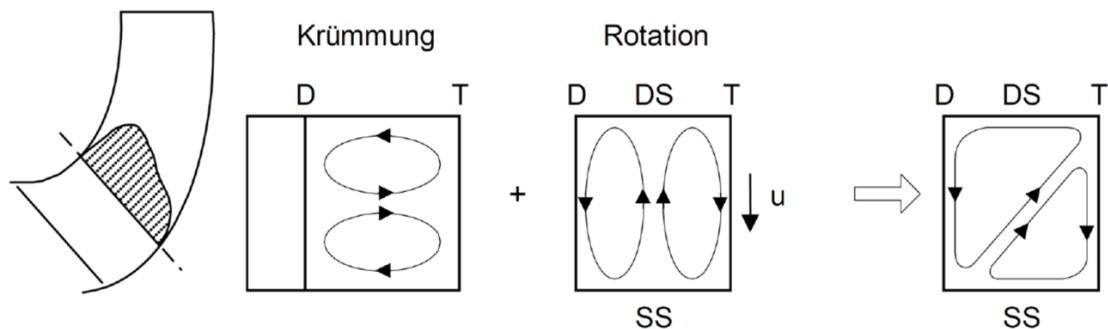


Abb. 1-10: Überlagerung der durch Krümmung und Rotation erzeugten Sekundärströmung ([15], S. 220)

Rückströmung am Laufradeintritt

Am Laufradeintritt kommt es unter bestimmten Voraussetzungen bei Unterschreiten einer kritischen Fördermenge zur Ausbildung einer Rezirkulation, bei welcher das Fluid am Außenkranz aus dem Laufrad in den Saugraum zurückfließt und im Bereich der Nabe wieder ins Laufrad eintritt. Die Rückströmung besitzt eine Umfangsgeschwindigkeit, die sich durch Impulsaustausch auf das Fluid vor dem Laufrad überträgt und zu einem von außen nach innen abnehmenden Vordralleffekt führt ([15], S. 222). Die Drallströmung rotiert in die gleiche Richtung wie der Rotor [21]. Sind keine Einbauten wie Rippen [22] oder Drallbrecher [13] vorhanden, erstreckt sich der Vordrall in Teillast mit abnehmendem Volumenstrom bis zu $15x D_e$ in die Saugleitung [23], [24] und erreicht sein Maximum bei Nulldurchfluss. Bekanntlich wird dabei die Saugdruckmessung verfälscht, wodurch eine zu geringe Förderhöhe gemessen wird [25]. Damit eine Rezirkulation der beschriebenen Form auftreten kann, muss die Strömung lokal ablösen, und zusätzlich müssen Druckunterschiede normal zur Hauptströmungsrichtung auftreten ([15], S. 222). Die Entstehung von Druckdifferenzen quer zur Hauptströmungsrichtung und die Verzögerung der Relativgeschwindigkeit zum engsten Querschnitt hin sind in Abb. 1-11 ersichtlich. Die Relativgeschwindigkeit w_1 für die äußere (a) und die innere (i) Stromlinie ist gemeinsam mit der mittleren Geschwindigkeit w_{1q} im engsten Querschnitt am Laufradeintritt als Funktion des Förderstroms aufgetragen. Im Bereich rechts von Punkt 1 wird w_{1a} auf w_{1q} beschleunigt; links von Punkt 1 wird w_{1a} verzögert und löst eher ab. Das Verhältnis w_{1q}/w_1 zeigt, dass die äußere Stromlinie stärker verzögert. Der Druckgradient quer zur Strömungsrichtung, der eine Vorbedingung für das Einsetzen der Rezirkulation ist, wird durch den Unterschied der Verzögerung der Relativgeschwindigkeit vor der Schaufeleintrittskante zum engsten Querschnitt im Laufrad und die stärkere Neigung der äußeren Stromlinie zur Ablösung erklärt. Die abgelöste Strömung mit geringer Relativgeschwindigkeit wird durch die Zentrifugalkraft zur Kranzseite (Deckscheibe) abgelenkt, wodurch die Rückströmung in den Saugbereich entsteht. Daraus lässt sich folgern, dass mit größerem Radienverhältnis r_{1a}/r_{1i} die auftretenden Druckdifferenzen normal zur Hauptströmung größer werden und die Rezirkulation früher und intensiver einsetzt. Das

Einsetzen des sogenannten Teillastwirbels rein aufgrund der Geschwindigkeitsverteilung bzw. des Anstellwinkels vorauszusagen, widerlegte Stoffel, indem er die Geschwindigkeitsverteilung vor dem Laufrad mit Sieben veränderte [14]. Auch Versuche mit Laufrädern unterschiedlicher spezifischer Drehzahl und gleichem Laufradeintritt zeigten nur einen geringen Einfluss des Laufradaustritts auf das Einsetzen der Rezirkulation [26]:

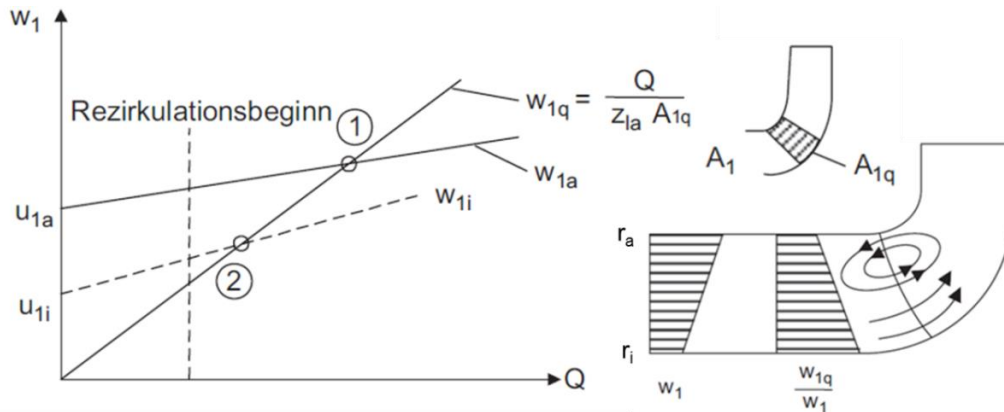


Abb. 1-11: Verzögerung der Laufradeintrittsströmung [27]

Fraser [17] sieht im Auftreten einer Rezirkulation in Teillast einen Zusammenhang mit dem steigenden Druckgradienten von Saug- zu Druckseite und der Totalenergie, welche sich aus dem Förderhöhenanteil der Zentrifugalkräfte und dem dynamischen Förderhöhenanteil zusammensetzt. Während der Förderhöhenanteil der Zentrifugalkräfte bei gegebenem Durchmesser und gegebener Drehzahl konstant ist, ist der dynamische Förderhöhenanteil von der Absolutgeschwindigkeit und damit vom Durchfluss abhängig. Die Charakteristik wird instabil, wenn der dynamische Anteil den zentrifugalen Anteil überschreitet. In diesem Betriebspunkt dreht sich der Druckgradient lokal um, und die Rezirkulation setzt ein.

Hunziker [28] zeigte mit Versuchen an zwei Laufrädern von Radialkompressoren, deren Beschaukelung sich unterschied, dass Rückströmung am Eintritt bei gleichem Förderstrom einsetzte. Der Quotient r_{1a}/r_{1i} hingegen war bei beiden Laufrädern ident. Damit belegte er, dass die Druckdifferenz quer zur Hauptströmungsrichtung für den Beginn der Rezirkulation maßgeblich war. Die Entstehung der Rückströmung beschreibt Gülich ([15], S. 227) im Bereich des engsten Querschnittes bzw. scharfer Krümmung, wo die Druckunterschiede über die Schaufelhöhe maximal sind. Eine Abhängigkeit des Einsetzens der Rezirkulation von der Reynoldszahl ist nicht gegeben [29], [30].

Das Auftreten der Rezirkulation am Eintritt hat Folgen für die theoretische Förderhöhe (Gl. 1.14) wie mit der Eulerschen Turbomaschinengleichung, die sich aus Gleichung 1.7 durch Einsetzen des Cosinus-Satzes für die Geschwindigkeitsdreiecke ergibt, gezeigt werden kann:

$$H = \frac{1}{g} \cdot \left(\frac{c_3^2 - c_2^2}{2} + \frac{u_3^2 - u_2^2}{2} - \frac{w_3^2 - w_2^2}{2} \right) \quad (1.14)$$

Tritt eine Rezirkulation am Laufradeintritt auf, wird, wie beschrieben, der Außenradius des Eintrittsquerschnitts versperrt. Das rückströmende Fluid drängt die Hauptströmung in Richtung Nabe ab, wodurch der zentrifugale Förderhöhenanteil steigt, weil u_1 sinkt. Je kleiner der Volumenstrom desto weiter wird die Kernströmung zur Nabe abgelenkt und die Förderhöhe

steigt. Die gegenteilige Wirkung hat jedoch die in den Saugraum zurückströmende Flüssigkeit, die eine hohe Umfangskomponente in der Umlaufrichtung des Laufrades hat, wodurch die Strömung einen Gleichdrall aufweist. Die dadurch bedingte Reduktion von w_1 und der Anstieg von c_1 führt laut der Pumpenhauptgleichung (Gl. 1.14) in Summe zu einer verringerten Förderhöhe ([16], S. 257). Die einzelnen Terme der Hauptgleichung können wie in Tab. 1-2 gegliedert und deren Beeinflussung durch die Rezirkulation beschrieben werden:

Tab. 1-2: Bedeutung der Förderhöhenanteile der Eulerschen Turbomaschinengleichung ([15], S. 239)

Term	Bedeutung	Abhängigkeit
$H_c = \frac{c_3^2 - c_2^2}{2g}$	Beschleunigung der Absolutströmung im Laufrad	Leitapparat (Umsetzung in statischen Druck durch Verzögerung), Förderstrom
$H_z = \frac{u_3^2 - u_2^2}{2g}$	Zentrifugalkräfte	Verhältnis Eintritts- zu Austrittsradius des Laufrads, Schaufelwinkel
$H_w = \frac{w_2^2 - w_3^2}{2g}$	Verzögerung der Relativgeschwindigkeit im Laufrad	Schaufelwinkel, Förderstrom und Rezirkulation
$H_{La} = H_z + H_w$	Erhöhung des statischen Drucks im Laufrad	

Rückströmung am Laufradaustritt

Die in Abb. 1-8 dargestellte Rückströmung am Laufradaustritt ist im engeren Sinn als Rückströmung vom Leitapparat in das Laufrad zu bezeichnen. Analog zu den Überlegungen für den Laufradeintritt zeigt Abb. 1-12 die Verhältnisse im Leitapparat:

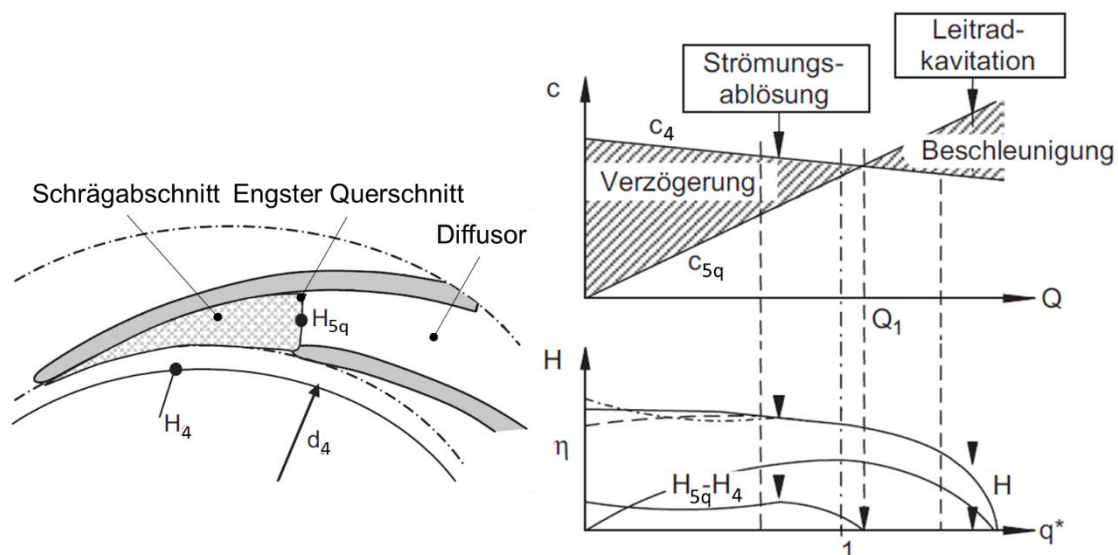


Abb. 1-12: Verzögerung und Beschleunigung der Leitradströmung [31]

Die Absolutgeschwindigkeit c_4 am Laufradaustritt sinkt, wie in Abb. 1-6 gezeigt wurde, mit wachsendem Förderstrom während die Geschwindigkeit im engsten Leitradquerschnitt c_{5q} proportional steigt. Bei $Q > Q_1$ beschleunigt die Strömung im Leitrad, der Druck sinkt, und es

kann zur Kavitation kommen. Sind die Geschwindigkeiten ident, besteht kein Differenzdruck zwischen Laufradaustritt H_4 und dem engsten Querschnitt H_{5q} ($H_{5q}-H_4=0$). Im Bereich $Q < Q_1$ verursacht die Verzögerung eine Strömungsablösung, die durch das lokale Maximum der Druckdifferenz $H_{5q}-H_4$ erkannt werden kann. Als typische Werte für das Auftreten einer instabilen Kennlinie werden $c_{5q}/c_4=0,3-0,6$ angegeben ([15], S. 233).

Für spezifische Drehzahlen $n_q=30$ bis $n_q=80$ ist maßgeblich der Druckrückgewinn im Leitapparat, welcher wiederum von der Geschwindigkeitsverteilung am Laufrad abhängig ist, für die Instabilität der Kennlinie entscheidend ([30], [15], S. 234). Die für den Leitapparat angewendeten Gesetzmäßigkeiten einer Diffusorströmung sind in Teillast aufgrund der stark ungleichmäßigen Geschwindigkeitsverteilung nicht mehr anwendbar. Zusätzlich sind die Versperrungswirkung der Rückströmung und der Impulsaustausch (Seitenkanaleffekt) des rückfließenden Mediums zu beachten.

Die beschriebenen Bedingungen, die als Voraussetzung für eine Rückströmung erfüllt sein müssen, gelten auch für den Leitapparat. Ein Druckgradient quer zur Strömungsrichtung kann durch eine ungleichförmige Anströmung des Leitrades verursacht werden. Wo die Strömung letztendlich ablöst, ist nicht rein von der Gestalt des Geschwindigkeitsprofils abhängig und muss dementsprechend nicht im lokalen Minimum oder Maximum auftreten. Die ungleichförmige Anströmung in Kombination mit der Verzögerung c_{5q}/c_4 sowie geometrischen Parametern sind entscheidend für das Auftreten von Ablösungen und instationären Strömungszuständen.

Jaberg und Hergt [32] zeigen, dass eine Rückströmung am Laufradaustritt nur dann auftritt, wenn eine ungleichförmige Laufradabströmung – überlagert mit der generell ansteigenden Verzögerung im Leitapparat – eine Ablösung verursacht. Dabei wird der Druckrückgewinn im Leitapparat wesentlich beeinflusst, die statische Druckerhöhung im Laufrad jedoch nur gering. Sie zeigen auch, dass Pumpen ohne Leitapparat, also mit Spiralgehäuse, weniger empfindlich auf eine ungleichförmige Abströmung reagieren.

Zusammenfassend kann gefolgert werden, dass für die Entstehung der Kennlinieninstabilität eine im (globalen) Mittel inhomogene Geschwindigkeitsverteilung am Laufradaustritt in Kombination mit erhöhten hydraulischen Verlusten im Leitapparat eine zentrale Bedeutung besitzt. Eine ungleichförmige (phasengemittelte) Abströmung dagegen kann unter anderem als Ursache für die Rückströmung gesehen werden und ist Quelle von instationären Kräften sowie Druckpulsationen.

Auswirkung der Rückströmungen und mögliche Beeinflussung der Instabilität

Eine Folge von Rückströmungen sind Wirbelstrukturen, die in Scherschichten auftreten. Die Visualisierung der Kerne dieser Wirbelstrukturen am Laufradeintritt und -austritt gelang durch absichtliches Hervorrufen von Kavitation und ist in Kapitel 6.4 beschrieben. Am Laufradaustritt können diese Wirbel durch die Wechselwirkung mit dem Leitapparat zu hohen Belastungen durch schwingungsanregende Kräfte und Druckpulsationen führen. Erhöhter Verschleiß und Schäden an Dichtregionen und Lagern sowie Ermüdungsbrüche an anderen Komponenten sind unerwünschte Effekte. Die Rezirkulation am Eintritt führt zu erhöhten mechanischen Belastungen am Saugrohr sowie zu Lärm und Vibrationen [17].

Am Laufradeintritt und in Sonderfällen auch am Laufradaustritt können die Wirbel auch Kavitationsschäden hervorrufen, wenn der Druck im Wirbelkern unter den Dampfdruck des

Fluids absinkt. Die Kavitationsschäden treten am Laufradeintritt meist auf der Druckfläche auf [17], was anhand der qualitativen Visualisierungen im Detail erklärt werden kann.

Durch Ablösungen kann eine Kennlinie wie schematisch in Abb. 1-1 gezeigt, instabil werden und dadurch eine ausgeprägte Sattelform aufweisen. Tritt eine sattelförmige Instabilität im Pumpbetrieb auf, wird Energie in das Fluid transferiert, welche nicht zum Förderhöhenaufbau beiträgt. Diese Energie dissipiert und trägt zur Entstehung von instationären Strömungsphänomenen bei [5].

Da diese Form der Instabilität bei $\phi/\phi_n=0,7$ bis $0,9$ entsteht, wird sie auch als Vollastinstabilität bezeichnet und ist damit eindeutig vom Teillastwirbel abzugrenzen. Oft ist diese Form der instabilen Charakteristik mit einer Hysterese verbunden [1]. Beim Auftreten einer Hysterese verläuft die Kennlinie bei fallendem und steigendem Volumenstrom im Bereich der Instabilität auf unterschiedlichen Pfaden. Besonders bei Pumpenturbinen tritt durch die für den Turbinenbetrieb vergrößerten Eintrittsquerschnitte eine Hysterese auf ([15], S. 255).

Auch das Springen von Rezirkulationszonen am Laufradaustritt von der Deckscheibe zur Tragscheibe (oder umgekehrt) wird – verbunden mit einem Kennlinienknick – beobachtet [33]. Eine symmetrische Geschwindigkeitsverteilung am Laufradaustritt, bei welcher eine energiearme Zone sowohl an Naben- und Kranzseite auftritt, führt dazu, dass sich die Rezirkulation nicht optimal ausbilden kann und es dadurch zu einem plötzlichen Wechsel der Strömungsmuster kommt. Eine weitere Ursache für eine schlagartige Veränderung der Geschwindigkeitsverteilung am Austritt kann auch die Rezirkulation am Eintritt sein. Die Drallströmung schnürt die Strömung ein und verändert damit die Geschwindigkeitsverteilung. Das kann Auswirkungen auf die Strömung am Laufradaustritt haben und kann zum eben beschriebenen Wechseln der Rückströmung führen.

Bei Nulldurchfluss tritt am Laufradein- und austritt voll ausgebildete Rezirkulation auf [34]. Um eine stabile Kennlinie zu erreichen, sind möglichst kontinuierliche Änderungen der Geschwindigkeitsverteilung am Laufradaustritt nötig. Und zwar sowohl in Umfangsrichtung, als auch in radialer Richtung.

Gülich ([15], S. 268) beschreibt Maßnahmen zur Beeinflussung der sattelförmigen Kennlinieninstabilität, welche von der Verkleinerung der Leitradetrtrittsweite, der Veränderung von Form und Lage der Laufschaufel Eintrittskante bis hin zur Schrägstellung der Laufradaustrittskante gehen.

Hergt et al. beschreiben konstruktive Möglichkeiten, die Teillastrezirkulation an Kreiselpumpen zu beeinflussen, deren Einfluss auf den Wirkungsgrad war jedoch negativ [35]. Auch Lewthwaite und Worster berichten über den Einfluss von Eintrittsleitschaufeln auf die Stabilität der Kennlinie sowie deren Einfluss auf den Spitzenwirkungsgrad von Kreiselpumpen [36].

Zusammenfassend kann keine einheitliche Vorgehensweise zur Beeinflussung der Stabilität im Pumpbetrieb vorgegeben werden.

Nur durch Messung oder numerische Berechnung der Laufradabströmung eines jeweiligen Laufrades sind gezielte Maßnahmen möglich. Diese sollen darauf abzielen, abrupte Strömungsumschläge zu vermeiden und eine stabile, in Teillast asymmetrische, Abströmung zu bewirken.

1.4 Druckpulsationen durch Rotor-Stator-Interaktion

Instationäre Strömungsvorgänge in einem inkompressiblen Medium erzeugen Druckänderungen, welche sich mit Schallgeschwindigkeit im System ausbreiten. So entstehen durch Interaktion der Strömungsmaschine mit dem umgebenden Fluid dynamische Kräfte, welche zu Schwingungsanregung führen. Im Allgemeinen ist die Wechselwirkung von Fluid und Maschine durch die meist dreidimensionalen, zeitlich veränderlichen und häufig mit Ablösungen verbundenen Strömungsverhältnisse sehr komplex [24]. Neben der Interaktion von Rotor und Stator durch die Nachlaufströmung können auch Wirbel in der Nachlaufzone, welche durch Scherströmungen und Ablösungen verursacht werden, zu Druckpulsationen führen. Aufgrund der Abhängigkeit von der Phasenlage können Druckpulsationen örtlich stark unterschiedlich sein bzw. sich aufheben und verstärken [37]. Druckpulsationen werden vom Design der hydraulischen Komponenten beeinflusst und sind abhängig vom Betriebspunkt, in welchem die Maschine betrieben wird.

Abhängig vom Maschinendesign, dem Betriebsbereich und von der dynamischen Antwort des Systems treten im Betrieb hydraulischer Strömungsmaschinen instationäre Druck- und Geschwindigkeitsverteilungen durch die Relativbewegung der Laufschaufeln gegenüber den Leitschaufeln auf. Der als Rotor-Stator-Interaktion bezeichnete Strömungsmechanismus hat eine ungleichförmige Abströmung am Laufradaustritt als Ursache (siehe Abb. 1-13):

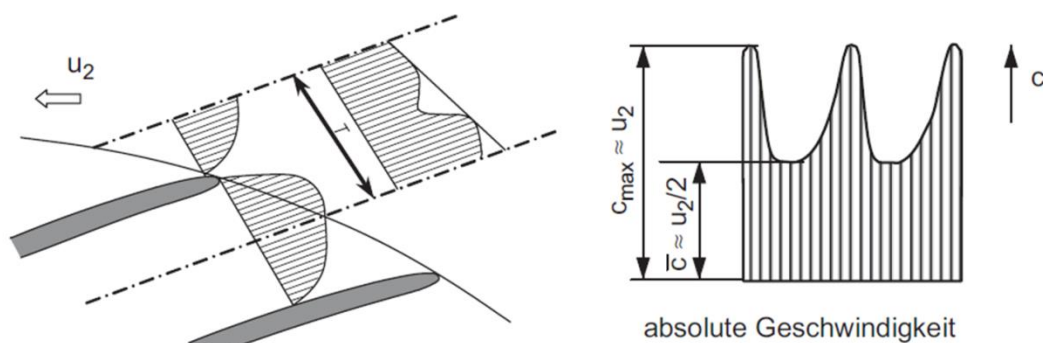


Abb. 1-13: Mechanismus der Rotor-Stator-Interaktion ([15], S. 667)

Durch die Übertragung der Arbeit von der Schaufel an das Fluid sowie durch die beschriebenen Sekundärströmungseffekte ist die Geschwindigkeitsverteilung am Laufradaustritt ungleichförmig. Die endliche Schaufeldicke und lokale Ablösung verzerren das Geschwindigkeitsprofil zusätzlich. So überlagert sich die Ungleichförmigkeit der Relativströmung mit der Nachlaufströmung hinter den Schaufeln. Die Leitschaufeln werden instationär angeströmt, und die Strömung im Stator übt zusätzlich eine Rückwirkung auf das Strömungsfeld im Laufrad aus. Betrachtet man die instationären Strömungsvorgänge am Laufradaustritt im stationären System, so entspricht einem Geschwindigkeitsminimum im Relativsystem ein Maximum im Absolutsystem ([15], S. 665).

Wenn sich eine Laufschaufel kurz vor einer Leitschaufel befindet, entsteht eine Art Staudruckeffekt, und der lokale Druck wird maximal. Der minimale lokale Druck tritt kurz danach beim Vorbeilaufen einer Lauf- an einer Leitschaufel auf, da die Strömung durch den Spalt zwischen Rotor und Stator hindurch muss. Dem Maximum der Geschwindigkeit entspricht (nach Bernoulli) das Minimum des statischen Drucks. Bei jedem Vorbeilauf einer

Lauf- an einer Leitschaufel ändern sich die lokalen Strömungsverhältnisse markant. Diese periodische Wechselwirkung – verursacht durch die Ungleichförmigkeit der Abströmung über die Schaufelteilung – wird als Schaufeldrehklang bezeichnet. Innerhalb einer Umdrehung passiert jede Laufschaufel jede am Umfang gegenüber angeordnete Leitschaufel. Diese als übersynchron zu klassifizierende Frequenz ist Quelle von Pulsationen, Lärm, Radialkräften und wird als vorrangige Ursache für Ermüdungsbrüche am Rotor bzw. Vibrationen im Krafthaus gesehen [38]. In Verbindung mit Druckpulsationen können auch Schwankungen von mechanischen Größen wie dem Wellenmoment, der Drehzahl, der hydraulischen Last der Leitschaufeln oder Vibrationen an der gesamten Maschine auftreten. Besonders Störungen im tiefen oder subsynchronen Frequenzbereich, welche durch Strömungsablösungen verursacht werden, sind problematisch, da sie sich in den Rohrleitungen der gesamten Anlage ausbreiten können. Für die Beschreibung der Quellen für diese niederfrequenten Effekte wird auf das nachfolgende Kapitel verwiesen.

Die dynamischen Anregungen durch die Rotor-Stator-Interaktion entstehen dementsprechend im schaufellosen Ringraum am Laufradaustritt. Laut Florjancic et al. [39] ist der Haupteinflussfaktor der Abstand der bewegten Schaufel von der feststehenden angeströmten Struktur. Mit abnehmender spezifischer Drehzahl der Maschine nimmt dementsprechend die Wirkung des Schaufeldrehklangs zu. Jedoch würde die Vergrößerung des Spalts zu einer größeren Spirale und dementsprechend höheren Fertigungskosten führen. Auch die Austrittskante des Laufrades im Pumpbetrieb beeinflusst die Druckpulsationen stark [40]. Je nach Betrachtungsposition muss zwischen Effekten im stehenden und rotierenden System unterschieden werden. Abb. 1-14 stellt vereinfacht die Auswirkung der Rotor-Stator-Interaktion auf das stehende bzw. rotierende System dar.

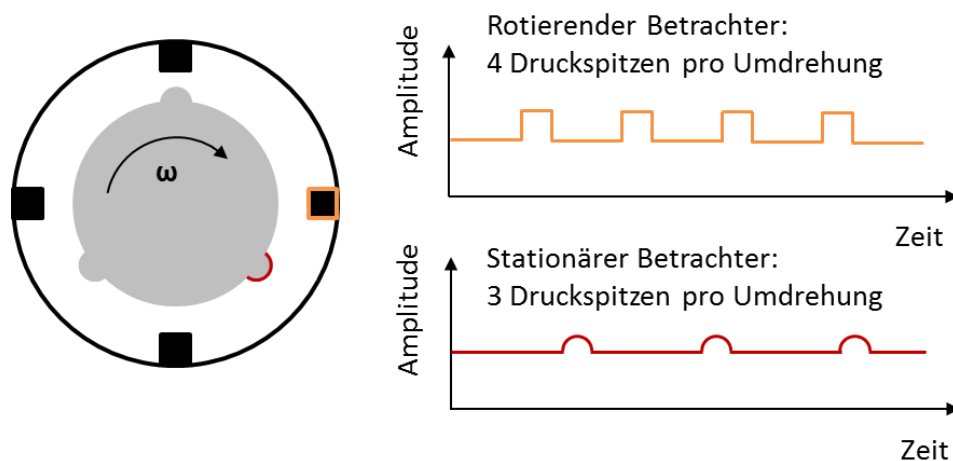


Abb. 1-14: Betrachtungssysteme der Rotor-Stator-Interaktion [38]

Die anregende Frequenz im Bereich der Leitschaufeln wird dominiert vom Schaufeldrehklang. Aufgrund der nicht sinusförmigen Anregung treten auch höhere Harmonische auf. Im Allgemeinen kann der Schaufeldrehklang f_s (BPF, Blade Passing Frequency) durch

$$f_s = m \cdot z_{La} \cdot f_n = m \cdot \text{BPF} \quad (1.15)$$

ausgedrückt werden. Dabei ist m die Ordnung der Harmonischen, z_{La} die Anzahl der Laufschaufeln und f_n die Drehfrequenz des Rotors. Im Fall der Modellturbine wurden aufgrund

der neun Laufschaufeln ebenso viele Druckspitzen im stehenden System pro Laufradumdrehung erwartet. Im rotierenden System dagegen ist die anregende Frequenz durch die Anzahl der Leitschaufeln sowie deren Harmonischen geprägt.

Analog zu Gleichung 1.15 lässt sich der Leitschaufeldrehklang f_R (GPF, Gate Passing Frequency) mit Gleichung 1.16 beschreiben:

$$f_R = k \cdot z_{Le} \cdot f_n = k \cdot GPF \quad (1.16)$$

Mit k ist die Ordnung der Harmonischen, mit z_{Le} die Anzahl der Leitschaufeln und mit f_n wiederum die Drehfrequenz des Rotors gemeint. Neben der bereits erwähnten Auswirkung der Lauf- bzw. Leitschaufeln ist auch die globale Überlagerung der beiden Druckpulsationen zu berücksichtigen. Die hohen Frequenzen können im schaufellosen Ringraum und im Wellenmoment detektiert werden. Durch Superposition der beiden lokalen Drehklänge ergibt sich der globale Schaufeldrehklang f_G , welcher mit Gleichung 1.17 definiert ist:

$$f_G = k \cdot m \cdot BPF \cdot GPF \quad (1.17)$$

Der Schaufeldrehklang und dessen Harmonische führen ebenso wie Asymmetrien in den Laufradkanälen zu definierten Frequenzspitzen bei der Drehfrequenz und deren Vielfachen. Dagegen sind Wirbelgebiete in Ablösungen und Turbulenzen von stochastischer Natur und erzeugen im Spektrum keine definierten Töne. Die Amplituden dieser Effekte sind in einem Frequenzbereich erhöht und werden als breitbandiges Rauschen oder Geräusch bezeichnet. Breitbandige Druckpulsationen können selektiv Strukturresonanzen anregen. So wurde beobachtet, wie in Francis-Turbinen die durch Phasenresonanz angeregten Vibrationen ein für den Betrieb nicht erlaubtes Niveau erreichten [41]. Eine Breitbanderregung wird durch Wirbel und starke Turbulenz verursacht. Diese Anregung wächst bei Teillast stark an, da die gesamte Differenz zwischen der durch das Laufrad zugeführten Energie und der Nutzleistung – entsprechend dem bei Teillast abnehmenden hydraulischen Wirkungsgrad – dissipiert wird.

Anzumerken ist, dass bei hydraulischen Maschinen darauf geachtet werden muss, dass die Zahl der Laufschaufeln z_{La} und die Zahl der Leitschaufeln z_{Le} keinen gemeinsamen Nenner z_{GN} aufweisen. Wäre das der Fall, würde das Schaufelgitter des Stators eine Anregung bei $z_{La} \cdot n / z_{GN}$ erfahren. Entsprechend würde der Rotor eine Anregung bei der subharmonischen $z_{Le} \cdot n / z_{GN}$ erfahren. Diese subharmonischen Frequenzen können zu Resonanz führen, da die Dämpfungswirkung des Fluides bzw. der Struktur für Frequenzen dieser Größenordnung sehr gering ist. Auch höhere Harmonische müssen berücksichtigt werden. Nur unter bestimmten Umständen und immer in Verbindung mit umfangreichen Festigkeitsanalysen sind auch Ausnahmen möglich.

Treten Frequenzen periodisch mit der Laufraddrehung auf, werden diese als synchrone Anregung klassifiziert. Die Interaktion mit dem Spiralsporn, mechanische Unwucht der Welle oder Ungleichförmigkeiten in einem Laufradkanal verursachen eine mit der Drehzahl umlaufende Störung der Druckverteilung am Laufradaustritt. Im Spektrum äußert sich eine Frequenzspitze bei $f=1 \cdot f_n$, welche auch als hydraulische Unwucht bezeichnet wird [37].

Zusammenfassend kann die Strömungsverteilung über die Schaufelteilung am Laufradaustritt und eine instationäre Laufradzuströmung als primäre Ursache der Druckpulsationen gesehen werden. Sick und Keck bezeichnen die Rotor-Stator-Interaktion als Hauptquelle für

Vibrationen in Francis-Pumpturbinen ([42], [43]) mit einem Minimum der Druckpulsationen im Bereich des Wirkungsgradoptimums, wo die Geschwindigkeitsverteilung am Laufradaustritt am gleichförmigsten ist und einem Maximum in Teillast.

1.5 Strömungsablösungen und Rotating Stall im Pumpbetrieb

Zusätzlich zu den stationär ausgebildeten Strömungsmustern und deren Auswirkung auf die Stabilität der Pumpenkennlinie soll in Zusammenhang mit instabilen Kennlinien eine Kategorisierung der in dieser Arbeit behandelten instationären Strömungsphänomene durchgeführt werden. Die Aufzählung erhebt keinen Anspruch auf Vollständigkeit, sondern soll den in Kapitel 6 diskutierten Messergebnissen als Grundlage dienen.

Wie von Jaberg und Hergt beschrieben, ist der plötzliche Anstieg der Leitradverluste durch eine im Vergleich zum Auslegungspunkt stark veränderte Anströmung für die Instabilität nahe Volllast verantwortlich. Die Fehlanströmung der Leitschaufeln führt in Kreiselpumpen gemeinsam mit einer abgelösten Strömung zur Pumpeninstabilität [33]. Zusätzlich beschreiben die Autoren vier Gründe für eine instabile Kennlinie nahe des Auslegungspunktes: geringe Strömungsgeschwindigkeiten an Naben- oder Kranzseite, das Auftreten von rotierenden Ablösungen, welches ebenfalls zur Rezirkulation aus dem Leitapparat führt, oder der Impulsaustausch des rückfließenden Mediums. Eisele et al. [1] ordneten das Auftreten unterschiedlicher Strömungseffekte für ein Pumpturbinenmodell den jeweiligen Betriebszuständen in Abhängigkeit von Volumenstrom und Leitschaufelöffnung zu (siehe Abb. 1-15). Dabei wurde zwischen

druckseitigen und saugseitigen Phänomenen unterschieden: Druckseitige Strömungsablösung (Flow Separation bzw. Separation Shift) an Naben- oder Kranzseite des Laufrades, rotierende Ablösung (Rotating Stall) im Leitapparat, Rezirkulation und Vorrotation am Laufradeintritt (Inlet recirculation und Prerotation) sowie eine

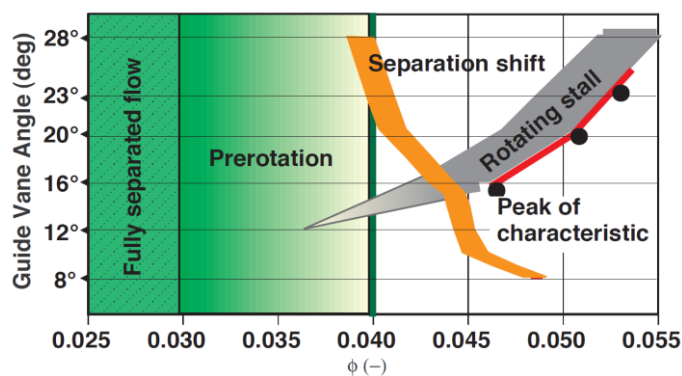


Abb. 1-15: Strömungsphänomene in einer Pumpe [1]

vollständig abgelöste Strömung am Eintritt (Fully Separated Flow). Auch diese Forschungsergebnisse verbinden das Einsetzen von Rotating Stall mit dem Einbruch der Kennlinie. Eine weitere wichtige Erkenntnis war, dass saugseitige Strömungsphänomene im Gegensatz zu den auf der Druckseite auftretenden Effekten unabhängig von der Leitschaufelöffnung auftreten. Auf die instationäre Strömung in Form des rotierenden Ablösens soll auf Basis aktueller Forschungsergebnisse näher eingegangen werden.

Strömungsablösung

Umströmt ein Fluid einen Tragflügel bzw. eine Schaufelkontur mit hoher Reynoldszahl, tritt Strömungsablösung auf, wenn der Eintrittswinkel zu stark vom Auslegungswert abweicht. Bei verzögerter Strömung (Abb. 1-16, Profil A bis C) wächst die Grenzschichtdicke, während die Wandschubspannung sinkt. Bei einer bestimmten Verzögerung wird sie null (Profil B), und die

Strömung löst in diesem Punkt ab. Simpson [44] definierte die Ablösung als Gesamtprozess des LoslöSENS der Grenzschicht. Eine abrupte Verstärkung der Querströmungskomponente geht einher mit der Ablösung und führt beispielsweise in einem Diffusor zu einer dramatischen Reduktion der Druckerhöhung. In Profil C bildet sich stromabwärts eine Rückströmung in der Grenzschicht und schnürt die Hauptströmung ein. Diese beschleunigt entsprechend des reduzierten Querschnitts.

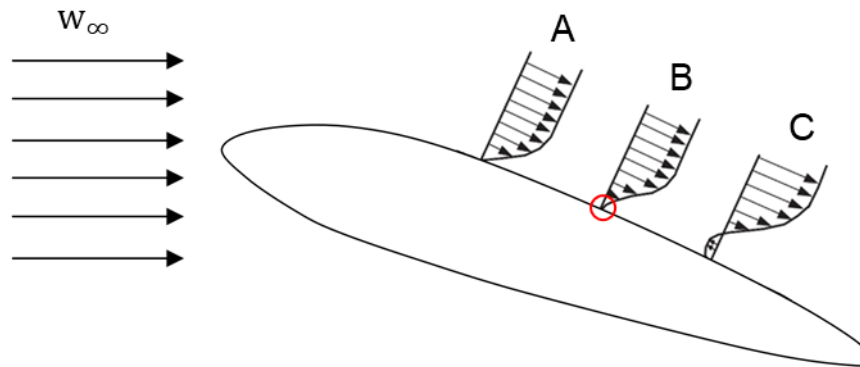


Abb. 1-16: Strömungsablösung an einer hydraulischen Kontur

Im Allgemeinen erhöhen Strömungsablösungen die Ungleichförmigkeit einer Strömung und damit die Energieverluste infolge Vermischung durch Impulsaustausch. Besonders Ablösungen und Rezirkulationen am Rotor oder Stator führen zu großen Verlusten, weil die kinetische Energie im Totwasser gegen null geht, während die Hauptströmung – verstärkt durch die Querschnittsversperrung durch das Totwasser – eine hohe kinetische Energie aufweist ([15], S. 26). Abgelöste Strömung kann im Off-design-Betriebsbereich im Laufrad und im Leitapparat als Ursache für instationäre Strömungszustände und Wirkungsgradeinbußen gesehen werden. Während die Strömungsformen in den Laufradkanälen weitgehend durch Zentrifugal- und Corioliskräfte bestimmt werden, sind Grenzschichtströmung und Anströmprofil maßgebend für die Strömungsablösung im Leitrad. Rotierende oder wechselnde Ablösungen sind daher im Leitrad eher zu erwarten als im Laufrad ([15], S. 724).

Rotierende Ablösung

Bei Turbomaschinen axialer und radialer Bauart können Instabilitäten in Form von umlaufenden Zonen abgelöster Strömung auftreten ([24], [45], [28]). Diese rotierende Ablösung, oder Rotating Stall, kann als selbsterregte fluiddynamische Instabilität bezeichnet werden, die Druck- und Geschwindigkeitsschwankungen hervorruft.

Abb. 1-17 erläutert den Mechanismus, der zur Entstehung von Rotating Stall führt anhand eines rotierenden Schaufelgitters.

Im Betrieb unterhalb der Auslegungsmenge sinkt der relative Eintrittswinkel der Zuströmung β , welcher sich zwischen der Umfangsgeschwindigkeit und der Relativgeschwindigkeit aufspannt. Der Schaufelwinkel ist jedoch konstant und für den Auslegeförderstrom optimiert. Der durch die Winkeländerung verursachte vergrößerte Anstellwinkel führt zu erhöhter Anfälligkeit der örtlichen Ablösung der Strömung an der Saugseite der Schaufel. Aufgrund einer ungleichförmigen Anströmung oder Fertigungstoleranzen der Geometrie reißt die Strömung lokal an Schaufeln A in Abb. 1-17 ab. Der abgelöste Schaufelkanal wird durch das

Totwasser teilweise oder vollständig versperrt, wodurch das Fluid in die beiden Nachbarkanäle verdrängt wird. Die Schaufel entgegen der Umfangsrichtung (B) erfährt eine flachere Anströmung (größerer Anstellwinkel), wodurch die Ablösung nun in diesem Kanal auftritt, während im ursprünglichen Kanal bei steilerer Anströmung die abgelöste Strömung wieder anliegt. An Schaufel C verkleinert sich der Anstellwinkel und damit die Tendenz zur Ablösung. Mit diesem Mechanismus läuft das Ablösegebiet im Relativsystem mit einem Bruchteil der Umfangsgeschwindigkeit gegen die Drehrichtung um (und folglich im Absolutsystem in Drehrichtung). Aller Wahrscheinlichkeit nach können rotierende Ablösungen aber auch dann entstehen, wenn im Schaufelkanal eine zulässige Verzögerung unterschritten wird. Auch das Auftreten mehrerer Ablösezonen, sogenannter Stall-Zellen, ist möglich. Bis zu acht Abreißzonen können auftreten ([16], S. 244). Rotating Stall führt zu instationären Strömungszuständen und folglich zu einem Anstieg der Druckpulsationen.

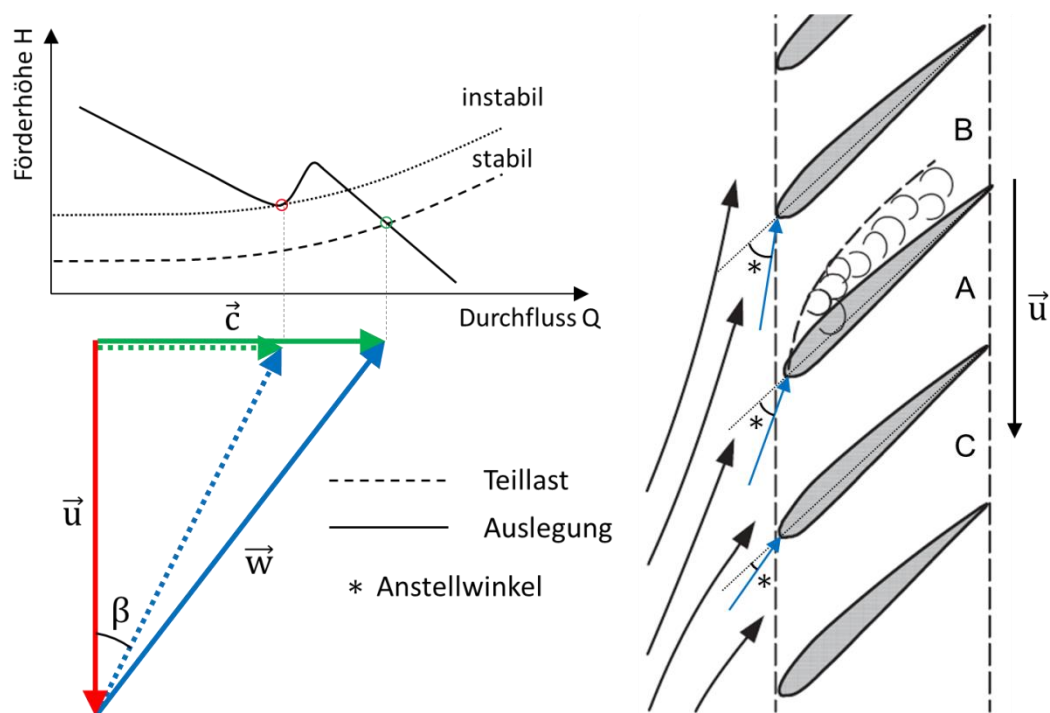


Abb. 1-17: Entstehungsmechanismus von rotierender Ablösung [15]

Wenn umlaufende Ablösungen im schaufellosen Ringraum die Anströmung zum Leitrad stören, kann dies zu einer Beeinflussung der Kennlinienform führen. Eine Forschungsarbeit von Jaberg und Hergt [46] behandelte dazu die Untersuchung der Abströmung von verschiedenen Radiallaufrädern mittels Hitzdrahtanemometrie. Die Autoren kamen zu dem Ergebnis, dass mit dem Auftreten der Volllastinstabilität eine ausgeprägte Ablösezone entstand. Diese bildete sich an der vorderen Deckscheibe und war bei den untersuchten Varianten mit Leitschaufeln an eben diesen besonders stark ausgebildet. Durch Auswertung von Geschwindigkeitsmessungen schlussfolgerte man, dass die Strömungsbilösung in Form eines beginnenden, rotierenden Abreißens entsteht, welches unregelmäßig über die Laufradkanäle verteilt ist. Das instationäre Strömungsmuster resultiert aus der Diskrepanz zwischen dem Geschwindigkeitsprofil der Austrittsströmung aus dem Laufrad und der Leitschaufelgeometrie. Rotating Stall führt laut den Autoren zu einer Unstetigkeit in der Kennlinie, wenn die Zuströmung zum Leitrad gestört wird.

Messungen von Laufradabströmungen zeigten eindeutige Ablösezone an der saugseitigen Radseitenwand ([47], [48]). Berten [49] beschrieb den hochdynamischen Charakter von stationären und rotierenden Ablösungen und deren Auftreten im Rotor und Stator einer Hochdruck-Kesselspeisepumpe in Verbindung mit hohen Anstellwinkeln an Lauf- oder Leitschaufeln. Eine nicht-rotierende Hochdruckzone im Bereich der Schnittstelle von Rotor und Stator beginnt bei einem spezifischen relativen Volumenstrom um den Laufradumfang zu rotieren. Sowohl abgelöste Strömung am gesamten Umfang wie auch in einzelnen Zellen wurde detektiert [49]. Johnson et al. [50] haben umfangreiche LDA- und Druckmessungen im Laufrad einer Kreiselpumpe im Off-design-Betrieb in Teillast durchgeführt. Auch deren Ergebnisse zeigten stationäre Ablösezellen in wechselnden Laufradkanälen.

Auch laut Hasmatuchi [51] können Stall-Zellen sowohl an mehreren aufeinanderfolgenden Schaufelkanälen auftreten als auch an mehreren Stellen am Umfang. Anhand von Druckmessungen zeigten Stepanik und Brekke [26] das Auftreten einer rotierenden Ablösung im Leitapparat eines Pumpturbinenmodells in Teillast. Krause et al. zeigten anhand von PIV-Messungen das Auftreten einer Rotating Stall-Zelle im Laufrad einer Radialpumpe [52].

Sano et al. [53] zeigten anhand numerischer Berechnungen einen Zusammenhang des Volumenstroms, bei welchem Rotating Stall auftritt, und der Größe des schaufellosen Ringraums einer Pumpe mit Leitrad. Eisele et al. [1] analysierten mit LDA-Messungen die Strömung am Laufradaustritt bzw. im Leitrad eines Pumpturbinenmodells. Das Auftreten der im Diffusor rotierenden Ablösezone ist abhängig von der Leitschaufelöffnung und geht mit einem verringerten Druckaufbau der Maschine einher. Gentner et al. [5] beschrieben das Auftreten von fünf Rotating-Stall-Zellen im stabilen Bereich der Kennlinie. Durch eine numerische Analyse der einzelnen Komponenten konnte im Stator bereits ein verringerter Druckaufbau detektiert werden, während die Kennlinie des Laufrads keine Instabilität aufweist. In umfangreichen numerischen Arbeiten von Anciger [54] und Xia [55] wurden die detaillierten Strömungsstrukturen sowie der Entstehungsprozess von Rotating Stall gezeigt.

Laut Frigne und Van Den Braembussche führt Rotating Stall zu subsynchronen Druckschwingungen [56]. Im Absolutsystem können typische Frequenzen im Bereich von $f_{RS}=(0,1 \text{ bis } 0,4) \times f_n$ im Leitapparat bzw. $f_{RS}=(0,5 \text{ bis } 0,95) \times f_n$ im Laufrad angegeben werden ([15], [57]). Damit können rotierende Ablösungen als subsynchrone Anregung klassifiziert werden. Rotating Stall kann aber auch bei tieferen Frequenzen auftreten – abhängig vom Betriebsbereich. So wurden bereits Frequenzen von 0,014 bis 0,028 bezogen auf die Drehfrequenz im Bereich zwischen 40 und 80% vom Nennvolumenstrom in einer Pumpturbine in Pumpendrehrichtung gemessen [20]. Die Anzahl der abgelösten Leitradkanäle sowie die Umlauffrequenzen f_{RS} waren vom Volumenstrom abhängig. Noch tiefere Umlauffrequenzen wurden von Braun [49] in einer Pumpe mit sieben Laufschaufeln und zwölf Leitschaufeln gemessen. Dabei traten umlaufende Ablösungen zwischen 60 bis 80% von Q/Q_n mit $f_{RS}=0.007 \times f_n$ auf. In diesen Versuchen ergab sich eine zusätzliche Abhängigkeit der Anzahl der abgelösten Zellen von der Drehzahl.

2 Zielsetzung der Arbeit

Gegenstand dieser Arbeit ist die experimentelle Untersuchung der Strömungsmuster eines Francis-Pumpturbinenmodells im Teillastbetrieb des Pumpenquadranten. Instationäre Strömungseffekte führen am Eintritt und Austritt des Laufrades im Teillastbereich zu sprunghaften Änderungen des Betriebszustandes und daher zu Einschränkungen des Fahrbereichs der Maschinen. Das Ziel der Forschungsarbeit war es, mit unterschiedlichen experimentellen Methoden die Kriterien der Strömungsverhältnisse der Modellmaschine zu identifizieren, die nachweislich zum Auftreten von Instabilitäten im Pumpbetrieb von Pumpturbinen führen oder mit diesem gekoppelt sind.

Zu diesem Zweck soll der 4-Quadranten-Hauptprüfstand am Institut für Hydraulische Strömungsmaschinen der TU Graz für die Visualisierung der Strömung zwischen Laufrad und Leitapparat sowie am Eintritt des Laufrades im Pumpbetrieb adaptiert werden. Optische Zugänge sollen unter der Einhaltung der bestehenden hydraulischen Konturen integriert werden, um einen großflächigen Einblick in das Modell zu ermöglichen. Zusätzliche Wanddrucksensoren und Leitschaufelmomentmessungen sollen dazu verwendet werden, die Strömungscharakteristik in und abseits der kritischen Betriebszustände zu analysieren. Durch einen Vergleich zweier Modellaufräder, deren Charakteristik sich durch unterschiedlich stark ausgeprägte Instabilitäten unterscheidet, sollen Anhaltspunkte für die Beeinflussung der Kennlinieninstabilität gefunden werden.

Während konventionelle messtechnische Einrichtungen detaillierte Kennfeldmessungen ermöglichen sollen, sind laseroptische PIV-Messungen in Kombination mit Hochgeschwindigkeitsaufnahmen zur Visualisierung der auftretenden Strömungsphänomene vorgesehen. Sowohl am Laufradeintritt wie auch -austritt soll eine Analyse der Strömung hinsichtlich Ablösungen und Rezirkulationen ermöglicht werden.

Mit den Ergebnissen der experimentellen Untersuchung dieser kritischen Betriebszustände soll eine verbesserte Vorhersage instationärer Strömungsphänomene durch das Erkennen von charakteristischen Geschwindigkeitsverteilungen, Signaturen im Frequenzbereich der Druckpulsationen sowie stationärer Änderungen in der Charakteristik gewährleistet werden.

Die Untersuchungen sollen dazu beitragen, verbesserte CFD-Modelle zu erstellen, welche die auftretenden instationären Effekte ausreichend genau reproduzieren und somit eine exakte Simulation des Verhaltens von Pumpturbinen auch in diesen Betriebsbereichen ermöglichen. In weiterer Folge soll damit ein derzeit nicht mögliches stabiles Betriebsverhalten auch in Teillast bei geringen Durchflussziffern und hohen Druckziffern erreicht werden. Eine Auslegung für höhere Druckziffern trägt dazu bei, dass Pumpturbinen bei einer kleineren Baugröße einen größeren Regelbereich ermöglichen und zusätzlich bessere Wirkungsgrade im Turbinenbetrieb erreichen können.

3 Prüfstands Aufbau und eingesetzte Messtechnik

Die folgenden Kapitel sollen den Aufbau des verwendeten IEC60193-konformen 4-Quadranten-Prüfstandes erläutern sowie das modifizierte Pumpturbinenmodell und die untersuchten Modelllaufräder beschreiben. Auch die am Prüfstand applizierte Messtechnik und Datenakquirierung wird erläutert. Dabei wird neben der Standardmesstechnik zur Modellmessung besonders auf die verwendete dynamische Drucksensorik sowie auf die Techniken zur Strömungsvisualisierung eingegangen.

3.1 4-Quadranten-Prüfstand

Sämtliche nachfolgend beschriebenen Versuche wurden am Hauptprüfstand des Instituts für Hydraulische Strömungsmaschinen der TU Graz (Abb. 3-1 bzw. Abb. 3-2) durchgeführt. Der Prüfstand ist geeignet, um Messungen in allen vier Quadranten und Betriebsbereichen durchzuführen. Damit können Modellmaschinen mit Fall-/Förderhöhen von bis zu 87 m und Durchflüssen von bis zu 0,55 m³/s getestet werden. Kavitationsuntersuchungen sind durch den geschlossenen Aufbau und die Anbindung des Unterwassertanks an die Hausdruckluft bzw. eine Vakuumpumpe mit Vordrücken von 1 MPa bis 20 kPa möglich. Der Prüfstands Aufbau erstreckt sich über vier Etagen, wobei die Prüfstandspumpe am tiefsten Punkt positioniert ist, um einen nahezu kavitationsfreien Betrieb zu gewährleisten. Eine komplexe Rohrleitungsführung in Kombination mit mehreren Klappen ermöglicht, die Pumpe als zusätzliche Boosterpumpe (für Betriebspunkte, bei welchen die Reibungswiderstände des Prüfstandes die Förderhöhe des Modells übersteigen) im Pumpbetrieb zuzuschalten oder diese komplett vom System zu trennen. In der obersten Etage des Kreislaufes ist der Prüfling positioniert – angeschlossen an einen Ausgleichsbehälter, um möglichst homogene Zu- und Abströmungsverhältnisse zu erreichen. Dies ist im getesteten Pumpbetrieb von besonderer Bedeutung und wurde durch ein in den Behälter eingesetztes perforiertes Lochblech zusätzlich optimiert [58]. Zwei leistungsstarke Frequenzumrichter mit gemeinsamem Zwischenkreis ermöglichen einen drehzahlvariablen Betrieb von Prüfstandspumpe und Modellprüfling sowie eine energieeffiziente Arbeit durch die Möglichkeit der Energierückspeisung im Turbinenbetrieb. Ein im Kreislauf integrierter Energiedissipator (ausgeführt als kavitationsoptimierter Ringkolbenschieber) lässt eine stufenlose Einstellung der Anlagenkennlinie und somit der Pumpenkennlinie zu. Die Leistungsdaten des Motors bzw. Motorgenerators und die Eckdaten des Prüfstandes sind in Tab. 3-1 zusammengefasst:

Tab. 3-1: Eckdaten des 4-Quadranten-Prüfstands

Beschreibung	Wert
Maximaler Durchfluss (bei H=0 m)	550 l/s
Maximale Fallhöhe (bei Q=0 m ³ /s)	87 m
Rohrleitungsdurchmesser und -druckstufe	DN 250/500 PN 10
Gesamtvolumen	15 m ³
Nennleistung Motorgenerator Prüfling	200 kW
Maximales Drehmoment Prüfling	1 kNm
Nennleistung Motor Prüfstandspumpe	250 kW

Besondere Merkmale des Prüfstandes sind zusätzliche Luftabscheiderbleche im Unterwasserkessel sowie die für die Strömungsführung optimierten Krümmer und die ebenso optimierte Einbausituation des Durchflussmessgerätes. Eine schwingungstechnische Entkopplung des Modellaufbaus vom Prüfstand wurde durch Gummipuffer erreicht. Die Steuerung des Prüfstandes erfolgt auf Ebene des Prüflings über ein redundant ausgeführtes SPS-Panel. Für die Strömungsvisualisierung wurde eine Fernbedienung in die benötigte Laserschutzeinhausung integriert (siehe Kapitel 3.7). Auf die für die Kennlinien- und Wirkungsgradmessung benötigten Messinstrumente wird in Kapitel 3.3 näher eingegangen.

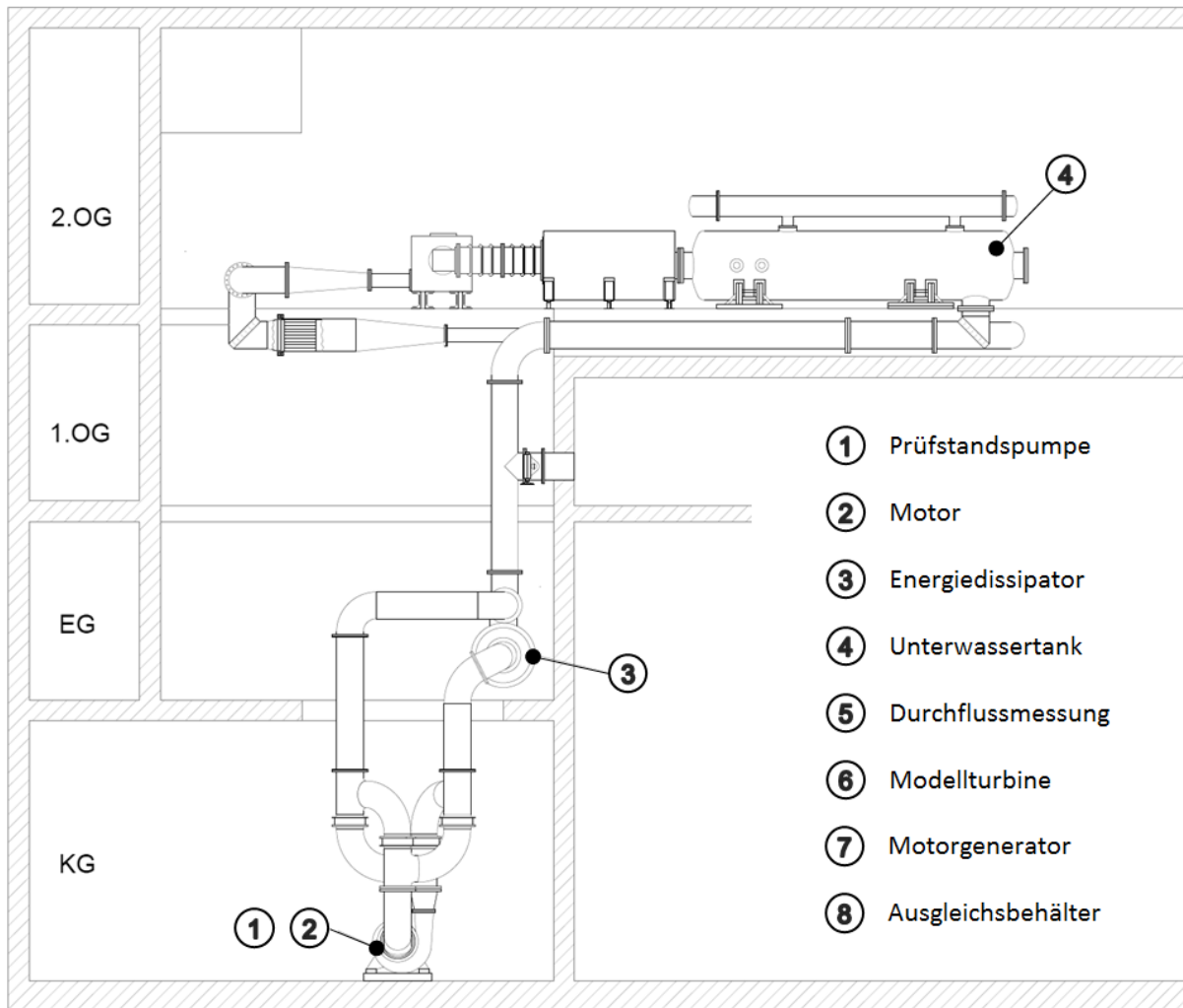


Abb. 3-1: Aufriss des 4-Quadranten-Prüfstands

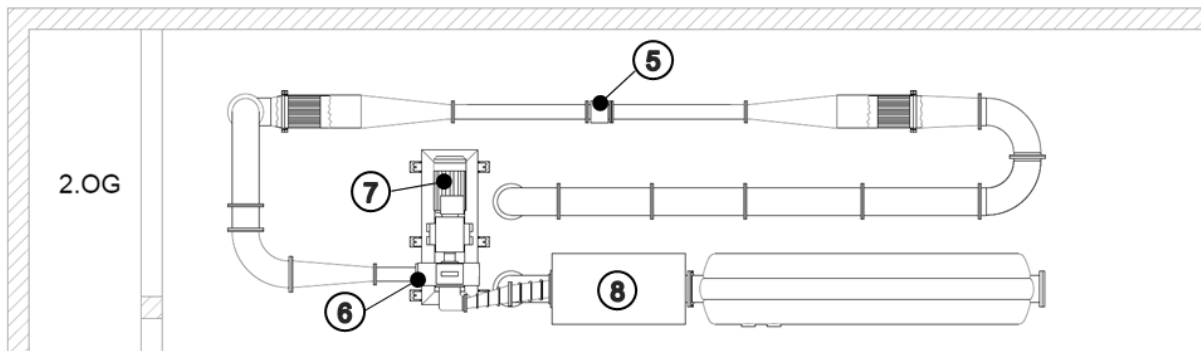


Abb. 3-2: Grundriss des 4-Quadranten-Prüfstands

3.2 Modell-Pumpturbine und Laufräder

Das getestete Modell der reversiblen Pumpe hat eine spezifische Drehzahl von annähernd $n_q=50$ U/min – je nach Laufradvariante. Es besteht aus einem geteilten Spiralgehäuse aus Aluminium, zehn Stütz- bzw. zwanzig Leitschaufeln und dem Rotor mit neun Laufschaufeln (Abb. 3-3). Die Konstruktion wurde so ausgeführt, dass sowohl der Stützschaukelring, als auch der Leitschaufelring ineinander verdrehbar sind. Auf die durchgeführten Modifikationen zur Realisierung der laseroptischen Messungen wird im Nachhinein näher eingegangen. Im Zuge der Arbeit wurden zwei unterschiedliche Rotorvarianten mit nahezu identer spezifischer Drehzahl, aber unterschiedlichen Kennlinien untersucht.

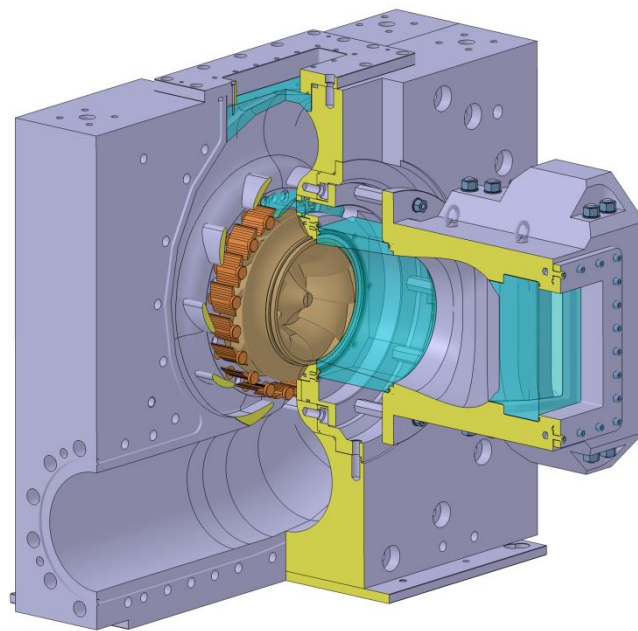


Abb. 3-3: Schnittdarstellung des Pumpe turbinenmodells

Tab. 3-2: Parameter des Pumpe turbinenmodells im Pumpbetrieb

Parameter	Beschreibung	Wert Rotor 1	Wert Rotor 2
n_q	Spezifische Drehzahl	$49,8 \text{ min}^{-1}$	$50,7 \text{ min}^{-1}$
z_{La}	Anzahl Laufschaufeln	9	9
z_{Le}	Anzahl Leitschaufeln	20	20
D_a	Laufraddurchmesser Austritt	346,26 mm	346,85 mm
D_e	Laufraddurchmesser Eintritt	249,07 mm	249,33 mm
α_n	Leitapparatöffnung im Nennpunkt	$22,5^\circ$	$22,5^\circ$
ϕ_n	Durchflussziffer im Nennpunkt	0,088	0,092
ψ_n	Druckziffer im Nennpunkt	0,920	0,922

Rotor 1 hat ein hydraulisches Design, welches im Pumpbetrieb Instabilitäten im Kennfeld aufweist. Rotor 2 wurde mit dem Ziel entwickelt ein optimiertes Verhalten hinsichtlich der Instabilität beim Synchronisieren im Turbinenbetrieb zu besitzen [59]. Das daraus entstandene hydraulische Design zeigte zusätzlich ein verbessertes Verhalten im Off-design-Betrieb des Pumpenquadranten und wurde deshalb als Vergleich für diese Untersuchungen herangezogen. Die Schaufelkontur der beiden Laufradvarianten unterscheidet sich sowohl am Eintritt als auch am Austritt (Abb. 3-4). Die Druckkante von Rotor 1 ist in entgegengesetzter Richtung zu jener

von Rotor 2 gekrümmt, und an der Saugseite ist vor allem die wesentlich größere Umschlingung von Rotor 2 zu erkennen. Beide Laufräder besitzen ein identes Verhältnis von Eintritts- zu Austrittsdurchmesser. Weitere Abbildungen der Laufräder sowie deren Hauptabmessungen sind im Anhang beschrieben.



Abb. 3-4: Untersuchte Laufradvarianten, links: Rotor 1, rechts: Rotor 2

Zur Durchführung von laseroptischen Strömungsvisualisierungen wurde das Pumpturbinenmodell schwarz eloxiert und mit optischen Zugängen versehen. Die laseroptische Visualisierung der Druckseitenströmung im Turbinenbetrieb wurde in einem vorangegangenen Projekt durchgeführt [60]. Im Zuge dessen wurde das Spiralgehäuse erneuert und mit einem radialen Fenster, welches exakt die Innenkontur der Spirale abbildet, versehen. Um die Beobachtung der Strömung im Bereich zwischen Laufrad und Leitschaufeln – dem sogenannten schaufellosen Ringraum – zu ermöglichen, wurden zwei der Leitschaufeln transparent ausgeführt (Abb. 3-5). Die Leitschaufelkontur wurde exakt eingehalten; lediglich der axiale Spalt zwischen Schaufel und Stützring musste vergrößert werden, um ein Verklemmen zu verhindern. Auch der Leitschaufelstützring wurde bearbeitet und ebenfalls mit einem axialen optischen Zugang versehen. Der Verzerrungseinfluss der optischen Bauteile wurde durch den ähnlichen Brechungsindex von Wasser und Acrylglas minimiert.



Abb. 3-5: Acrylglasleitschaufel

Aufbauend auf dieses bestehende Modell wurde die Saugseite der Modellmaschine für optische Strömungsvisualisierungen modifiziert (Abb. 3-6). Der Saugkrümmer wurde aus zwei Aluhälften neu gefertigt und mit einer reduzierten Anzahl von Zugankern am Modell befestigt. Durch ein in den Saugkrümmer implementiertes Acrylglasfenster, dessen Fertigung an die Grenze der Machbarkeit stieß, konnte die Strömung auf der Saugseite beobachtet werden. Wiederum wurde in der Konstruktion besonders auf die Innenfläche der Bauteilgruppe Wert gelegt und bewusst keine Vereinfachung der strömungsführenden Kontur vorgenommen. Dadurch war die Einhaltung der Norm für Abnahmemessungen (IEC 60193 [61]) auch trotz

Aufbauend auf dieses bestehende Modell wurde die Saugseite der Modellmaschine für optische Strömungsvisualisierungen modifiziert (Abb. 3-6). Der Saugkrümmer wurde aus zwei Aluhälften neu gefertigt und mit einer reduzierten Anzahl von Zugankern am Modell befestigt. Durch ein in den Saugkrümmer implementiertes Acrylglasfenster, dessen Fertigung an die Grenze der Machbarkeit stieß, konnte die Strömung auf der Saugseite beobachtet werden. Wiederum wurde in der Konstruktion besonders auf die Innenfläche der Bauteilgruppe Wert gelegt und bewusst keine Vereinfachung der strömungsführenden Kontur vorgenommen. Dadurch war die Einhaltung der Norm für Abnahmemessungen (IEC 60193 [61]) auch trotz

der durchgeführten Modifikationen möglich. Insgesamt wurden vier optische Bauteile in das Modell implementiert, deren Notwendigkeit sich aus der Durchführung der qualitativen und quantitativen Strömungsvisualisierungen ableitete. Die detaillierte Beschreibung der Visualisierungsmethoden ist in Kapitel 3.6 bzw. 3.7 gegeben.

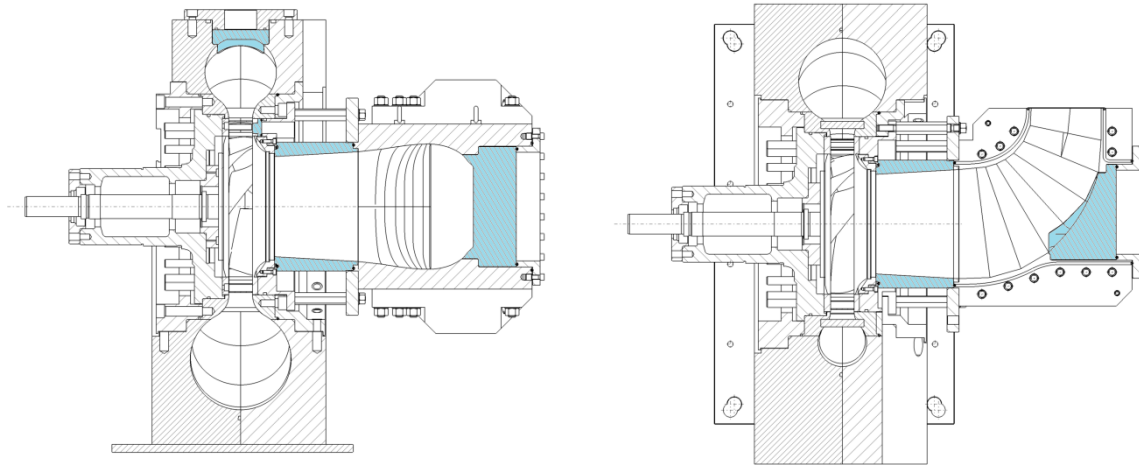


Abb. 3-6: Ansichten Modellturbine mit Sichtfenster: Aufriss links und Grundriss rechts

3.3 Hydraulische Messtechnik und Datenakquirierung

Zur Messung der wichtigsten hydraulischen Kenndaten wie der Förderhöhencharakteristik, des Wirkungsgradverlaufs und des Kavitationsverhaltens sind unterschiedliche Messgeräte in den Prüfstand bzw. am Modell integriert. Die einzelnen Messgeräte, deren wichtigste Eigenschaften und rel. Messfehler sind in Tab. 3-3 aufgeführt:

Tab. 3-3: Messgeräte der hydraulischen Kenngrößen

Parameter	Beschreibung	Hersteller	Modell	Messbereich	rel. Messfehler
p_{2abs}	Absolutdruck	Rosemount	3051 CA2	0 – 1 MPa	$\pm 0,1\%$
p_{1-2}	Differenzdruck	Rosemount	3051 CD4	0 – 400 kPa	$\pm 0,1\%$
Q	Durchfluss	ABB	SM4000 DN250	0 – 0,5 m ³	$\pm 0,25\%$
T	Drehmoment	HBM	T12	0 – 1000 Nm	$\pm 0,15\%$
n	Drehzahl	HBM	T12	0 – 2000 U/min	$\pm 0,1\%$
θ	Temperatur	Conatex	-	0 – 40°C	$\pm 0,2^\circ\text{C}$ bei 20°C

In Verbindung mit einem Messsystem zur Erfassung der Ausgangssignale der Messgeräte und einer angepassten Messsoftware wurden die stationären Betriebspunkte eingestellt und aufgezeichnet. Das Datenerfassungssystem und die am Institut entwickelte LabView-Software erlauben dabei die Echtzeitmessung und -anzeige sämtlicher relevanter hydraulischer Kenngrößen. Die Datenerfassung erfolgte mit 1 kHz, womit sich für die Messung eines Betriebspunktes bei einer Messdauer von 30 s ein Mittelwert aus 30000 Werten ergab. Temperaturabhängige Größen wie Dichte, kinematische Viskosität und Dampfdruck nach dem Herbst-Rögener-Verfahren [62] wurden kontinuierlich aktualisiert. Die eingesetzte Messtechnik wurde im eingebauten Zustand kalibriert, um sowohl im Pump- als auch im

Turbinenbetrieb eine Messgenauigkeit entsprechend den Anforderungen der Norm zu erreichen (IEC 60193 [61]).

3.4 Lokale Druckmessungen

Zusätzlich zur Messtechnik der hydraulischen Kenngrößen wurden dynamische Wanddruckmessungen an verschiedenen Positionen des Modells durchgeführt. Sowohl im Bereich des Diffusors am Laufradaustritt wie auch im Saugrohrkonus am Eintritt des Laufrades waren Sensoren verbaut. Auch in der Umgebung des Prüfstands wurden dynamische Druckmessungen durchgeführt, um den Einfluss des Systems zu validieren. Wie beschrieben, sind Druckpulsationen ein natürliches Phänomen in hydraulischen Maschinen und können von periodischem und stochastischem Charakter sein. Sie sind bedingt durch die Interaktion der Schaufelkanäle und Schaufeln mit der Strömung im Inneren der Maschine sowie durch instationäre Strömungsphänomene. Die Herausforderung bei der Messung von Druckpulsationen in einer hydraulischen Maschine ist durch die Tatsache gegeben, dass sowohl hohe als auch tiefe Frequenzen hochaufgelöst erfasst werden müssen. Aus diesem Grund wurden im Zuge dieser Arbeit unterschiedliche Typen von dynamischen Drucksensoren eingesetzt, die auf verschiedenen physikalischen Prinzipien basieren. Die Wahl der Sensoren wurde anhand von unterschiedlichen Kriterien wie Auflösungsvermögen, Grenzfrequenz, Baugröße, Robustheit, Kosten und Verfügbarkeit durchgeführt.

3.4.1 Piezoelektrische Drucksensorik

Basierend auf dem piezoelektrischen Prinzip werden an der Oberfläche von piezoelektrischen Stoffen Ladungen frei, wenn diese mechanisch belastet werden. Somit wird dieser Effekt genutzt, um aus der gemessenen Ladung die für die Deformation verantwortliche Kraft bzw. den Druck zu bestimmen. Eine spezifische Eigenschaft von piezoelektrischen Drucksensoren ist, dass die durch die wirkende Kraft voneinander getrennten Ladungen versuchen, sich über den Innenwiderstand des Sensors auszugleichen. Piezoelektrische Druckaufnehmer werden aus diesem Grund in Verbindung mit Ladungsverstärkern eingesetzt und sind damit begrenzt zur Messung von quasi-statischen Druckänderungen bis zur Dauer von einigen Minuten geeignet. In der Praxis begrenzt jedoch das Fließen eines Driftstromes die Messungen [63]. Die in der Arbeit verwendeten piezoelektrischen Sensoren wurden lediglich zur Messung dynamischer Signalanteile genutzt.

Type: Kistler 7031

Die piezoelektrischen Quarz-Drucksensoren (Abb. 3-7) geben eine elektrische Ladung aus, die mit Ladungsverstärkern (Kistler 5006) in das Messsignal umgewandelt werden. Dieses Prinzip erlaubt sehr hohe Empfindlichkeiten in einem weiten Anwendungsbereich zum Messen dynamischer Drücke.

Ein eingebauter Beschleunigungssensor macht den Drucksensor unempfindlich gegenüber



Abb. 3-7: Drucksensor Kistler 7031

Störsignalen durch Schock und Vibration in Richtung der Sensorachse. Die Eigenfrequenz des Sensors beträgt 80 kHz, wodurch in Kombination mit Filtern eine Alias-freie Detektion von Druckpulsationen auch in hohen Frequenzbereichen möglich war. Die kompakte Bauweise erlaubte den Einbau im Leitapparat des Pumpturbinenmodells. Die technischen Daten der Sensoren sind in Tab. 3-4 angegeben:

Tab. 3-4: Technische Daten Kistler 7031

Beschreibung	Wert
Eigenkreisfrequenz	80 kHz
Messbereich	0-250 bar
Linearität	< ±1 %FS
Empfindlichkeit	-55 pC/bar

3.4.2 Piezoresistive Drucksensorik

Das Prinzip der piezoresistiven Drucksensorik ist der Halbleitereffekt, der auch Grundlage für Dehnmessstreifen ist. Eine mechanische Belastung an einer druckmessenden Membran verändert den elektrischen Widerstand eines Halbleiters. Diese Widerstandsänderung ist um zwei Größenordnungen stärker als bei einem Metall und damit gut messbar. Bei der Durchbiegung der Druckmessmembran treten an deren Oberfläche Dehnungen und Stauchungen auf, die zu einer veränderten elektrischen Leitfähigkeit führen, die proportional zum anliegenden Druck ist. Meist ist ein Silizium-Sensor in einer Ölvorlage eingebaut, womit gewährleistet wird, dass die Messstelle verspannungsfrei beaufschlagt wird [64].

Type: Keller 21Y

Diese Drucktransmitter (Abb. 3-8) besitzen einen integrierten Messwandler, und mit einer eingebauten Zusatzschaltung, die einen Temperatursensor besitzt, haben sie einen besonders geringen Temperaturfehler. Die hohe Robustheit gegenüber elektromagnetischen Feldern macht diese Sensoren ideal zum Einsatz in der Umgebung von elektrischen Maschinen. Auch die hohe Isolationsspannung zwischen Gehäuse und elektrischem Anschluss ist wichtig für den störungsfreien Einsatz. Die Grenzfrequenz der Sensoren beträgt 2 kHz, wodurch sie für den Einsatz in der Umgebung des Pumpturbinenmodells geeignet waren. Die Sensoren, deren Zweck die Ermittlung und Kompensation der Eigencharakteristik des Prüfstandes war, wurden im eingebauten Zustand kalibriert. Ihre technischen Daten sind in Tab. 3-5 aufgelistet:



Abb. 3-8: Drucksensor Keller 21Y

Tab. 3-5: Technische Daten Keller 21Y

Beschreibung	Wert
Grenzfrequenz	2 kHz
Messbereich	0-10 bar
Linearität	±0,25%FS
Messsignal	4-20 mA

Type: Keller 2Mi

Als druckempfindliches Element der eingesetzten Miniaturdruckaufnehmer (Abb. 3-9) dient ein sensibler piezoresistiver Chip aus Silizium. Er ist in einem Edelstahlgehäuse mit einem Durchmesser von 4,5 mm montiert und durch eine feine Schicht aus Silikonelastomer vor äußeren Einflüssen geschützt. Die Halbleiterelemente sind zu einer Wheatstonschen Messbrücke verschaltet und wurden über ein Potentiometer abgeglichen. Vor jeder Messung war ein Nullabgleich des Messsignals aufgrund des Temperatureinflusses notwendig. Für die Messungen im Leitapparat wurden die Sensoren in Messinghülsen integriert und dann wandbündig in das Modell eingesetzt (Abb. 3-10). Am anderen Ende der Messkette waren die Sensoren über speziell verdrillte und geschirmte Kabel mit dem Brückenmessmodul des Messsystems verbunden. Die wichtigsten Spezifikationen sind in Tab. 3-6 aufgelistet.

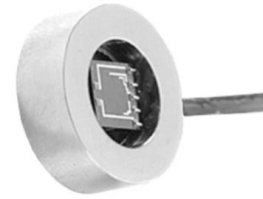


Abb. 3-9: Drucksensor Keller 2Mi

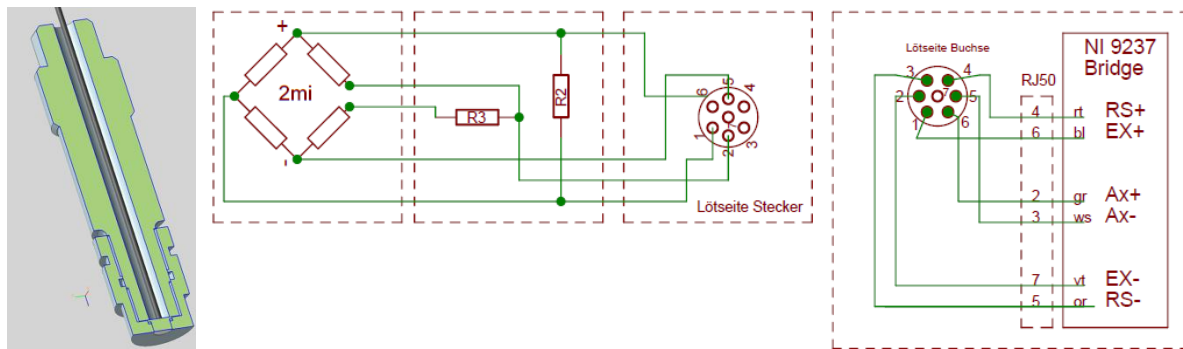


Abb. 3-10: Miniaturdrucksensor in Hülse und elektrische Verschaltung

Tab. 3-6: Technische Daten Keller 2Mi

Beschreibung	Wert
Eigenfrequenz	300 kHz
Messbereich	0-2 bar
Empfindlichkeit	200 mV/bar
Genauigkeit	< ±1 ‰

Um eine statische Kalibration der Miniaturdrucksensoren durchzuführen, wurden alle Sensoren wandbündig in einen Kunststoffblock geschraubt, welcher mit einem definierten Druck beaufschlagt werden konnte. Die während der Messung verwendete Signalkonditionierung des Messsystems wurde genauso wie auch die Temperaturkompensation mittels Widerstandspotentiometer während der Kalibration durchgeführt. Die Kalibration für den einzelnen Drucksensor wurde durch Vergleich mit einem Referenzdruckaufnehmer durchgeführt. Dieser Referenzsensor wurde mit einem geeichten Drehkolbenmanometerprüfgerät im relevanten Messbereich kalibriert. Die Kalibrationskurve p wurde mittels linearer Regression bestimmt, wobei K_1 die Steigung und K_0 den Abschnitt auf der Ordinate gegenüber dem Ursprung angeben.

$$p = K_0 + K_1 U \tag{3.1}$$

Wobei die Koeffizienten der Regressionsgerade mit

$$K_1 = \frac{\sum_{i=1}^N (U_i - \bar{U})(p_{ref,i} - \bar{p}_{ref})}{\sum_{i=1}^N (U_i - \bar{U})^2} \quad K_0 = \bar{p}_{ref} - K_1 \bar{U} \quad (3.2)$$

ermittelt wurden und sich der relative Messfehler letztendlich über die Abweichung der Regressionsgerade vom Referenzwert bezogen auf diesen berechnet.

$$\epsilon_{p,rel} [\%] = \frac{p_{ref} - p}{p_{ref}} \quad (3.3)$$

Abweichungen kleiner als 1 ‰ bezogen auf den Messwert wurden mit allen Sensoren erreicht (Abb. 3-11). Dieser Kalibrationsvorgang wurde während der Messkampagne wiederholt, wobei der Defekt zweier Sensoren (dargestellt ist nur der defekte Sensor 2Mi #4) festgestellt wurde.

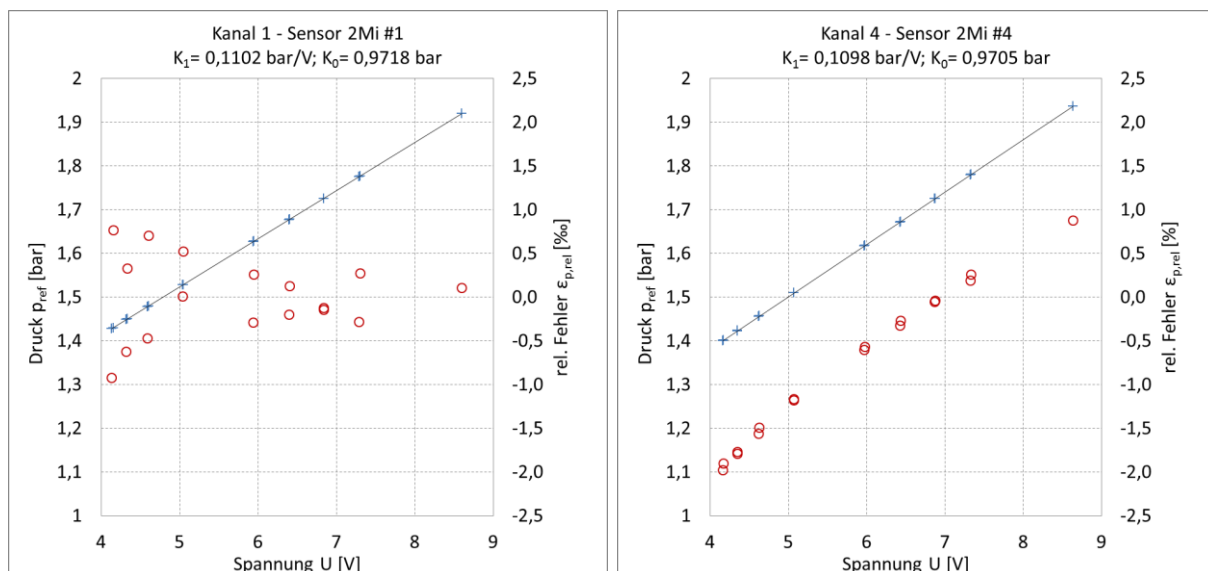


Abb. 3-11: Kalibrationsdiagramm Drucksensoren, links: funktionsfähig; rechts: defekt

Type: Keller M5

Für einen Großteil der in dieser Arbeit präsentierten lokalen Druckmessungen im Pumpturbinenmodell wurde der Miniatur-Druckaufnehmer der Serie M5 verwendet (Abb. 3-12). Diese Sensortype ist erst seit 2015 verfügbar und eignet sich aufgrund ihrer Robustheit besonders für den Einsatz in hydraulischen Strömungsmaschinen – auch für Betriebszustände im Off-design, in welchen kavitationsfreier Betrieb nicht immer gewährleistet werden kann. Der große Dynamikumfang ermöglicht die hochaufgelöste Erfassung von schnellen Pulsationen, aber auch statischen Druckwerten. Mit angeschlossenem Messverstärker und Widerständen zur Vorkompensation der Nullpunktvariation über die Temperatur waren



Abb. 3-12: Drucksensor Keller M5

Messungen mit einem Gesamtfehler von $<1,5\%$ möglich. Die besonders kompakte Bauform mit einem Sensorkopfdurchmesser von 4 mm erlaubt den wandbündigen Einbau im kranz- und nabenseitigen Leitschaukelstützring sowie im Saugrohrkonus des Modells.

Tab. 3-7: Technische Daten Keller M5

Beschreibung	Wert
Dynamikbereich	0-50 kHz
Messbereich	0-3 bar
Empfindlichkeit	30 mV/bar
Genauigkeit	$< \pm 1\%$ FS

3.4.3 Datenakquirierung der lokalen Drucksensorik

Zur Messung von hochdynamischen Signalen ist neben der Erfassung selbst eine geeignete Akquirierung und Konditionierung notwendig. Die wichtigste Aufgabe der Datenakquirierung ist das Entfernen von hochfrequenten Signalanteilen zur Vermeidung von Alias-Effekten, die Verringerung von irrelevanten Signalkomponenten und die Anpassung von Gleichanteilen im Signalverlauf. Besondere Beachtung verdient bei der Messung von hochdynamischen Signalen die Abtastrate, Auflösung und Phaseninformation der Messeinrichtung.

Zwei unabhängige Messsysteme von National Instruments (NI cDAQ-9188) mit insgesamt fünf Modulen zur Datenakquirierung der dynamischen Drucksensoren wurden verwendet und in die Prüfstandssteuerung integriert (Abb. 3-13). Die Module erlauben eine simultane Mehrkanalabtastung mit einer Auflösung des AD-Wandlers von 24 bit und einer Abtastrate von bis zu 50 kHz. Außerdem werden die Signale vor der Digitalisierung konditioniert und gepuffert. Eine Alias-freie Abtastung ist bis zu einer Abtastrate von 22,35 kHz durch eine analoge Tiefpassfilterung möglich [65].

Die Datenaufzeichnung und Speicherung wurde mit einem handelsüblichen Rechner mit 32 GB RAM durchgeführt. Die Software, basierend auf NI-LabView 2012, wurde für diesen Anwendungsfall entwickelt und verfügt über einen FIFO-Baustein, welcher die Datenakquirierung erleichtert, indem bereits vergangene Signalverläufe im Nachhinein aufgezeichnet werden können. Eine Auflistung der Komponenten ist in Tab. 3-8 gegeben.



Abb. 3-13: Messsystem zur Datenakquirierung und Messplatz

Tab. 3-8: Komponenten zur Datenakquirierung

Parameter	Modul 9239	Modul 9237	Modul 9203
Analoge Eingänge	12xSpannung	4xBrücke	8xStrom
A/D-Auflösung	24 bit	24 bit	16 bit
Messbereich	±10 V	±25 mV/V	±20 mA
Abtastrate	600 kHz	200 kHz	200 kHz
Phasenverzerrung	0,075°/kHz	0,125°/kHz	-

3.4.4 Sensorpositionen der dynamischen Sensoren

Drucksensorverteilung in der Umgebung des Pumpturbinenmodells

Lokale Wanddruckmessungen wurden im Rohrleitungssystem in der Umgebung des Modells installiert, um die Ausbreitung der Druckpulsationen zu detektieren und um die Eigencharakteristik des Versuchstandes zu validieren. Die Sensoren wurden im Unterwasserkessel auf der Saugseite sowie in der Rohrleitung $9x D_a$ entfernt vom Modell auf der Druckseite eingebaut. Zusätzlich wurden zwei Sensoren eingesetzt, um den Druckverlust eines für die laseroptischen Messungen implementierten Filters zu überwachen (siehe Kapitel 3.7).

Leitschaufel- und Drucksensorverteilung im Bereich des Pumpturbinenmodells

Druckpulsationsmessungen im Modell wurden im Saugrohrkonus, im schaufellosen Ringraum, im Leitapparat und am Spiralgehäuseaustritt durchgeführt. Da mit den Sensoren zusätzlich zu relativen Druckpulsationen auch statische Druckniveaus aufgezeichnet wurden, musste die Einbauposition für den jeweiligen Sensor beachtet werden. Je nach Position des Drucksensors wurde der vertikale Versatz, welcher mit einem Nivellierinstrument bestimmt wurde, in der jeweiligen Kalibrationsvorschrift der Sensoren berücksichtigt.

Wie in Abb. 3-14 dargestellt, wurden die Positionen so ausgewählt, dass der schaufellose Ringraum und die Leitschaufelkanäle auf der Naben- und Kranzseite untersucht werden konnten:

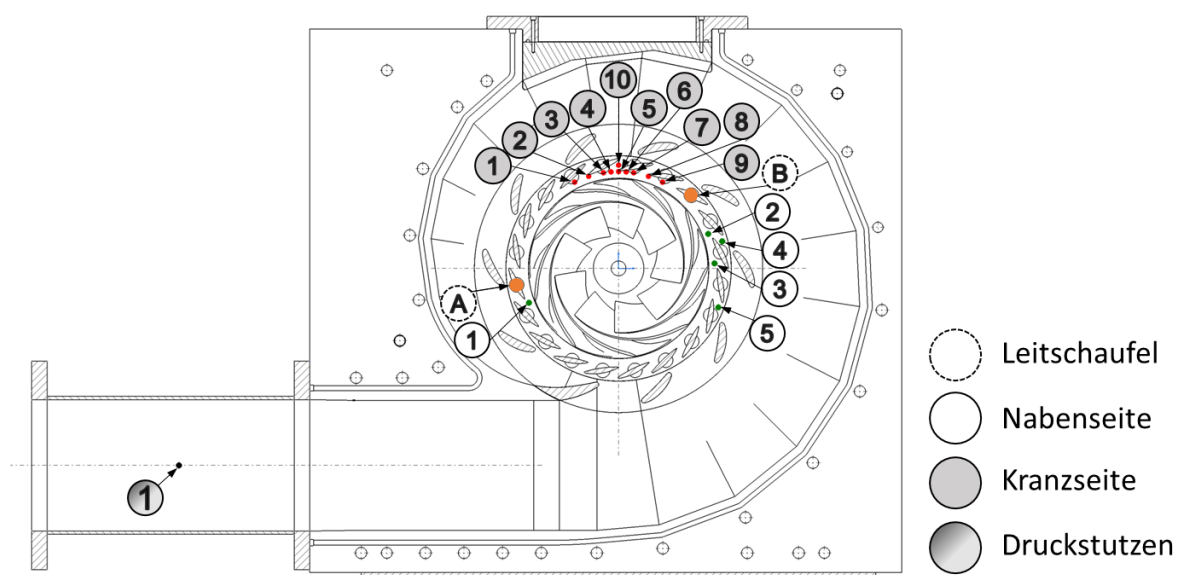


Abb. 3-14: Messleitschaufel- und Drucksensorpositionen im Bereich der Spirale

Die Instrumentierung in radialer Richtung erlaubte die Detektion der Druckverteilung im Leitapparat. Die Sensoren waren dabei an einem Durchmesser von $1,07 \times D_a$ bzw. von $1,20 \times D_a$ angeordnet. Eine Konzentration der Verteilung von Sensorpositionen über 54° bzw. drei Kanäle im Leitapparat ermöglichte die detaillierte Analyse der Rotor-Stator-Interaktion sowie der instationären Strömungsphänomene. Am Spiralaustritt bzw. Druckstutzen wurde ein weiterer Sensor zur Erfassung des dynamischen und statischen Druckanteils auf der Druckseite des Modells eingebaut. Die Messleitschaufeln zur Erfassung des dynamischen Leitschaufelmoments wurden um einen Bogenwinkel von 144° versetzt eingebaut (A und B). Im Saugrohrkonus ermöglichten die Sensorpositionen die Analyse der Teillastrezirkulation und deren Ausbreitung entgegen der Hauptströmungsrichtung in Richtung Saugrohr (Abb. 3-15):

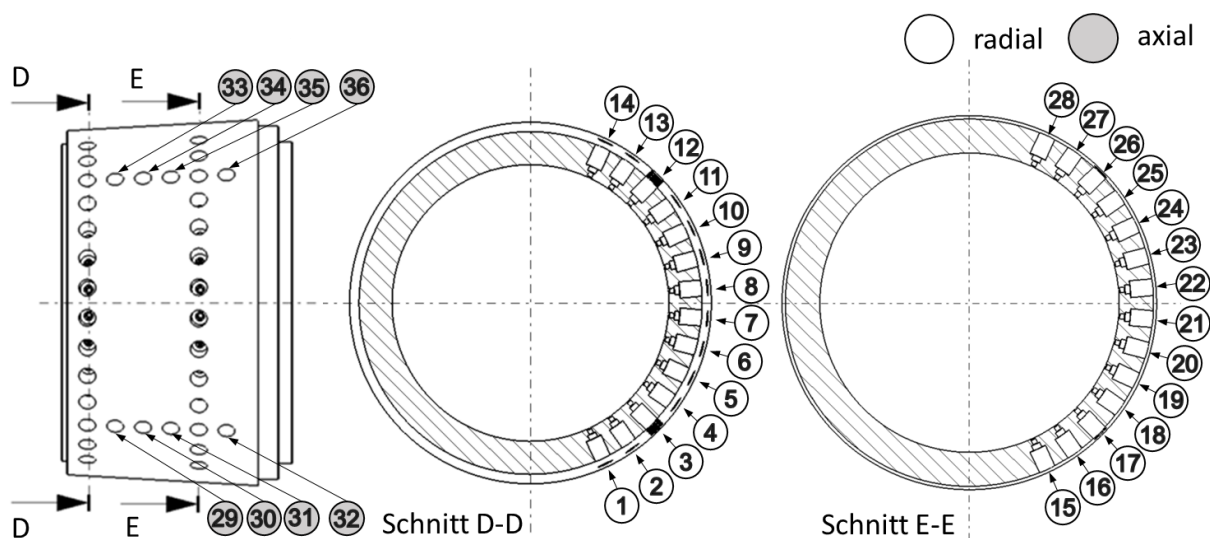


Abb. 3-15: Drucksensorpositionen im Saugrohrkonus

Es standen insgesamt 36 Messpositionen zur Verfügung, von welchen 28 in Umfangsrichtung radial $0,07 \times D_a$ bzw. $0,35 \times D_a$ angeordnet waren. Weitere acht Messbohrungen in axialer Richtung erlaubten die Analyse der saugseitigen Druckpulsationen zwischen $0,07 \times D_a$ und $0,42 \times D_a$ entgegen der Strömungsrichtung. Mit zwölf vorhandenen Sensoren waren insgesamt vier Sensoraufbauten in unterschiedlicher Anordnung notwendig, um die Messpositionen abzutasten. Zwei Sensorpositionen (Druckstutzen 1 und Saugrohrkonus 36) wurden nicht verändert, um eine Referenz über die unterschiedlichen Sensoraufbauten zu erhalten.

3.5 Leitschaufelmomentmessungen

Zwei der 20 Leitschaufeln wurden mit Dehnmessstreifen (DMS) bestückt, um dynamische und statische Momente an den Leitschaufelzapfen abzugreifen (Abb. 3-16). Der Fokus der zusätzlichen Messeinrichtung lag dabei nicht auf der Überprüfung



Abb. 3-16: DMS-bestückte Messleitschaufel

der absoluten Schließ- oder Öffnungstendenz der

Leitschaufeln, sondern auf der Analyse des statischen und dynamischen Moments in unterschiedlichen Betriebsbereichen – insbesondere im Bereich der Instabilität.

Die Anordnung der Messleitschaufeln ist in Abb. 3-14 zu erkennen, und die schematische

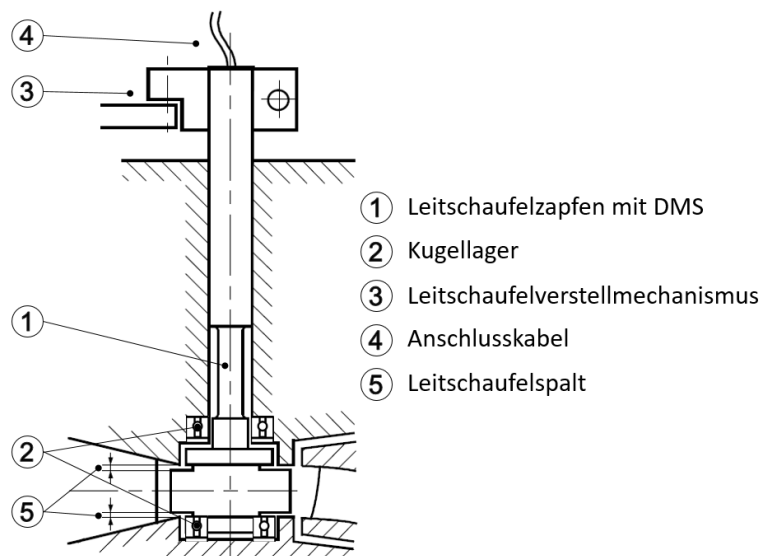


Abb. 3-17: Einbausituation Messleitschaufel [61]

Einbausituation ist in Abb. 3-17 dargestellt. Die Leitschaufel wurde mit dem Verstell-Mechanismus geklemmt und über Kugellager im Stützring eingesetzt. Ein geringfügig vergrößerter Spalt vermied ein ungewolltes Reibmoment.

Die statische Kalibration wurde mit einer speziell angefertigten Vorrichtung durchgeführt. Dabei wurden über einen definierten Hebelarm Kalibrations-

gewichte in Öffnungs- und Schließrichtung aufgebracht, welche das erwartete Drehmoment im Betrieb erzeugten. Um eine einseitige Belastung zu vermeiden, wurde die Leitschaufel mit einer Klemmvorrichtung symmetrisch eingesetzt. Nach der separaten Kalibration wurden die Messleitschaufeln im Modell integriert und die Lagerung, die Vorzeichenregelung (siehe Abb. 3-18) sowie das Messsignal überprüft. Eine dynamische Überprüfung konnte anhand der Detektion des Schaufeldrehklangs im Pumpbetrieb durchgeführt werden. Vor und nach jeder Messkampagne wurde zusätzlich eine Nullmessung zur Kontrolle durchgeführt.

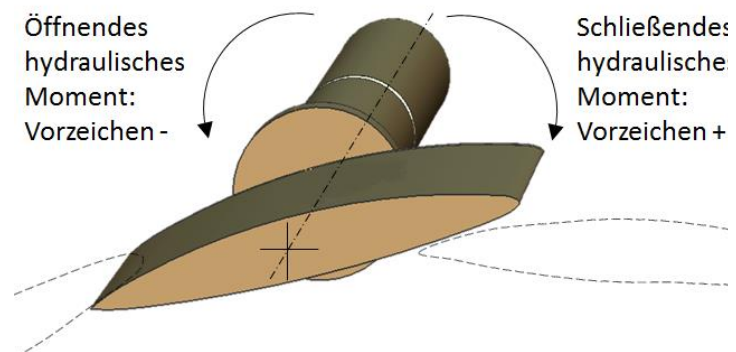


Abb. 3-18: Leitschaufelmessung Vorzeichenregelung

3.6 Highspeed-Strömungsvisualisierung

Um einen qualitativen Eindruck des Strömungsbildes in verschiedenen Betriebszuständen im Pumpbetrieb zu bekommen, wurden Hochgeschwindigkeitsaufnahmen durchgeführt. Die Highspeed-Strömungsvisualisierung ermöglichte eine Abschätzung und Beschreibung der vorherrschenden Strömungssituation auf der Saugseite des Modells. Um Hinweise über das Strömungsmuster bzw. Strömungsstrukturen im Zulauf sichtbar zu machen, wurde das Druckniveau im System verringert, bis Kavitation sichtbar wurde. Die Dampfblasenbildung, welche durch lokales Unterschreiten des statischen Drucks unter den Verdampfungsdruck des Wassers verursacht wird, konnte als Indiz für auftretende Wirbelstrukturen verwendet werden.

Die verwendete Hochgeschwindigkeitskamera vom Typ Photron SA1.1 hat bei maximaler Auflösung (1024 x 1024 Pixel) eine Bildrate von 5400 fps. Bei reduzierter Auflösung (64 x 16 Pixel) sind sogar 675000 fps möglich [66]. Die Beleuchtung wurde mit einem LED-Hochleistungslichtband mit 21000 lm realisiert.

Analog wurde vorgegangen, um eine qualitative Visualisierung auf der Druckseite durchzuführen, wo allerdings die Zugänglichkeit für die Hochgeschwindigkeitskamera bzw. die Beleuchtung nur beschränkt gegeben war. Alternativ wurden dafür eine kompakte bzw. triggerbare Industriekamera sowie ein Stroboskop für die Strömungsaufnahmen genutzt. Die Stroboskoplampe hat eine wesentlich höhere Energiedichte als die LED-Beleuchtung und ermöglichte somit die Lichteinbringung auf die weniger gut zugängliche Druckseite des Laufrades. Der Nachteil gegenüber den Hochgeschwindigkeitsaufnahmen ist jedoch, dass nur ein Bild pro Laufradumdrehung aufgezeichnet werden konnte. Eine Auflistung der verwendeten Komponenten für die Highspeed-Visualisierung ist in Tab. 3-9 gegeben:

Tab. 3-9: Komponenten zur Highspeed-Visualisierung

Beschreibung	Wert
Modell	Photron Fastcam SA1.1
CCD-Auflösung	1024x1024 Pixel
Maximale Bildrate	5400 fps (1024x1024 Pixel) 675000 fps (64x16 Pixel)
Bittiefe	12 bit Monochrom
Pufferspeicher	16 GB
Objektiv	Sigma Art AF 18-35mm f1.8
Software	FASTCAM Viewer Version 3.1.6
Beleuchtung	LED Lichtband 21000 lm
Industriekamera	IDS UI-5360CP-HQ
CMOS-Auflösung	2048x1088 Pixel
Bitrate	12 bit Farbe
Stroboskop	Elmed Helio Strob Beta

Aufnahmen des experimentellen Aufbaus für die Highspeed-Visualisierung sind in Abb. 3-19 dargestellt. Für die Betrachtung der Strömung am Eintritt- bzw. Austritt des Laufrades wurden jeweils zwei Kamerapositionen realisiert. Die Betrachtung der Leitschaufelströmung wurde über einen installierten optischen Spiegel ermöglicht.

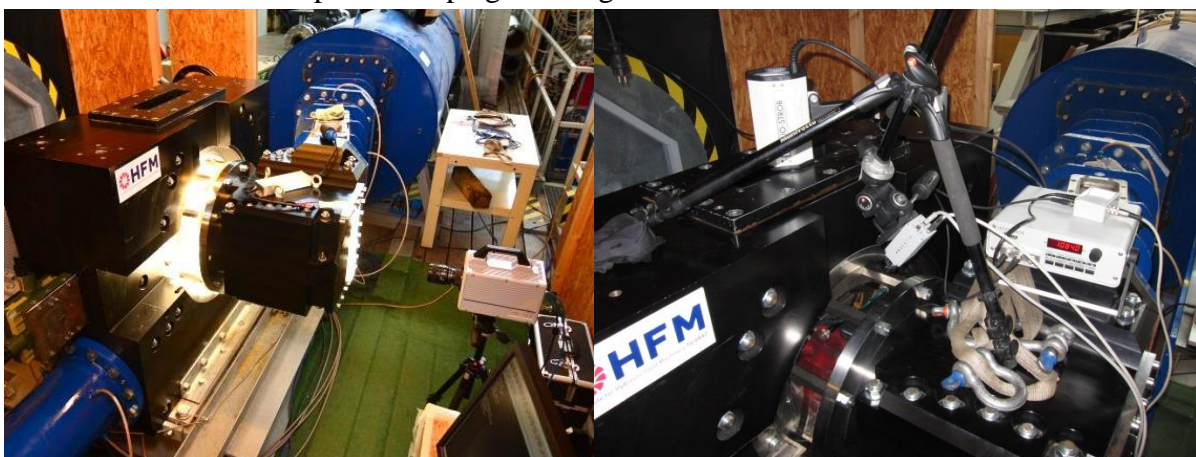


Abb. 3-19: Experimenteller Aufbau für die Hochgeschwindigkeitsaufnahmen

3.7 Particle Image Velocimetry

Mit Hilfe der Methode der laseroptischen Strömungsvisualisierung PIV war es möglich, eine quantitative Aussage der Strömungssituation innerhalb einer vermessenen Ebene zu erlangen. Diese Methode wurde in den letzten Jahren vermehrt zur Sichtbarmachung von verschiedensten Strömungseffekten wie Nachlaufzellen, Flow Separation, Rotating Stall und Rückströmungen in Pumpen und Pumpturbinen eingesetzt ([67], [68], [69]). Auch Visualisierungen und quantitative Messungen der Teillastwirbel ließen sich damit durchführen ([70], [71]). Der Fokus der Untersuchungen lag im Turbinen- bzw. Turbinenbremsbetrieb auf der S-Schlag-Instabilität ([51], [72]). Viele Untersuchungen mit PIV wurden an vereinfachten Modellen oder Modellen ohne beschauften Diffusor durchgeführt ([73], [74]). In weniger komplexen hydraulischen Geometrien gelang die quantitative Strömungssichtbarmachung im Rotor selbst [52]. Der Einsatz dieser Messmethode zur Untersuchung eines Pumpturbinenmodells im Pumpbetrieb, welches keinerlei Vereinfachungen an den strömungsführenden Teilen aufwies, war bis dato jedoch nicht dokumentiert. Im Zuge dieser Arbeit wurde PIV zur Detektion der Eintritts- und Austrittsströmung des Laufrades eingesetzt – mit dem Fokus auf den Off-design-Betrieb im Pumpenquadranten.

3.7.1 Messprinzip der PIV

PIV ist eine nicht-intrusive, optische Messmethode zur Bestimmung einer Geschwindigkeitsverteilung in einer Messebene innerhalb einer Fluidströmung. Die Messung basiert auf der Analyse zweier Bilder, welche unmittelbar hintereinander in der Messebene aufgezeichnet werden. Zur Sichtbarmachung des Geschwindigkeitsfeldes werden dem strömenden Fluid kleinste Partikel beigemischt, welche der Strömung möglichst schlupffrei folgen. Ein Doppelpulslaser beleuchtet und definiert die Messebene, und das Streulicht der beigemischten Partikel wird von der Kamera erfasst. Die um einen definierten Zeitschritt Δt versetzten Aufnahmen zeigen den identen Ausschnitt des Strömungsfeldes, wobei die Partikel um den Vektor \vec{x} verschoben sind. Aus deren Verschiebung kann die vektorielle Strömungsgeschwindigkeit \vec{c}_p abgeleitet werden:

$$\vec{c}_p = \frac{\vec{x}}{\Delta t} \quad (3.4)$$

Das Funktionsprinzip von PIV ist in Abb. 3-20 illustriert. Der Messaufbau benötigt die optische Zugänglichkeit zu dem mit Tracer-Partikeln versetzten Fluid, eine starke Lichtquelle (Laser), eine Optik zur Erzeugung und Lenkung des Lichtschnitts und eine Kamera, welche ebenfalls einen optischen Zugang zum Fluid benötigt. Die aufgezeichneten Bilder werden ähnlich einem Schachbrettmuster in rechteckige Bildteile, sogenannte „Interrogation Areas“, unterteilt. Im nächsten Schritt werden diese „Interrogation Areas“ miteinander kreuzkorreliert, um einen gemittelten Verschiebungsvektor des Partikelensembles zu ermitteln. Durch Wiederholung dieses Vorgehens für jede „Interrogation Area“ der beiden aufgezeichneten Bilder erhält man ein Geschwindigkeitsvektorfeld für die Bildebene. Bei bekanntem Längenmaßstab und Zeitabstand zwischen den Aufnahmen kann über die Gesetze der Optik auf die lokale

Geschwindigkeit in der Objektebene zurückgerechnet werden. Weitere Details zur Auswertung der 2D-PIV-Aufnahmen sind in Kapitel 4.3 beschrieben.

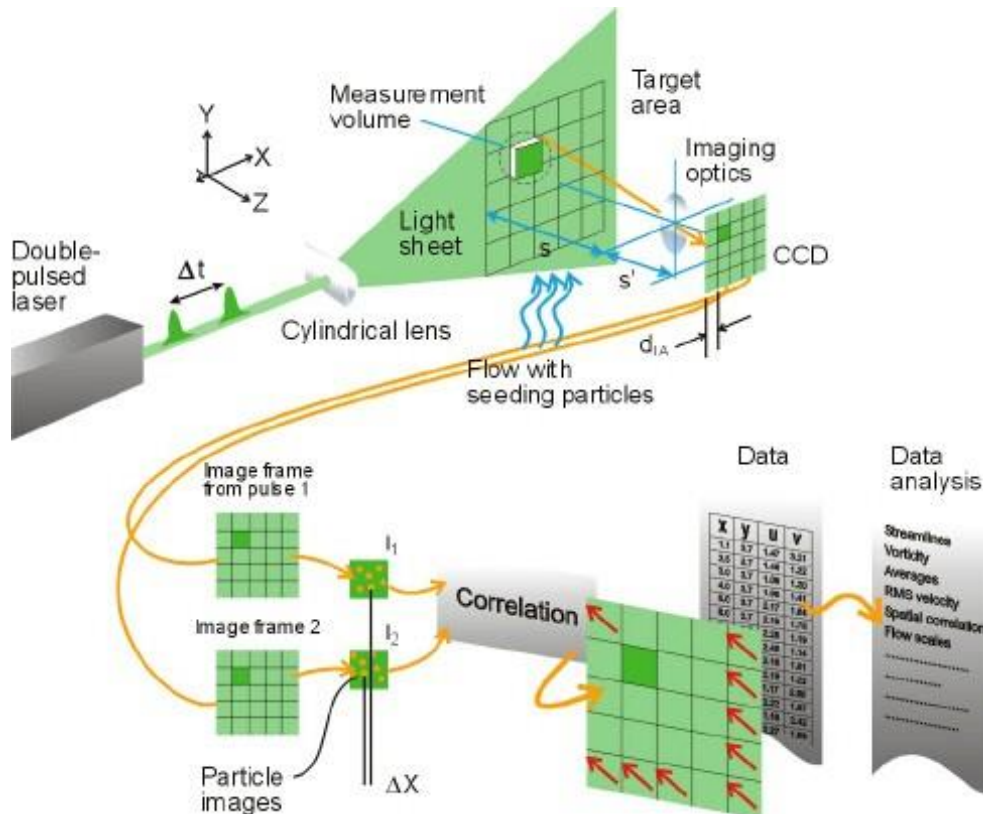


Abb. 3-20: Funktionsprinzip der Particle Image Velocimetry (PIV) [75]

Eine aus dem Lichtschnitt gerichtete Geschwindigkeitskomponente kann mit der 2D-PIV nicht ermittelt werden. Dazu wäre eine Erweiterung auf das Messprinzip der Stereo-PIV nötig, welche aus Gründen der Zugänglichkeit in dieser Arbeit nicht realisierbar war.

3.7.2 Kamerasystem und Optik

Als Messinstrument fungiert bei der PIV die Kamera bzw. deren Sensor, welcher die aufgenommenen Bilder zwischenspeichert. Eine Prozesseinheit überträgt die Bilder auf die Festplatte eines handelsüblichen Rechners. Die verwendete Kamera mit einer CCD-Auflösung von 1280x1024 Pixel hat eine hohe Lichtintensität und einen gekühlten CCD-Kopf, was in einem geringen Hintergrundrauschen resultiert. Der besondere Vorteil der Kamera ist die Interline-Progressive-Scan-Technologie, welche es ermöglicht, zwei Bilder innerhalb kürzester Zeit aufzunehmen [75]. Die Bildinformation in Form von Ladungen wird innerhalb des Sensors in eine Speicherzone verschoben und erst nach der zweiten Aufnahme ausgelesen. Damit ist die Aufnahme eines Doppelbildes in 20 μ s möglich, was bei kontinuierlicher Aufnahme einer Bildrate von 50000 fps entspräche. Die technischen Daten der Kamera sind in Tab. 3-10 aufgelistet:

Tab. 3-10: Technische Daten der PIV-Kamera

Beschreibung	Wert
Modell	Camera DANTEC 80C60 HiSense
CCD-Auflösung	1280x1024 Pixel
Chipgröße	8,58x6,86 mm (M=149,2)
Sensortyp	Frame transfer CCD
Maximale Bildrate	5 Hz
Bittiefe	12 bit
Objektiv	Nikon AF Mikro Nikkor 60mm F1:2,8

Wie beschrieben, muss der reale Längenmaßstab in der Objektebene bekannt sein, um eine Umrechnung der detektierten Verschiebung in der Bildebene zu ermöglichen. Dafür wurde an die jeweilige Position der Messebene ein Kalibrationsraster eingesetzt, welches einen definierten Lochabstand besitzt. Infolgedessen konnte damit der Pixelabstand in der Bildebene auf den realen Abstand in der Objektebene umgerechnet werden (Abb. 3-21 und Abb. 3-22).

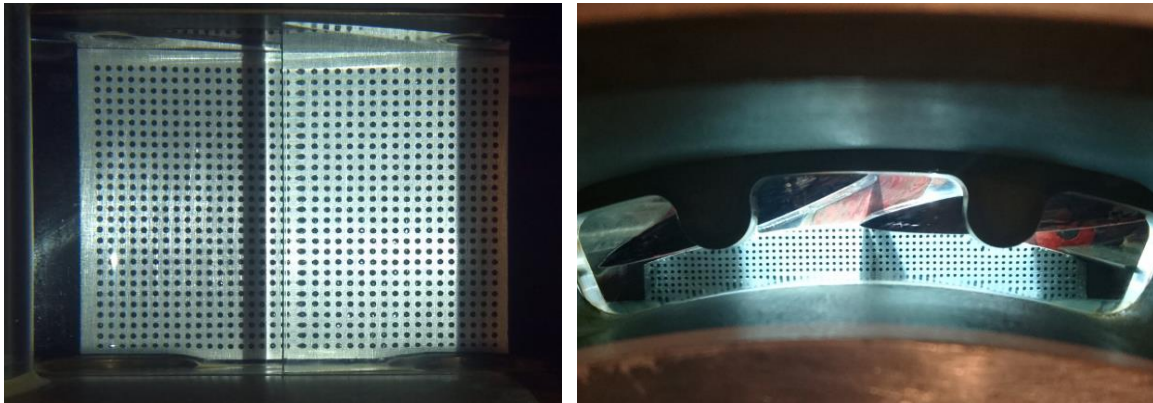


Abb. 3-21: Kalibration der PIV-Kamera auf der Druckseite

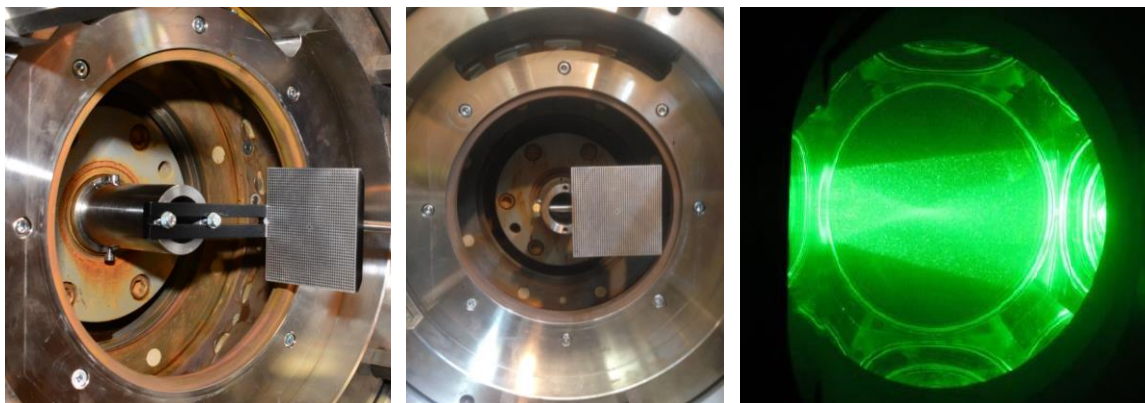


Abb. 3-22: Kalibration der PIV-Kamera auf der Saugseite und aufgetretener Verzerrungseffekt

Von besonderer Bedeutung war die Positionierung des Lichtschnittes exakt in der Ebene des Kalibrationsrasters bzw. der Messebene. Zusätzlich wurde durch den Einsatz des Rasters im befüllten Modell die Brechung und Verzerrung des optischen Weges kontrolliert. Durch die gekrümmten Innenflächen der Beobachtungsfenster kam es zu einer verzerrten Aufnahme, welche im Zuge der Auswertung mittels Software korrigiert wurde (siehe Kapitel 4.3). Ein weiterer Effekt, der in Abb. 3-22 sichtbar ist, war die ungewollte Fokussierung des

aufgefächerten Laserstrahles am Saugrohrkonus, welche zu einer ungleichmäßigen Ausleuchtung des Messbereichs führte und einen weiteren Bearbeitungsschritt für die Kontrastanpassung erforderte.

Die begrenzte Kameraauflösung limitiert je nach Größe der Messebene die Erfassung von Strömungsstrukturen. Je größer der Messbereich, desto geringer ist die Anzahl der ermittelten Verschiebungsvektoren. Ein Kompromiss wurde erreicht, indem die Größe der „Interrogation Areas“ mit 32x32 Pixel gewählt wurde. Damit ergaben sich insgesamt 1280 „Interrogation Areas“, in welche ein Bild unterteilt wurde. Der Messbereich hatte in der Objektebene eine Ausdehnung von 70x55 mm, was in einer mittleren Kantenlänge s_{IA} von 1,73 mm resultierte. Zur Berechnung der theoretisch maximal erfassbaren Frequenz einer Strömungsstruktur mittels PIV wurde auf der Druckseite eine maximale Strömungsgeschwindigkeit c_{max} von 16,3 m/s angenommen. Dies entsprach der Umfangsgeschwindigkeit am Laufradaustritt, welcher mit einer Frequenz von 15 Hz rotierte. Um eine Strömungsstruktur detektieren zu können, muss sich diese über vier benachbarte „Interrogation Areas“ erstrecken. Infolgedessen kann die Methode der PIV als optische Tiefpassfilterung interpretiert werden. Eine theoretisch maximale Wirbelfrequenz $f_{PIV,max}$ von 5 kHz berechnet sich nach Woisetschläger [76] aus dem Quotienten der maximalen Strömungsgeschwindigkeit c_{max} und der doppelten Kantenlänge einer „Interrogation Area“ s_{IA} :

$$f_{PIV,max} [Hz] = \frac{c_{max} [m/s]}{2 s_{IA} [m]} \quad (3.5)$$

3.7.3 Laser und Laserlichtschnitt

Um innerhalb einer kurzen Belichtungszeit eine hohe Lichtintensität in der Messebene zu erreichen, ist ein leistungsstarker Laser mit geeigneter Strahlführung und Lichtschnittoptik notwendig. Damit die Aufnahmen genügend Schärfe und Kontrast besitzen, wurde die Messebene mit einem Laserlichtschnitt für 10 ns ausgeleuchtet. Im Zuge dieser Arbeit wurden zwei gepulste Nd:YAG Laser, welche mit Xenon-Blitzlampen zur Emission angeregt werden, verwendet. Die so erzeugte Pulsenergie klassifizierte das verwendete Lasersystem als Gefahrenklasse 4, was die Einhaltung von Laserschutzmaßnahmen erforderte. Ein Frequenzverdoppler verringerte die Wellenlänge des Lichts von 1064 nm auf 532 nm, da die Wellenlänge von 532 nm von Wassermolekülen weniger absorbiert wird. Die Eckdaten des Lasersystems sind in Tab. 3-11 beschrieben:

Tab. 3-11: Technische Daten des PIV-Lasersystems

Beschreibung	Wert
Modell	New Wave Research Gemini
Type	Q-Switch Nd:YAG
Wellenlänge	532 nm – grünes Licht
Maximale Bildrate	15 Hz
Pulsenergie	120 mJ
Pulsdauer	10 ns
Pulsleistung Einzelpuls	12 MW
Strahldurchmesser	9 mm

Eine Lichtführung über Spiegel lenkte den Laserstrahl zur Messebene und entkoppelte den Laser vom Modell schwingungstechnisch. Eine daran angeschlossene Lichtschnittoptik erzeugte durch eine geeignete Anordnung von Linsen und Prismen die Auffächerung des Laserstrahls in der Messebene und ermöglichte die Fokussierung in einer normal dazu aufgespannten Ebene. Letzteres war notwendig, um einen ebenen Lichtschnitt (Parallelstrahl) zu erhalten und dessen Dicke einzustellen.

Um die Qualität der PIV-Aufnahmen sicherzustellen musste gewährleistet werden, dass lediglich Streulicht der Tracer-Partikel den Fotosensor erreicht. Um im geschlossenen Pumpturbinenmodell, welches ausschließlich gekrümmte Flächen besitzt, die Reflexionen an den vom Laserlicht angestrahlten Flächen gering zu halten, wurde eine Eloxal- bzw. Rhodamin-Schicht aufgebracht [76]. Das gesamte Spiralgehäuse sowie der Saugrohrkrümmer wurden schwarz eloxiert; weitere Flächen wie die Laufradeintrittsfläche wurden mit dem lumineszierenden Farbstoff beschichtet (Abb. 3-23). Einfallendes grünes Licht wurde dadurch im roten Wellenlängenbereich reflektiert. Eine verringerte Quantenausbeute des Sensors für rotes Licht in Kombination mit einem vorgeschalteten Bandpassfilter für 532 nm minimierten den Einfluss der Reflexionen auf das Messergebnis.

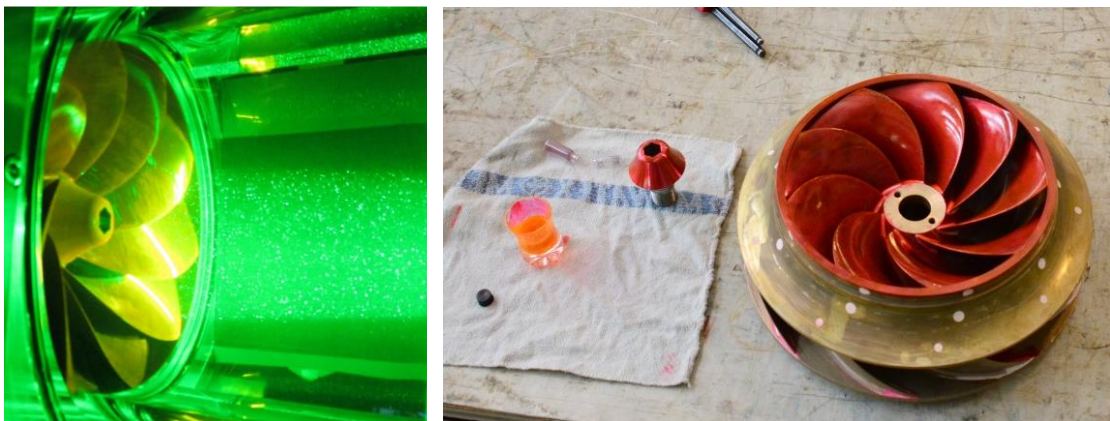


Abb. 3-23: Rhodamin-beschichtetes Laufrad

3.7.4 Tracer-Partikel

Mit der PIV wird die Strömungsgeschwindigkeit des Fluids indirekt über die Geschwindigkeit der beigemengten Partikel c_{TP} (Beschleunigung der Partikel \dot{c}_{TP}) ermittelt. Um zu gewährleisten, dass die Partikelgeschwindigkeit repräsentativ für die Strömungsgeschwindigkeit ist, muss ein möglichst schlupffreies Folgevermögen angestrebt werden. Für die experimentelle Untersuchung der Pumpturbine wurden Polyamid-Partikel mit einem Durchmesser d_P im Bereich von 5–35 μm verwendet. Dadurch ergab sich eine Reynoldszahl für die Strömung um die Partikel von <1 , und daraus folgt nach Raffel [77] ein Schlupf in Form einer Differenzgeschwindigkeit c_s von

$$c_s = c_{TP} - c = \tau_s \dot{c}_{TP} = d_P^2 \frac{\rho_P - \rho}{18\mu} \dot{c}_{TP} \quad (3.6)$$

Um den Schlupf c_s bzw. die Zeit τ_s (Relaxationszeit), welche ein Partikel benötigt, um seine Geschwindigkeit an die Strömungsgeschwindigkeit anzugleichen, möglichst gering zu halten,

ist die geeignete Wahl der Partikel unabdingbar. Möglichst kleine Partikel mit annähernd identer Wasserdichte wurden verwendet. Die Spezifikationen der verwendeten Tracer-Partikel sind in Tab. 3-12 aufgelistet:

Tab. 3-12: Technische Daten der Tracer-Partikel [78]

Beschreibung	Wert
Material	Polyamid
Größe	5–35 μm
Dichte	1030 kg/m^3
Form	rund
Brechungsindex	1,5

Die verwendeten Partikel besitzen ideale Eigenschaften in Bezug auf das Folgevermögen, jedoch sind die geringe Größe und der geringe Dichteunterschied nachteilig für die Streuung des Laserlichts. Das von den Partikeln abgelenkte Laserlicht soll mit möglichst hoher Intensität auf den Bildsensor der Kamera treffen. Da der Partikeldurchmesser größer als die Wellenlänge des Lasers war, trat Mie-Streuung, charakteristisch im 180° -Winkel bezogen auf die Laserebene, auf. Die Positionierung der Kamera war jedoch orthogonal, was zu einer geringeren Streulichtausbeute führte und mit einer höheren Laserleistung ausgeglichen werden musste.

Um bei erstmaliger Zugabe des Partikelpulvers in das Wasser eine ausreichende Durchmischung ohne Agglomeration zu erreichen, wurde ein Ultraschallreinigungsbecken verwendet [79]. Zusätzlich wurde die Oberflächenspannung des Wassers mit Tensiden reduziert, was ebenfalls die Vermischung verbesserte. Die Suspension wurde über ein Injektionssystem, welches auf der Druckseite des Modells angeordnet war, in den Prüfstand injiziert (Abb. 3-24). Eine gleichmäßige Einbringung der Partikel über den Rohrquerschnitt bezweckte ebenfalls eine möglichst homogene Verteilung.

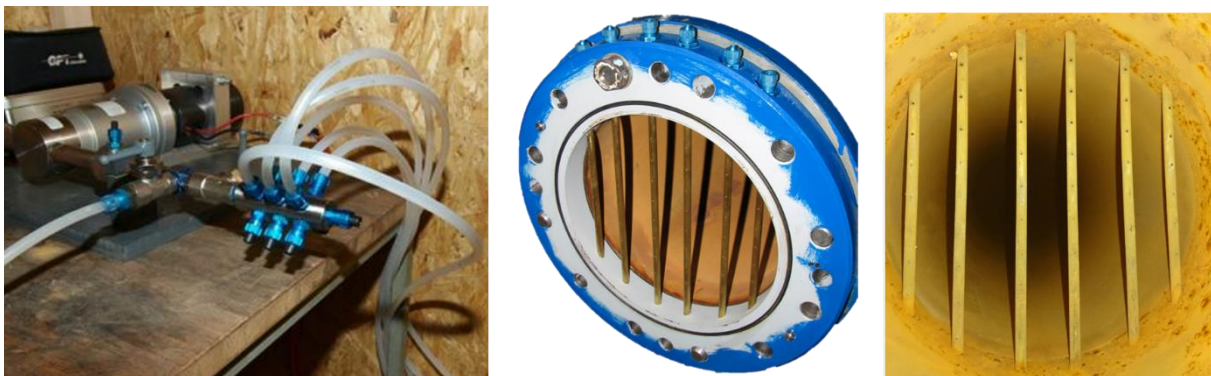


Abb. 3-24: Injektionssystem der Tracer-Partikel

Die in den Prüfstand injizierten Polyamidpartikel erreichten – bezogen auf den Gesamtvolumeninhalt von 15 m^3 – eine abgeschätzte Konzentration von 70 ppm, bis ein Sättigungszustand erreicht wurde. Eine erneute Zugabe von Partikeln war erst wieder nach Entleeren des Prüfstandes notwendig. In die Rohrstrecke integriert war ein mehrlagiges Drahtgeflecht mit einer maximalen Maschenweite von 0,2 mm. Damit konnten größere Partikel, welche das Messergebnis negativ beeinflussten, aus der Strömung gefiltert werden. Der Verschmutzungsgrad des Filters wurde mit Drucksensoren überwacht.

3.7.5 Synchronisation der Messung und Triggerung

Die PIV-Messungen wurden phasenaufgelöst für eine definierte Rotor-Stator-Position durchgeführt. Die Laufradposition wurde durch einen induktiven Sensor am Wellenstrang abgetastet und triggerte den PIV-Prozessor, welcher damit drehzahlunabhängig die PIV-Aufnahme auslöste. Damit konnten reproduzierbare Messungen an jeweils identer Rotor-Stator-Position durchgeführt werden. Die PIV-Aufnahme erforderte ein exaktes zeitliches Zusammenspiel des Lasers und der Kamera, um ein Doppelbild aufzuzeichnen. Diese Koordination wurde vom PIV-Prozessor übernommen (Abb. 3-25):

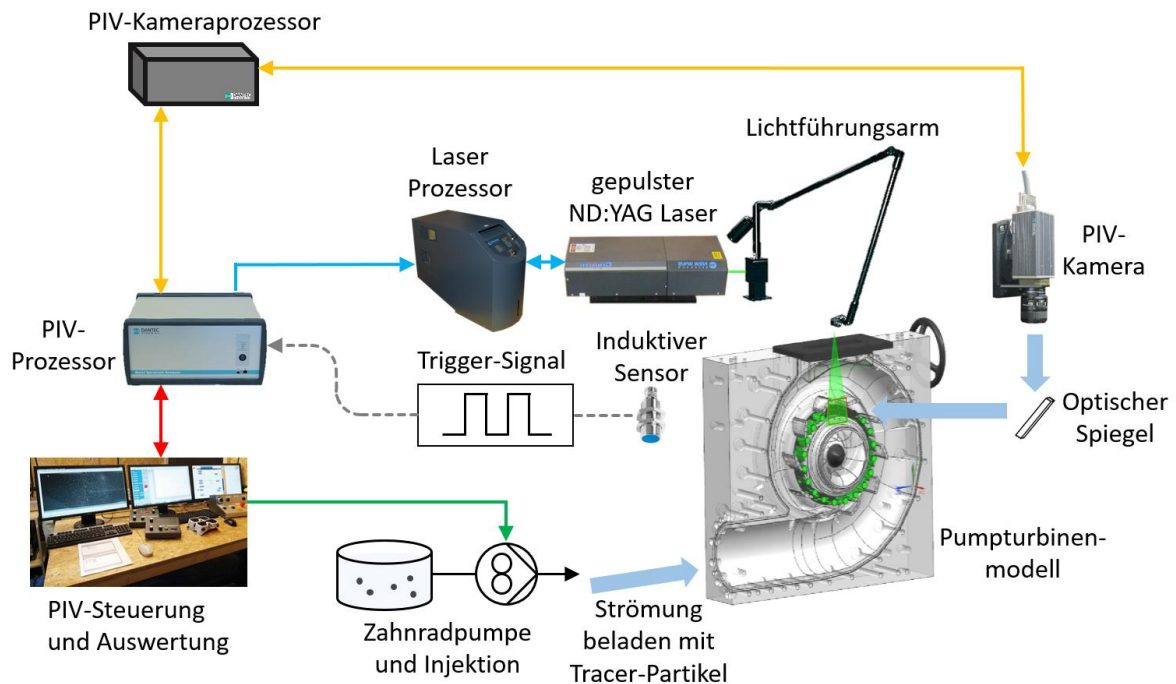


Abb. 3-25: Synchronisationsschema der PIV-Messungen

Zu jeder Phasenposition wurden 500 Einzelmessungen bzw. 1000 Einzelbilder aufgezeichnet. Der zeitliche Pulsabstand Δt (siehe Gleichung 3.7), oder Time Between Pulses (TBP), wurde auf Basis einer abgeschätzten Strömungsgeschwindigkeit sowie des Abstandes zwischen Kamera und Messebene angepasst. Bei der Wahl eines zu großen zeitlichen Versatzes bewegen sich die Tracer-Partikel aus der „Interrogation Area“ heraus, und die Auswertung schlägt fehl. Aber auch ein zu kleiner zeitlicher Abstand zwischen den Doppelpulsen bzw. -bildern liefert keine verwertbaren Ergebnisse, da die Partikel sich innerhalb des Beugungsscheibchens des ersten Bildes befinden.

Einen weiteren Einfluss für die Wahl des TBP-Wertes war die Größe der sogenannten Out-of-Plane-Komponente der Strömungsgeschwindigkeit c_z , also jener Komponente, welche orthogonal zur Messebene stand. Bei zu großem Pulsabstand TBP oder zu geringer Lichtschnittdicke Z_0 verlassen zu viele Partikel die Messebene, was zu Auswertefehlern führt.

Laut Raffel [80] ist zu beachten, dass folgender Zusammenhang erfüllt wird:

$$\text{TBP} \leq \frac{Z_0}{c_z} 0,3 \quad (3.8)$$

Der maximale Pulsabstand ergab sich aus der Größe der „Interrogation Area“ und den gewählten Parametern für die darauf angewandte Kreuzkorrelation (siehe Kapitel 4.3). Eine typische Größe für die „Interrogation Area“ ist 32x32 Pixel, was einer maximalen Verschiebung von ±16 Pixeln entspricht. Daraus errechneten sich mit der verwendeten Kamera maximal 40x32 Vektoren. Für die Berechnung der Korrelation wird die Fast Fourier Transformation (FFT) verwendet, was zu Phantompartikeln am Rand der „Interrogation Area“ führen kann. Um diesen Effekt zu vermindern und damit die Qualität der Auswertungen zu optimieren, wurden Fensterfunktionen verwendet, welche die zulässige Verschiebung der Partikel weiter verringerten. Bei Dominanz einer Geschwindigkeitskomponente kann eine Verschiebung der „Interrogation Area“ entlang dieser Richtung vorteilhaft sein.

Für die Berechnung des geeigneten Pulsabstandes wurde, wie in Kapitel 3.7.2 beschrieben, eine maximale Strömungsgeschwindigkeit c_{\max} von 16,3 m/s angenommen. Damit konnte mit folgendem Zusammenhang auf die Time Between Pulses geschlossen werden:

$$\text{TBP}_{\max}[\mu\text{s}] = \frac{M}{149,2} s_{\text{Bild}}[\text{Pixel}] \cdot 10^3}{c_{\max}[\text{m/s}]} \quad (3.9)$$

Die Umrechnung der Objektgröße in [mm] und der Bildgröße in [Pixel] konnte aus den Ergebnissen der Kalibration abgeleitet werden, welche den Skalierungsfaktor M ergaben:

$$s_{\text{Obj}}[\text{mm}] = \frac{M}{149,2} s_{\text{Bild}}[\text{Pixel}] \quad \text{mit} \quad M = \frac{s_{\text{Obj}}[\text{mm}]}{s_{\text{Bild}}[\text{mm}]} \quad (3.10)$$

Der minimale Pulsabstand ist abhängig vom Auflösungsvermögen des Kamerasystems. Die endliche Blendenöffnung des Objektivs führt zur Beugung der Lichtstrahlen und somit zum Auftreten von Beugungsscheibchen in der Bildebene. Um zwei Objekte innerhalb der Bildebene unterscheiden zu können, muss das Minimum der ersten mit dem Maximum des zweiten Beugungsmusters zusammenfallen [81]. Das bedeutet, dass die Objekte zumindest um den Durchmesser des Beugungsscheibchens $d_{\text{P,eff,Bild}}$ verschoben sein müssen [80]:

$$d_{\text{P,eff,Bild}}[\text{m}] = \sqrt{\left(\frac{d_{\text{P}}[\text{m}]}{M}\right)^2 + \left(2,44 F \left(\frac{1}{M} + 1\right) \lambda[\text{m}]\right)^2} \quad (3.11)$$

Mit dem Partikeldurchmesser d_{P} der Polyamid-Partikel, dem Skalierungsfaktor M aus der Kalibration und der Blendenzahl F des verwendeten Objektivs ergab sich der effektive Durchmesser in der Bildebene.

Der minimale Pulsabstand ergab sich durch Rückprojektion in die Objektebene und durch eine abgeschätzte minimale Strömungsgeschwindigkeit von 1 m/s:

$$TBP_{\min}[\mu s] = \frac{d_{P,eff,Bild}[m] \cdot M \cdot 10^6}{c_{\min}[m/s]} \quad (3.12)$$

In der Methode der PIV ist nicht ein einzelnes Partikel, sondern die Verschiebung eines Partikelensembles repräsentativ für die Richtung und den Betrag der Strömungsgeschwindigkeit. Somit können durch Betrachtung mehrerer Partikel (Anzahl > 10 pro „Interrogation Area“) sowie durch Sub-Pixel-Methoden, welche die Detektion der Partikelverschiebung durch Interpolationsmethoden verbessern, auch kleinere Verschiebungen detektiert werden.

Die Größe des Bildausschnittes sowie die Partikelgröße definieren zusammen mit dem zeitlichen Pulsabstand die maximale und minimale feststellbare Geschwindigkeit. Dieses Verhältnis wird als dynamischer Bereich R_D der PIV-Messung bezeichnet:

$$R_D = \frac{c_{\max}}{c_{\min}} \quad (3.13)$$

Um eine Phasenmittelung für unterschiedliche Positionen des Laufrades durchzuführen und damit einen gesamten Schaufelkanal abzubilden, wurde der Zeitpunkt des Triggersignals um einen konstanten zeitlichen Versatz verschoben. Zur Detektion der Rotor-Stator-Interaktion des Pumpturbinenmodells wurde die vollständige Abströmung eines Schaufelkanals mit einer Winkelauflösung von 2° untersucht. Das entspricht einem Phasenversatz $\Delta\phi$ von $370 \mu s$. Mit den vorhandenen neun Laufschaufeln ergab sich ein Bogenwinkel von 40° , welcher an 20 Phasenpositionen mit PIV analysiert wurde. Zur Überprüfung der Plausibilität wurde eine zusätzliche 21. Phasenposition bei 42° aufgezeichnet. Die Ergebnisse dieser Messung sollten mit den Ergebnissen der ersten Phasenposition wieder übereinstimmen. Die Wiederholrate der Aufnahmen ergibt sich aus der Zeit, die zwischen der Aufnahme von zwei Doppelbildern verstreicht. Sie wird bezeichnet als Time Between Bursts und war bestimmt durch die Tatsache, dass die Triggerfrequenz (15 Hz) ein ganzzahliges Vielfaches der maximalen Wiederholrate des PIV-Systems (15, 7,5, 5, 3,75 ... Hz) sein musste. Mit einer maximalen Wiederholrate des PIV-Lasers von 15 Hz und einer maximalen Bildrate von 4,5 Hz der PIV-Kamera war letztere die limitierende Größe. Aus dieser Kombination ergab sich eine maximale Wiederholrate von 3,75 Hz oder eine Time Between Bursts von 266 ms. Die eingestellten Parameter für die PIV-Messungen sind in Tab. 3-13 zusammengefasst:

Tab. 3-13: Parameter der PIV-Messung

Beschreibung	Wert
Time Between Pulses TBP	26,8–53,6 μs
Time Between Bursts TBB	266 ms
Anzahl der Bursts pro Aufnahme	1000
Phasenversatz $\Delta\phi$	370 μs

3.7.6 Experimenteller Aufbau der PIV-Messung

Die Durchführung der PIV-Messungen am modifizierten Pump turbinenmodell erforderte eine flexible und gleichzeitig reproduzierbare Positionierung der Lichtschnittebenen. Sowohl Kamera als auch Laserlichtschnitt mussten exakt auf die analysierte Messebene gerichtet werden. Die aufgrund der Laserschutzklasse des PIV-Lasersystems notwendige Kapselung des Aufstellungsbereiches und die bereits beschriebenen PIV-Komponenten sind in Abb. 3-26 ersichtlich:

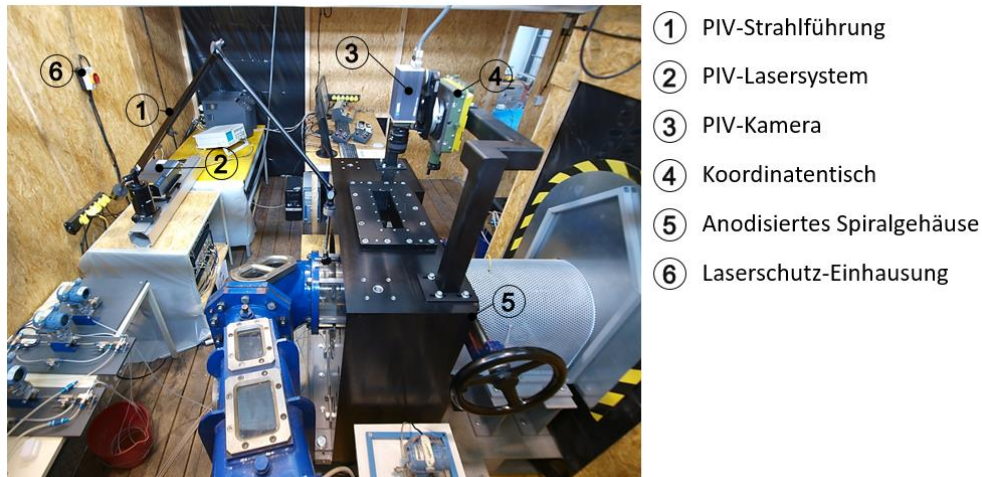


Abb. 3-26: Übersicht PIV-Aufbau in der Laserschutz-Einhausung

Alle mit PIV gemessenen Ebenen sind zur globalen Übersicht in Abb. 3-27 eingezeichnet. Die Lage der Messebenen zum Laufrad bzw. zu den Leitschaufeln und dem Saugrohrkonus ist daraus ersichtlich. Aus der Highspeed-Visualisierung konnte eine Modellvorstellung der Strömungssituation abgeleitet werden, was schlussendlich die exakte Positionierung der Messebenen für die PIV erleichterte.

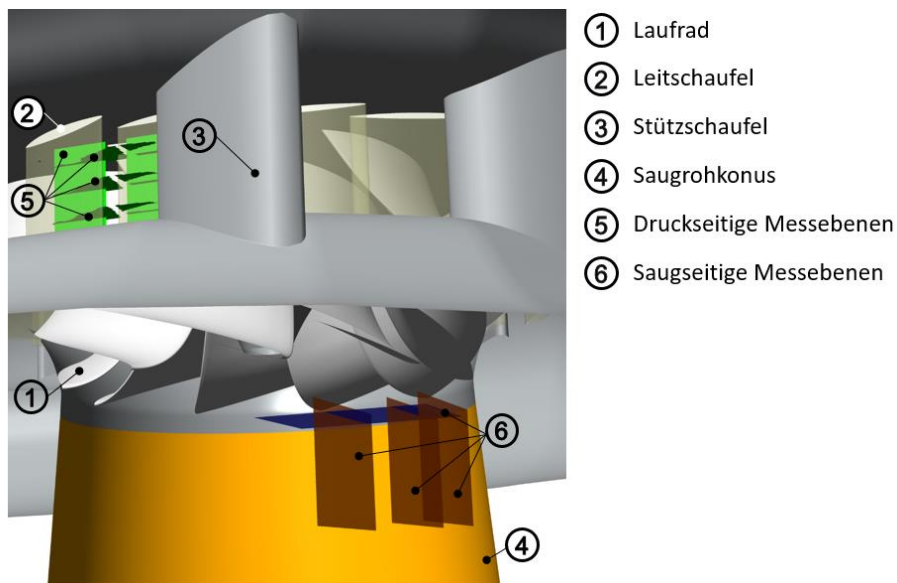


Abb. 3-27: Übersicht der PIV-Messebenen

Laseroptischer Aufbau zur Druckseite des Modells

Die PIV-Messungen auf der Druckseite des Modells wurden in vier Messebenen durchgeführt. Einerseits wurden Kamera und Lichtschnittoptik so platziert, dass eine radial-normale Messebene bezogen auf den Laufradaustritt analysiert wurde; andererseits konnten durch Platzierung eines Spiegels drei axial-normale Ebenen laseroptisch untersucht werden. Für die radial-normale Ebene, welche tangential zum Laufradaustritt orientiert war, wurde die Kamera mit einem Koordinatentisch oberhalb des Spiralgehäuses montiert. Das Objektiv war dabei in Richtung Laufradaustritt zwischen zwei Stützschaufeln und durch zwei Acrylglasleitschaufeln hindurch gerichtet. Der Laserlichtschnitt wurde über das orthogonal angeordnete axiale Fenster eingebracht (Abb. 3-28):

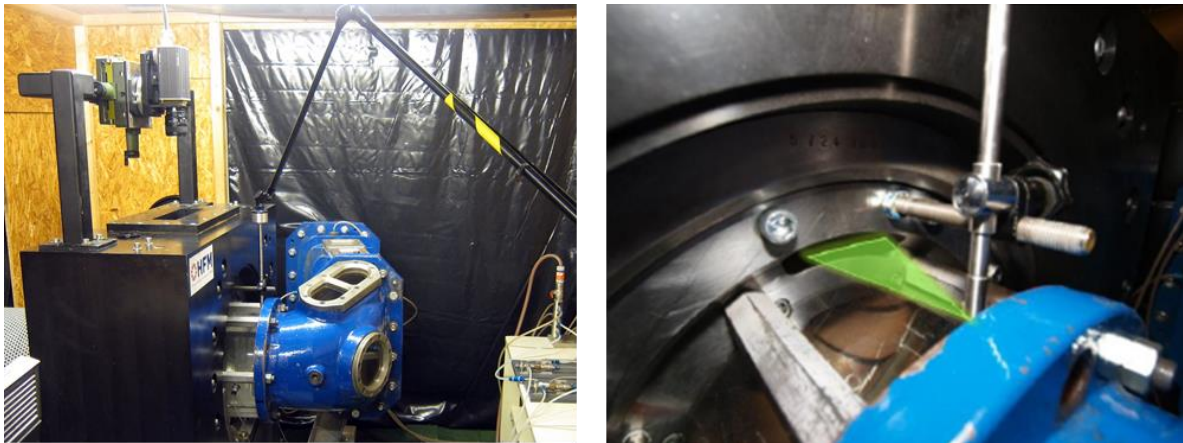


Abb. 3-28: PIV-Aufbau der druckseitigen radial-normalen Ebene

Für die axial-normalen Ebenen wurde das Sichtfeld der Kamera mit einem optischen Spiegel umgelenkt, wodurch eine Betrachtung der Leitschaufeln und des schaufellosen Ringraums ermöglicht wurde (Abb. 3-29). Der Lichtschnitt wurde über das radiale, an die Spiralkontur angepasste Acrylfenster eingebracht.

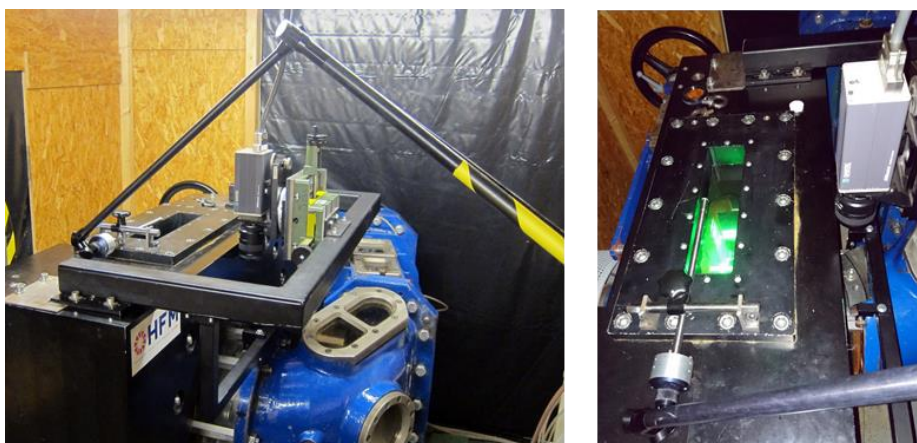


Abb. 3-29: PIV-Aufbau der druckseitigen axial-normalen Ebene

Die Positionierung der axial-normalen Messebenen wurde mit 25%, 50% und 75% der Höhe des Schaufelkanals definiert. Dabei lag die Ebene axial 25 nahe der Kranz- und die Ebene axial 75 nahe der Nabenseite. Sichtbar waren der Leitschaufelkanal und ein Teil des schaufellosen Ringraumes. Dabei auftretende Abschattungseffekte mussten in der Auswertung mit einer

Maskierung versehen werden (siehe Kapitel 4.3). Die exakte Positionierung der Messebenen auf der Druckseite sowie die Einbringung des Lichtschnittes bzw. der Blickwinkel der Kamera sind in Abb. 3-30 ersichtlich. Die Position der radial-normalen Ebene lag so knapp wie möglich nach dem Laufradaustritt im schaufellosen Ringraum vor der Leitschaufeleintrittskante. Aufgrund der beschränkten Zugänglichkeit war das Aufspannen einer weiteren radial-normalen Messebene nicht möglich.

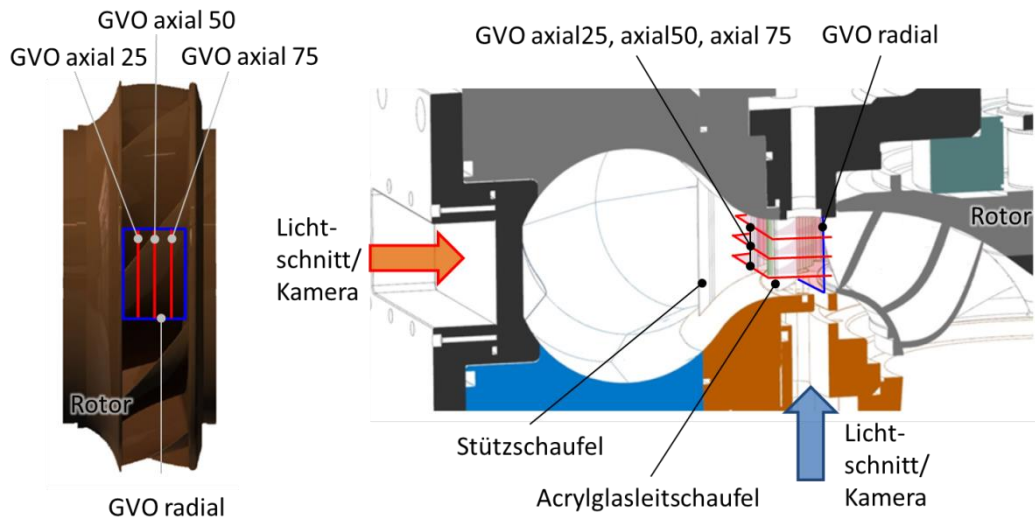


Abb. 3-30: Lage der druckseitigen Messebenen im Bereich der Leitschaufeln

Wie bereits erwähnt, traten auf der Druckseite Bereiche auf, in welchen die Strömung nicht ausgewertet werden konnte. Diese Bildbereiche wurden durch die Vorder- bzw. Hinterkante der optischen Leitschaufeln verursacht. Die starke Krümmung der Schaufelkanten führte zu einer starken, nicht korrigierbaren Verzerrung in der radial-normalen Messebene und zu einem Abschattungseffekt in den axial-normalen Messebenen (Abb. 3-31):

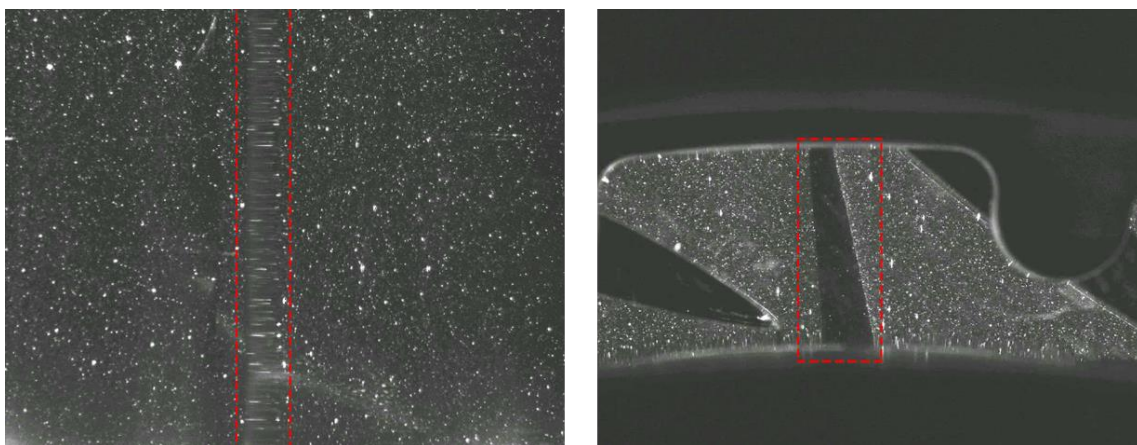


Abb. 3-31: Verzerrungs- bzw. Abschattungseffekt der optischen Leitschaufel

Laseroptischer Aufbau zur Saugseite des Modells

Analog zur Druckseite wurden auf der Saugseite vier Messebenen mit PIV untersucht. Dabei wurden drei radial-normale Ebenen sowie eine axial-normale Ebene bezogen auf den Laufradeintritt gemessen. Für die drei radial-normalen Ebenen, welche in einem definierten

Abstand zur Laufradachse definiert wurden, blickte die PIV-Kamera durch den modifizierten Acrylgaskonus. Der Laserlichtschnitt wurde über den optischen Zugang im Saugrohrkrümmer orthogonal zur Objektebene eingebracht (Abb. 3-32):

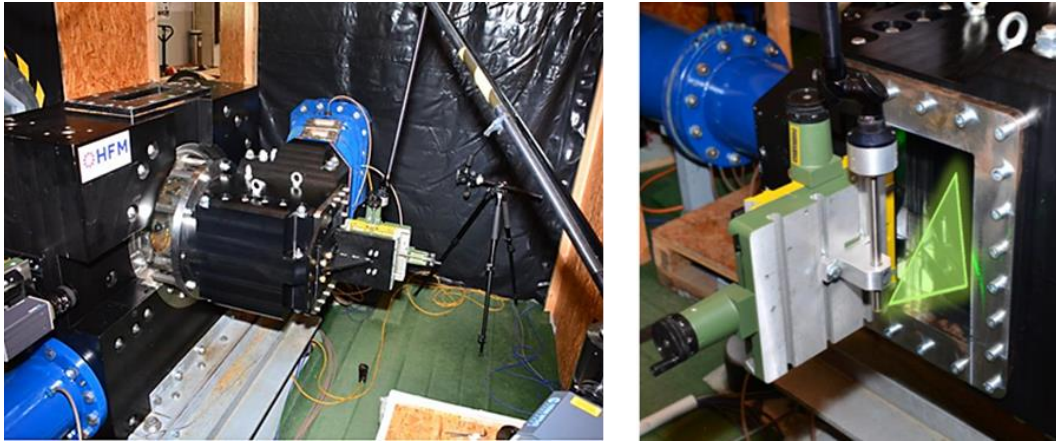


Abb. 3-32: PIV-Aufbau der saugseitigen radial-normalen Ebene

Bei sämtlichen Aufbauten wurde darauf geachtet, die Kameraposition normal zum Acrylglasfenster auszurichten. Damit konnten störende Brechungs- oder Verzerrungseffekte minimiert werden. Lediglich der optische Übergang zwischen Acrylglas zu Wasser (Brechungsindex Acrylglas 1,49 gegenüber dem Brechungsindex von Wasser 1,33) beeinflusste den optischen Weg. Da die beiden Brechungsindizes jedoch sehr ähnlich sind, konnte dieser Einfluss mit den Kalibrationsaufnahmen beseitigt werden. Für die axial-normale Ebene auf der Saugseite wurde die Messebene mit einer verkürzten Lichtschnittoptik durch den Konus ausgeleuchtet und mit der PIV-Kamera über das Fenster im Krümmer beobachtet (Abb. 3-33):

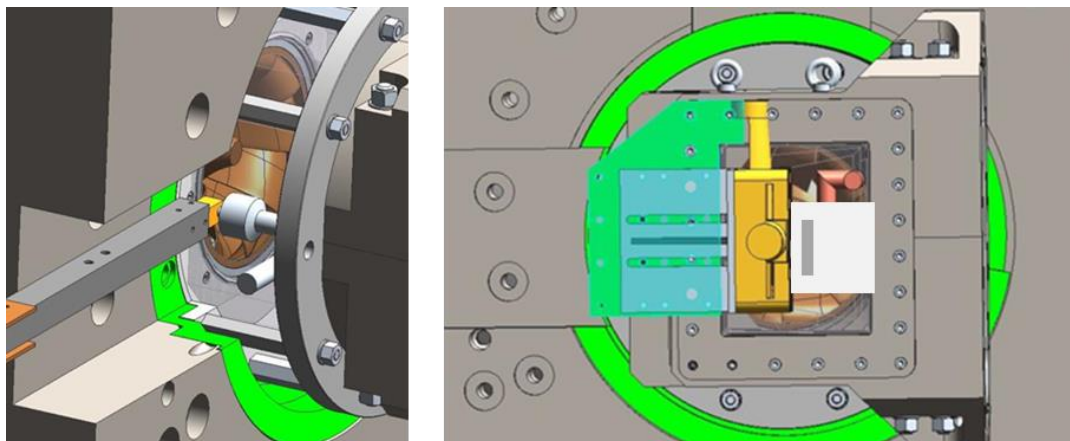


Abb. 3-33: PIV-Aufbau der saugseitigen axial-normalen Ebene

Die saugseitigen PIV-Messebenen wurden wie in Abb. 3-34 positioniert, um ein möglichst dreidimensionales Verständnis der Strömungseffekte durch die Kombination der zweidimensionalen PIV-Resultate zu bekommen. Die räumliche Lage der radial-normalen Ebenen wurde von der Laufradachse bis zur Innenseite des Saugrohrkonus gewählt. Die Verteilung der Messebenen erfolgte in jene Richtung, in welcher das Saugrohr gekrümmt ist. Bei der Messebene, welche radial-normal zum größten Radius (DT radial 110) angeordnet war,

lag der Fokus auf der quantitativen Analyse der mit den Highspeed-Aufnahmen detektierten Rückströmung in Teillast (siehe Kapitel 6.4). Die Positionierung der axial-normalen Ebene erfolgte so nah wie möglich am Laufradeintritt:

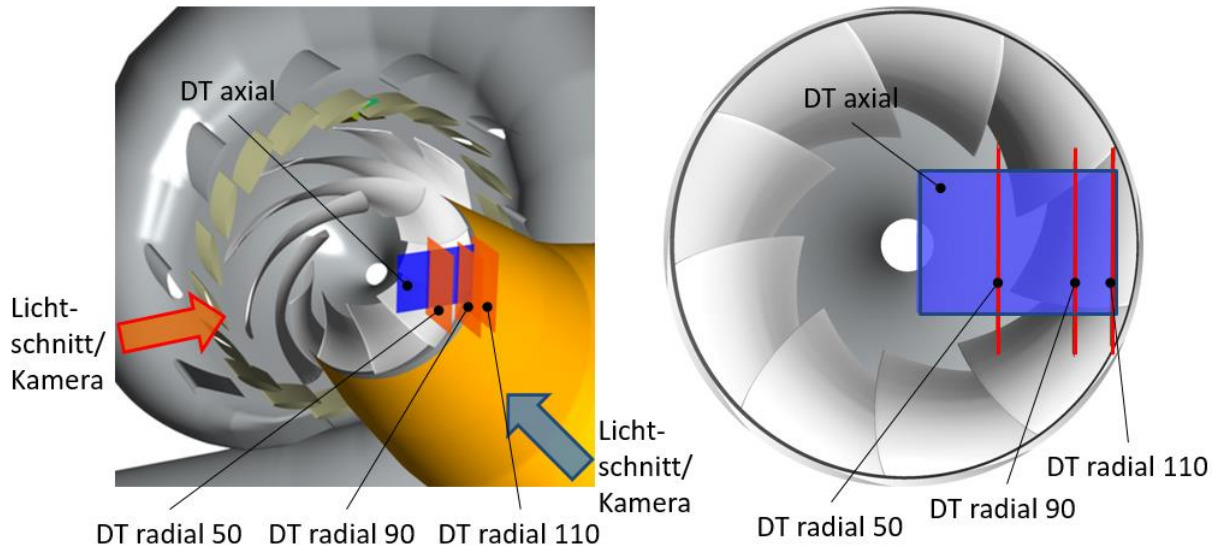


Abb. 3-34: Lage der saugseitigen Messebenen im Saugrohrkonus

Tab. 3-14 gibt eine Übersicht der unterschiedlichen PIV-Messebenen und fasst deren Eigenschaften zusammen. Alle beschriebenen Ebenen wurden für beide Laufradvarianten mit PIV gemessen:

Tab. 3-14: PIV-Messebenen

Beschreibung	Lage	Orientierung	Position
GVO axial 25	Leitschaufel	axial-normal	25% Kanalhöhe (Kranz)
GVO axial 50	Leitschaufel	axial-normal	50% Kanalhöhe (Mitte)
GVO axial 75	Leitschaufel	axial-normal	75% Kanalhöhe (Nabe)
GVO radial	Leitschaufel	radial-normal	15 mm nach Laufradaustritt
DT radial 50	Saugrohr	radial-normal	50 mm neben Laufradachse
DT radial 90	Saugrohr	radial-normal	90 mm neben Laufradachse
DT radial 110	Saugrohr	radial-normal	110 mm neben Laufradachse
DT axial	Saugrohr	axial-normal	20 mm vor Laufradeintritt

4 Analysemethoden und Definitionen

Unterschiedliche Analysen und Definitionen wurden im Zuge der Arbeit eingesetzt bzw. verwendet. Die aufgezeichneten Kennfelder, welche die Charakteristik der untersuchten Laufräder in der Modellturbine widerspiegeln, wurden mit dimensionslosen Kennziffern dargestellt. Die Druck- bzw. Leitschaufelmessungen wurden mit unterschiedlichen Methoden im Zeit- und Frequenzbereich analysiert und zusätzlich statistisch ausgewertet, da aus den zeitlichen Analysen im Allgemeinen nur ein begrenzter Informationsgehalt extrahiert werden kann. Die Messergebnisse der PIV wurden mit Hilfe der Kreuzkorrelation in Verbindung mit Validierungsalgorithmen zur Vermeidung von Fehlvektoren analysiert. Je nach Fokus der Auswertung wurden die Ergebnisse global oder je Phasenposition gemittelt und zwei- oder dreidimensional dargestellt.

4.1 Kennfeld und Analyse der Charakteristik

Um eine detaillierte Kenntnis des Betriebsverhaltens der Modellmaschine zu erlangen und Informationen zum Wirkungsgradverlauf sowie Förderhöhenverlauf zu bekommen, wurde das Kennfeld des Pumpturbinenmodells ermittelt. Die Charakteristik der Modellmaschine in Kombination mit der jeweiligen Laufradvariante wurde entdimensioniert und drehzahlunabhängig als Durchflussziffer-Druckziffer-Kennfeld oder ϕ - ψ -Kennfeld geplottet:

$$\psi = \frac{2E}{u_a^2} = \frac{2gH}{\frac{D_a^2 \pi^2 n^2}{60^2}} = \frac{2gH}{\left(\frac{D_a \pi n}{60}\right)^2} \quad (4.1)$$

$$\phi = \frac{c_m}{u_a} = \frac{\frac{4Q}{D_a^2 \pi}}{\frac{D_a \pi n}{60}} = \frac{Q}{\frac{D_a^3 \pi^2 n}{240}} \quad (4.2)$$

Dabei entspricht E der spezifischen hydraulischen Energie der Modellmaschine lt. Norm (IEC 60193 [61]). Im Zuge dieser Arbeit wurden die Kennwerte auf den Laufraddurchmesser am Austritt D_a bezogen. Während der Messungen wurde stets darauf geachtet, die Anforderungen der Norm hinsichtlich des Minimums der Reynoldszahl und der spezifischen hydraulischen Energie einzuhalten.

Tab. 4-1: Minimalanforderungen der IEC 60193 [61]

Beschreibung	Minimalanforderung	Wert
Reynoldszahl Re	$5,8 \cdot 10^6$	$> 5,8 \cdot 10^6$
Spez. hydraulische Energie E	$100 \text{ m}^2/\text{s}^2$	$60\text{--}140 \text{ m}^2/\text{s}^2$
Referenzdurchmesser D_a	0,25 m	0,364 m

4.2 Auswertung der hochdynamischen Messsignale

Die im Zuge der Messung aufgetretenen Schwingungen im Pumpturbinenmodell, welche durch eine Interaktion von Fluid und Struktur hervorgerufen wurden, sind durch den dreidimensionalen Charakter der zeitlich veränderlichen Strömungsverhältnisse sehr komplex [37]. Die aufgezeichneten Druckpulsationen und Leitschaufelbelastungen enthalten Signale, die als stationär und nicht-stationär klassifiziert werden können [57]. Ein stationäres Signal liegt vor, wenn charakteristische Signalgrößen wie der Mittelwert für den Beobachtungszeitraum einer Einzelmessung konstant sind. Dagegen hat ein Signal nicht-stationären Charakter, wenn sich der Mittelwert zeitlich verändert [82]. Weitere Unterteilungen sind aus Abb. 4-3 ersichtlich:

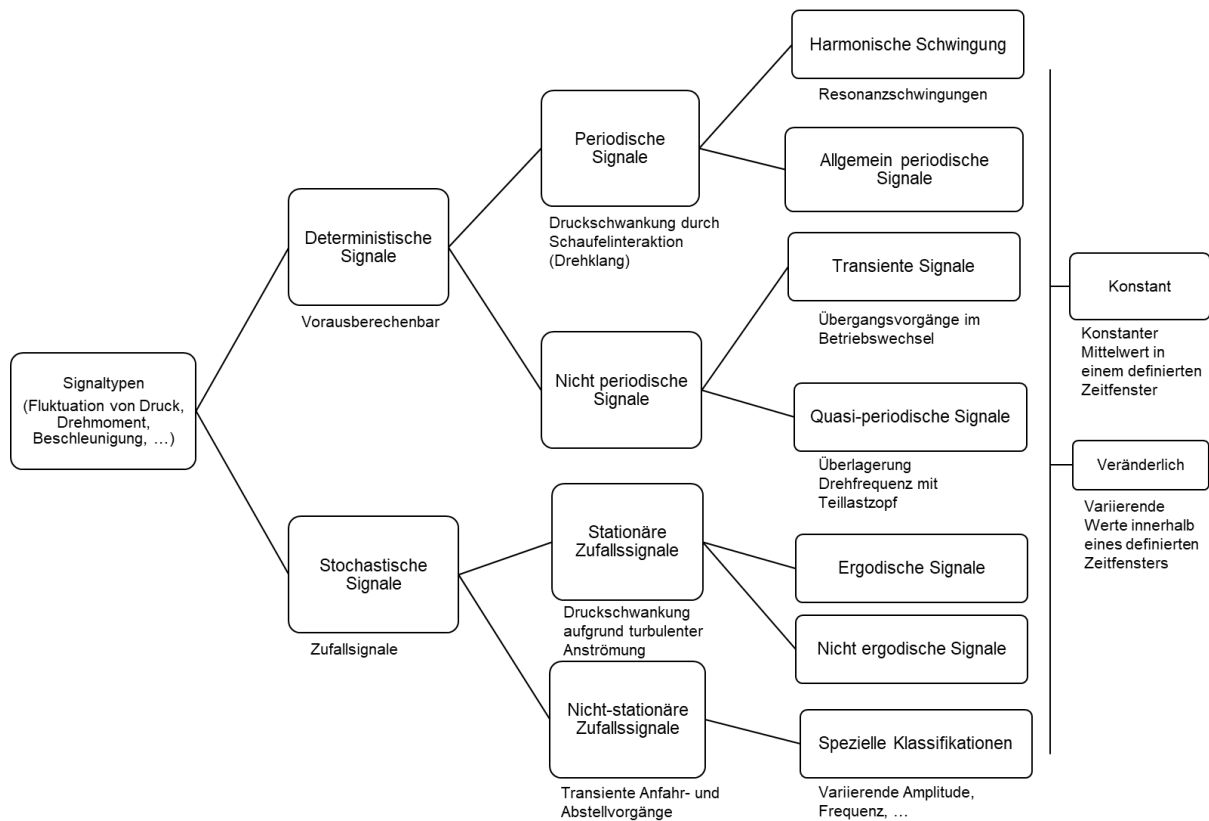


Abb. 4-1: Klassifikation von Signaltypen und Beispiele bei hydraulischen Maschinen (eigene Darstellung)

Beispielsweise ist der Drehklang, welcher durch die Rotor-Stator-Interaktion verursacht wird, als stationär periodisch zu klassifizieren. Eine detaillierte Beschreibung der einzelnen Phänomene und ihres Auftretens wurde bereits in Kapitel 1.5 gegeben. Die Kenntnis der Signalklasse entscheidet über die angewandte Signalanalyse. Um aus dem zeitlichen Verlauf der von den Druck- bzw. Leitschaufelsensoren aufgezeichneten dynamischen Signale zusätzliche Informationen zu extrahieren, wurden unterschiedliche Methoden der Messdatenverarbeitung angewandt ([61], [82]).

4.2.1 Zeit-basierte Methoden und Normierung

Mittelwert und Normierung

Die diskrete Mittelwertbildung der dynamisch aufgezeichneten Messgrößen erfolgte über eine Anzahl von mindestens 400000 Messwerten (hier am Beispiel der Druckmesswerte). Die durchgeführte lineare Mittelung entspricht einer konstanten Berechnung ohne Gewichtung:

$$\bar{p} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N p(i) \quad (4.3)$$

Die Frequenz f der dynamisch aufgezeichneten Pulsationen wurde mit der Rotordrehzahl n normiert, wodurch sich der Frequenzkoeffizient f_n ergab:

$$f_n = \frac{f}{n} \quad (4.4)$$

Die Amplitude der Druckpulsation \tilde{p} wurde um ihren Mittelwert \bar{p} bereinigt, mit dem Druck ρE , welcher die spezifische hydraulische Energie repräsentiert, entdimensioniert und als Druckpulsationsfaktor \tilde{p}_E dargestellt [61]:

$$\tilde{p}_E = \frac{\tilde{p} - \bar{p}}{\rho E} \quad (4.5)$$

In einem weiteren Schritt wurde der Druckpulsationsfaktor mit der Druckziffer ψ multipliziert, um eine für hydraulische Maschinen typische Normierung basierend auf dem dynamischen Druck am Laufradaustritt durchzuführen. Da für die Praxis streng gültige Modellgesetze fehlen, behilft man sich mit der Tatsache, dass in geometrisch ähnlichen Maschinen bei gegebener Umfangsgeschwindigkeit Druckpulsationen mit ähnlich hoher Amplitude entstehen. Daraus folgte der Druckpulsationskoeffizient \tilde{c}_p [49]:

$$\tilde{c}_p = \tilde{p}_E \cdot \psi = 2 \cdot \frac{\tilde{p} - \bar{p}}{\rho u_a^2} \quad (4.6)$$

Auch für die hydraulische Belastung der Leitschaufelzapfen, welche mit Dehnmessstreifen detektiert wurde, erfolgte eine dimensionslose Darstellung durch Normierung des Leitschaufelmoments. Das Resultat war der Leitschaufelmoment-Faktor $T_{G,ED}$ [61]:

$$T_{G,ED} = \frac{T_G}{\rho D^3 E} \quad (4.7)$$

Effektivwert

Der diskrete Effektivwert ist das Leistungsmaß einer Messgröße unabhängig von den Phasenbeziehungen zwischen den einzelnen Signalkomponenten und (wiederum am Beispiel eines Druckmesswertes) definiert als:

$$p_{\text{RMS}} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N p^2(i)} \quad (4.8)$$

4.2.2 Frequenz-basierte Methoden**Abtastfrequenz und Bandpassfilterung**

Die Abtastfrequenz wurde, wie bereits in Kapitel 3.4.3 beschrieben, so gewählt, dass das Nyquist-Shannon-Theorem [83] eingehalten wurde. Dieses besagt, dass für eine klare Abbildung des Messsignals die Abtastrate größer der doppelten maximalen im Signal vorkommenden Frequenz sein soll. Alias-Effekte, also Scheinfrequenzen ohne physikalische Ursache, wären die Folge, wenn keine Vorfilterung bei der halben Abtastrate durchgeführt worden wäre. Für weiterführende Frequenzanalysen bzw. statistische Betrachtungen wurden die aufgezeichneten Rohsignale zusätzlich gefiltert, um spezifische Effekte hervorzuheben. Die Filterung wurde mit einem digitalen IIR-Bandpassfilter des Typs Butterworth (5. Ordnung) durchgeführt, welcher wegen seiner glatten Übertragungsfunktion ideal für eine Signalanalyse geeignet war [84], [85].

FFT- und STFT-Analyse

Um nicht nur die auftretenden Amplituden eines Messsignals über der Zeit, in welcher es aufgezeichnet wurde, zu analysieren, wurden Algorithmen basierend auf der Fast Fourier Transformation bzw. Kurzzeit-Fourier-Transformation verwendet [86]. Die spektrale Darstellung gibt einen zusätzlichen Einblick in das Messsignal sowie Aufschluss über das Vorhandensein oder Nichtvorhandensein von Harmonischen einer Grundschwingung. Einzelne Frequenzkomponenten können Indikatoren für bestimmte hydraulische Phänomene sein. Wie bereits erwähnt, wurde mit einem FFT-Algorithmus die diskrete Fourier Transformation $X(k)$ der eingelesenen Folge x_n der Länge N berechnet [87]:

$$X(k) = \sum_{n=0}^{N-1} x[n] e^{-j\frac{2\pi}{N}nk} \quad k = 0, 1, 2, \dots, N-1 \quad (4.9)$$

Die Grundannahme der FFT ist das Vorhandensein eines periodischen Signals mit einer bestimmten Anzahl von Signalwerten ($N=2^m$, $m=1, 2, 3\dots$). Bei den aufgezeichneten dynamischen Signalen wird diese Periodizität durch die stochastischen Signalkomponenten im Allgemeinen nicht erfüllt, was zu einer Verteilung der auftretenden Amplituden auf Nachbarfrequenzen führt. Mit entsprechenden Fensterfunktionen wurde diesem sogenannten Leakage-Effekt entgegengewirkt. Aus den vielen unterschiedlichen Funktionen wurde die

Hamming-Fensterfunktion verwendet, die eine gute Unterdrückung der Nebenmaxima durch Verbreiterung des Hauptmaximums erreicht [88].

Eine weitere Erhöhung des Signal-Rausch-Verhältnisses der analysierten Frequenzspektren wurde durch die Mittelung mehrerer Spektren erreicht. Dabei wurden die Messdaten einer Einzelmessung in eine Vielzahl von Datenblöcken gleicher Länge aufgeteilt. Von jedem Datenblock wurde ein Amplitudenspektrum ermittelt und letztendlich der Mittelwert aller Datenblöcke berechnet.

Für die Analyse von nichtperiodischen Signalen sowie transienten Vorgängen wurde eine Kurzzeit-Fourier-Transformation (STFT) durchgeführt, welche ursprünglich in der Sprachanalyse Anwendung fand. Da die zeitabhängigen Änderungen des Spektrums von Interesse waren, wurde das Signal wieder in Blöcke (innerhalb derer das Signal als stationär angenommen wurde) unterteilt und transformiert. Anstatt die Teilblöcke zu mitteln, wurden diese einzeln in Form eines Periodogramms dargestellt ([89] S. 286, [84], S. 200):

$$X(n, k) = \sum_{m=0}^{L-1} x[n + m] w[m] e^{-j\frac{2\pi}{N}km} \quad 0 \leq k \leq L - 1, N \geq L \quad (4.10)$$

Dabei entspricht $w[m]$ der zeitlich begrenzten Fensterfunktion, mit der das um n verschobene Signal $x[n + m]$ gewichtet und dann transformiert wird. Damit wurden zu verschiedenen Zeitspannen Spektren ermittelt und als Funktion der Zeit dargestellt. Als Zeitspanne der Teilblöcke wurde eine Sekunde gewählt, und die Überlappung der einzelnen Teilblöcke wurde mit 20% definiert.

4.2.3 Statistische Methoden

Eine repräsentative Aussage über die Fluktuation der Messgröße wurde mittels einer Kombination aus der Analyse der Häufigkeitsverteilung und der Standardabweichung durchgeführt.

Histogramm-Kriterium

Mit der Histogramm-Analyse der dynamischen Messdaten sollten einzelne Messausreißer vermindert werden, indem die Messdaten eines Messschriebs in 250 Klassen konstanter Breite unterteilt wurden. Die Rohdaten wurden in aufsteigender Reihenfolge sortiert und um 1,5% der Maximal- bzw. Minimalwerte bereinigt. Am Beispiel eines kranzseitigen Drucksensors in einem Betriebspunkt in Teillast von Rotor 1 ergab sich das in Abb. 4-2 dargestellte Histogramm. Die blau markierten Klassen wurden für weitere statistische Analysen von den Rohdaten entfernt.

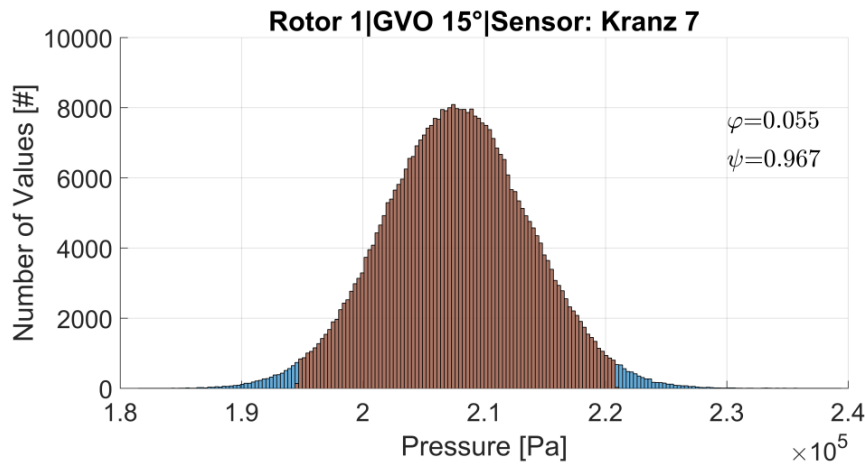


Abb. 4-2: Histogramm-Kriterium der dynamischen Messdaten

Standardabweichung

Die Berechnung der Standardabweichung der dynamischen Messdaten ermöglichte globale Vergleiche der unterschiedlichen Sensorpositionen und Betriebspunkte. Anhand der Information über die Streuung der Messgrößen Druck und Moment konnte eine detaillierte Aussage über die Strömungssituation im jeweiligen Betriebszustand getätigt werden. Die Berechnung ergab am Beispiel einer Druckmessung die Standardabweichung des Druckpulsationskoeffizienten σ_p normiert mit $\rho u^2/2$ [90]:

$$\sigma_p = \frac{2}{\rho u_a^2} \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (\tilde{p} - \bar{p})^2} \quad (4.11)$$

4.3 Auswertung der PIV-Messung

Zur Berechnung der im Zuge der Messkampagne getätigten PIV-Aufnahmen wurde eine Kreuzkorrelation der Doppelbilder durchgeführt. Dieses Verfahren liegt der Methode der PIV zugrunde und erzeugt innerhalb der „Interrogation Area“ zweier PIV-Aufnahmen einen gemittelten Verschiebungsvektor [91]. Die räumliche und diskretisierte Kreuzkorrelation berechnet sich aus

$$K_{I_1 I_2} = \sum_{n=1}^N \sum_{m=1}^M I_1(n, m) \cdot I_2(n + \Delta x, m + \Delta y) \quad (4.12)$$

Die diskrete Funktion $I_1(n, m)$ beinhaltet dabei die Bildinformation der „Interrogation Area“ des ersten Bildes und $I_2(n, m)$ jene der zweiten Aufnahme. Das Korrelationsmaximum, welches sich innerhalb der „Interrogation Area“ mit einer Größe von $N \times M$ Pixeln ergibt, ist bestimmt durch den Verschiebungsvektor \vec{X} mit dessen Komponenten Δx und Δy (siehe Kapitel 3.7.1). Indem diese Kreuzkorrelation für alle „Interrogation Areas“ der beiden Doppelbilder wiederholt wird, kann die vektorielle Geschwindigkeitsverteilung innerhalb der Messebene

bestimmt werden. Durch eine Sub-Pixel-Interpolation und eine Überlappung der „Interrogation Areas“ kann die Genauigkeit der Auswertung sowie die Anzahl der Vektoren innerhalb der Messebene gesteigert werden. Eine Überlappung von 50% in positiver und negativer x- und y-Richtung der Messebene wurde gewählt, was die Anzahl der Vektoren verdoppelte.

Der Rechenaufwand bei der direkten Kreuzkorrelation ist durch die Anzahl der Vektoren sehr hoch. Deshalb wird in der Praxis die Kreuzkorrelation nicht im Zeitbereich, sondern als Faltung im Frequenzbereich durchgeführt [80]. Die Transformation in den Frequenzbereich mittels FFT ist bereits in Kapitel 4.2.2 beschrieben. Die FFT besaß für diese Anwendung analoge Nachteile wie in der Signalanalyse, welchen mit Fensterfunktionen entgegengewirkt werden musste.

Die Steuerung des PIV-Systems, die Akquirierung der Doppelbilder sowie die Analyse der Messdaten erfolgte mit dem Softwarepaket DANTEC Dynamic Studio 2015a. Die aufgezeichneten Bilder wurden in einem ersten Schritt einer Maskierung unterzogen, um die für die Vektoranalyse nicht relevanten Bildbereiche auszuschließen. Sämtliche maskierten Bildbereiche wurden in den folgenden Analyse- und Validierungsschritten nicht mehr berücksichtigt. Mit dieser Datenbasis wurde eine Kreuzkorrelation der „Interrogation Areas“, welche eine 50%-Überdeckung und eine Größe von 32x32 Pixel besaßen, durchgeführt. Die Auswertung der Doppelbilder zur Berechnung der Vektorfelder erfolgte mit der Dantec Softwareerweiterung Remote Agent zur simultanen Berechnung verteilt auf mehreren Multi-Core-Rechnern. Fehlbelichtungen der Aufnahmen, verklumpte Tracer-Partikel oder andere Verunreinigungen führten zu fehlerhaften Vektoren, welche in einem nächsten Schritt durch seriell angewandte Validierungsalgorithmen vermieden wurden. Dies war notwendig, um den Auswertefehler in den gemittelten Strömungsfeldern gering zu halten.

Mit einer sogenannten Peak-Height-Validation wurde die Größe der Korrelationsspitze mit der Größe der Nebenmaxima, dem Signalrauschen, verglichen. Der Vektor wurde aussortiert, wenn das Verhältnis k von Korrelationsmaximum zu Messrauschen eine definierte Grenze von 20% unterschritt.

$$k \leq \frac{\text{Korrelationsmaximum}}{\text{Korrelationsnebenmaxima}} \quad (4.13)$$

Als weitere Validierungsmethode wurde die Range-Validation angewendet. Die zu erwartenden Geschwindigkeiten innerhalb der Messebene waren durch Abschätzungen hinsichtlich der zu erwartenden Geschwindigkeit bekannt (siehe Kapitel 3.7.5). So konnte ein Bereich definiert werden, welcher den Betrag der gemessenen Geschwindigkeit eingrenzte. Vektoren, deren Betrag außerhalb dieses Bereichs lag, wurden als Fehlvektoren verworfen.

$$c_{\min} \leq \|\vec{c}_{PIV}\| \leq c_{\max} \quad \text{mit} \quad \|\vec{c}_{PIV}\| = \sqrt{c_x^2 + c_y^2} \quad (4.14)$$

Zusätzlich wurde im letzten Validierungsschritt eine Moving-Average-Validation durchgeführt. Basierend auf der Annahme, dass keine abrupten Änderungen im Strömungsfeld auftreten, interpoliert diese Methode Fehlvektoren. Der Mittelwert und die Standardabweichung einer frei wählbaren Anzahl $m \times n$ von Nachbarvektoren wird mit einem Vektor an Position (x, y) verglichen, und mit einem Akzeptanzfaktor γ wird entschieden, ob

der Vektor als Fehlvektor verworfen und durch einen gleitenden Mittelwert ersetzt wird oder nicht [92]:

$$\bar{c}(x, y) = \frac{1}{m n} \sum_{i=x-\frac{n-1}{2}}^{x+\frac{n-1}{2}} \sum_{j=y-\frac{n-1}{2}}^{y+\frac{n-1}{2}} c(i, j) \quad (4.15)$$

Zuerst wird die Differenz für alle „Interrogation Areas“ berechnet und das daraus gefundene Maximum mit dem willkürlich eingestellten Akzeptanzfaktor γ verglichen. Der Wert für den Akzeptanzfaktor γ wurde anhand von Parameterstudien mit 0,05 festgelegt:

$$\|c(x, y) - \bar{c}(x, y)\| = \sqrt{(c(x, y)_x - \bar{c}(x, y)_x)^2 + (c(x, y)_y - \bar{c}(x, y)_y)^2} \quad (4.16)$$

$$\|c(x, y) - \bar{c}(x, y)\| > \gamma \max_{x,y} \|c(x, y) - \bar{c}(x, y)\| \quad (4.17)$$

Durch Vergleich der 2D-Vektorfelder der ersten und 21. Phasenposition wurde eine Plausibilitätsüberprüfung durchgeführt. Die verwendeten Parameter zur Validation der PIV-Aufnahmen im Softwarepaket DANTEC Dynamic Studio sind in Tab. 4-2 angeführt. Um die geeigneten Parameter für die PIV-Messung der Druck- bzw. Saugseite zu erarbeiten wurden Testmessungen und -auswertungen durchgeführt.

Tab. 4-2: Parameter der PIV-Validation

Beschreibung	Wert Druckseite	Wert Saugseite
Peak-Height-Validation k	1,2	1,2
Range-Validation-Bereich $c_{\min} - c_{\max}$	0–20 m/s	0–15 m/s
Moving-Average-Validation		
Vektormatrix m x n	5x5	5x5
Akzeptanzfaktor γ	0,05	0,05
Anzahl der Iterationen	5	5

Die maskierten und validierten zweidimensionalen Vektorfelder wurden zur weiteren Analyse exportiert. Mit einem am Institut erarbeiteten Softwaretool basierend auf MathWorks Matlab wurden die Messdaten in weiterer Folge bearbeitet [93].

Der gesamte Arbeitsablauf beginnend mit den Rohdaten in Form von Doppelbildern bis zum ausgewerteten Vektorfeld ist zusammenfassend in Abb. 4-3 illustriert:

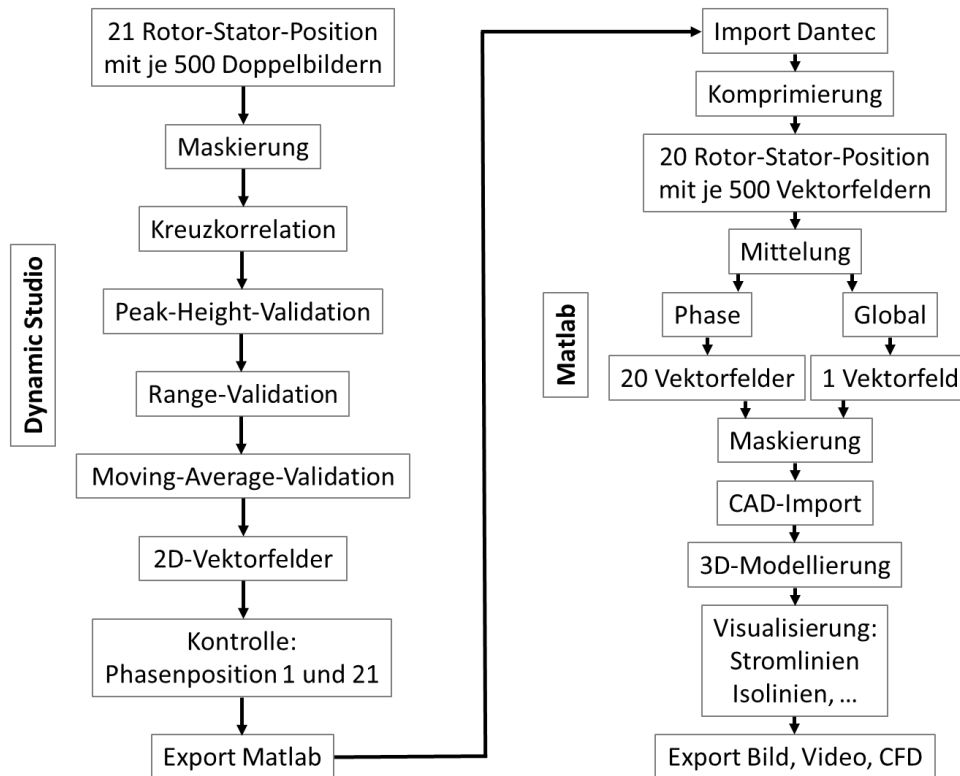


Abb. 4-3: Arbeitsablauf bei der Analyse der PIV-Messungen

Die standardisierte Auswertung begann mit der Komprimierung der Daten, um diese einfacher handhabbar zu machen und direkt zu visualisieren. Die parallelisierte Software erlaubte eine Mittelung der Vektorfelder mit geringem Zeitaufwand. Auf die durchgeführten Mittelungen wird in Kapitel 4.3.2 und 0 näher eingegangen. Die gemittelten Vektorfelder wurden erneut maskiert, um interpolierte Vektoren, welche im Zuge der Validation erzeugt wurden und außerhalb des ausgewerteten Bereichs der Messebene lagen, zu entfernen. Eine CAD-Schnittstelle erlaubte den Import von Geometriedaten der hydraulischen Komponenten. Eine nachfolgende Modellierung ermöglichte eine 2D- oder 3D-Darstellung der ausgewerteten Messebenen inklusive der Leitschaufeln bzw. des Rotors. Die berechneten Vektorfelder wurden in Form von Stromlinien, Vektoren oder Isolinien visualisiert. Die Ausgabe der Messdaten erfolgte in Form von Bildern oder Videosequenzen.

4.3.1 Geschwindigkeitskomponenten der PIV-Messung

Die Geschwindigkeit, welche im Zuge der Arbeit mit PIV gemessen wurde, ist die Projektion der Absolutgeschwindigkeit \vec{c} , welche sich aus der vektoriellen Addition von Umfangsgeschwindigkeit \vec{u} und Relativgeschwindigkeit \vec{w} ergibt. Die verwendete 2D-PIV erlaubt nur die Auswertung der Geschwindigkeitskomponenten, welche sich innerhalb der Messebene befinden. Zeigt ein räumlicher Geschwindigkeitsvektor aus der Messebene, wird nur die Projektion detektiert. Mit Abb. 4-4 soll anhand von Geschwindigkeitsdreiecken gezeigt

werden, welche Komponenten der Absolutgeschwindigkeit auf der Druckseite ermittelt wurden:

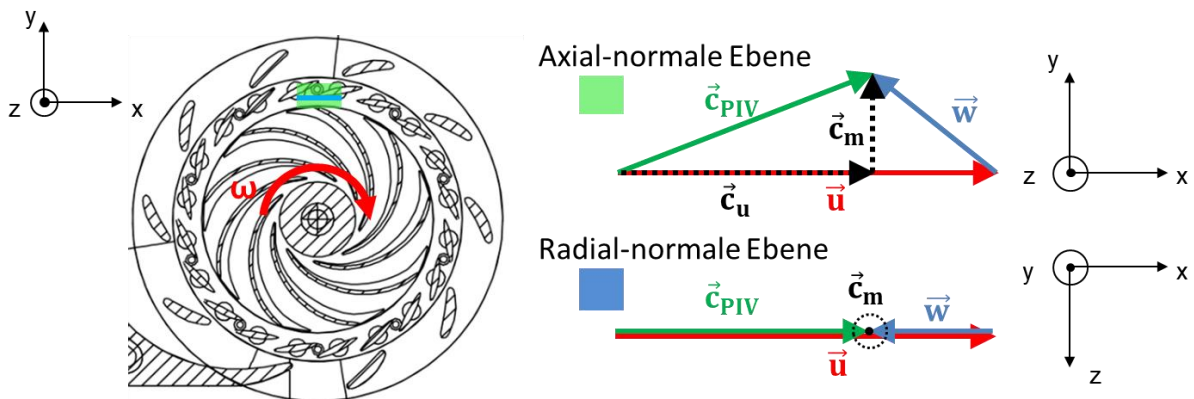


Abb. 4-4: Gemessene Geschwindigkeitskomponenten auf der Druckseite

In den skizzierten PIV-Messebenen ist zu erkennen, dass in der axial-normalen Ebene neben der Drallkomponente \vec{c}_u auch die meridionale Komponente \vec{c}_m der Absolutgeschwindigkeit gemessen wurde. Damit war es möglich, die Richtung der Laufradab- bzw. Leitradströmung zu detektieren. Dagegen zeigt die radial-normale Messebene zusätzlich die Orientierung der projizierten Absolutgeschwindigkeit \vec{c}_{PIV} über die Kanalhöhe. In dieser Ebene dominierte die Umfangsgeschwindigkeit, welche eine Funktion des radialen Abstandes zwischen Ebene und Laufradachse ist.

Die auf der Saugseite des Modells aufgespannte axial-normale Messebene erfasste hauptsächlich die Umfangsgeschwindigkeit. Die meridionale Komponente \vec{c}_m zeigte aus der Messebene, was zu einer hohen Out-of-Plane-Komponente der Strömungsgeschwindigkeit führte. Dennoch erlaubte diese Messebene die Detektion der auftretenden Rückströmung sowie der Wirbelstrukturen, welche die Umfangsgeschwindigkeit lokal beeinflussen. Mit den saugseitigen radial-normalen Messebenen konnte die projizierte Absolutgeschwindigkeit \vec{c}_{PIV} in axialer Richtung bestimmt werden (siehe Abb. 4-5):

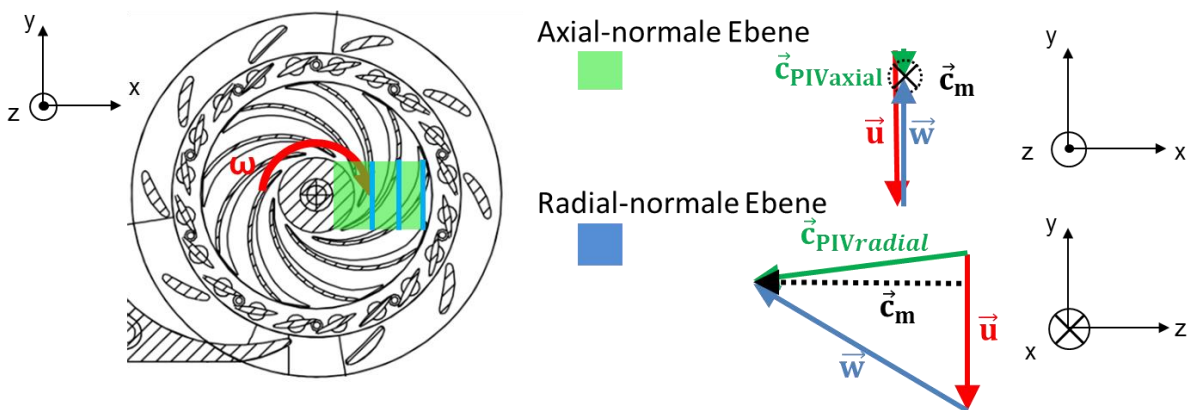


Abb. 4-5: Gemessene Geschwindigkeitskomponenten auf der Saugseite

Die gemessene Absolutgeschwindigkeit \vec{c}_{PIV} wurde mit der Umfangsgeschwindigkeit am Laufradaustritt u_a normalisiert, um eine Vergleichbarkeit der unterschiedlichen Messebenen zu ermöglichen:

$$\vec{c}_{PIV}^*(\vec{x}, t) = \frac{\vec{c}_{PIV}(\vec{x}, t)}{u_a} = \frac{\vec{c}_{PIV}(\vec{x}, t)}{\frac{D_a \pi n}{60}} \quad (4.18)$$

Die damit ermittelte normierte Absolutgeschwindigkeit \vec{c}_{PIV}^* beschreibt den lokalen Einzelwert eines mit PIV gemessenen Geschwindigkeitsvektors.

4.3.2 2D/3D-Phasenmittelung der PIV-Messung

Wie in Kapitel 3.7.5 erwähnt, wurde im Zuge der PIV-Messungen in jedem Betriebspunkt und jeder Messebene ein vollständiger Schaufelkanal mit einer Winkelauflösung von 2° untersucht. Dazu wurden an 20 Phasenpositionen je 500 Vektorfelder erzeugt und analysiert. Diese Mittelung war notwendig, da jedes Vektorfeld aus validierten und interpolierten Vektoren bestand. Um eine repräsentative Auswertung mit einer ausreichenden Anzahl von verifizierten Vektoren in der gesamten Messebene zu erreichen, war ein Mittelungsverfahren unabdingbar. Die untersuchte hochturbulente Strömung im Inneren des Pumpsturbinenmodells ließ außerdem keine Aussage über die Strömungsrichtung aus einem einzelnen Vektorfeld zu. Dazu zeigt Abb. 4-6 exemplarisch zwei aufeinanderfolgende PIV-Messungen in der radial-normalen Messebene aus der Druckseite ausgewertet für einen Betriebspunkt in Teillast bei einer Leitschaufelstellung von 15° und den eingesetzten Rotor 1. Der Betrag der projizierten Absolutgeschwindigkeit $\vec{c}_{PIV}^*(\vec{x})$ ist als Konturplot dargestellt. Die Farbskala des normalisierten Geschwindigkeitsbetrages ist mit 70 % der Umfangsgeschwindigkeit am Laufradaustritt limitiert. Es ist ersichtlich, dass die zwei aufeinanderfolgenden Aufnahmen stochastisch über den gesamten Schaufelkanal verteilte Geschwindigkeitsminima und -maxima aufweisen. Lediglich eine ähnliche Tendenz ist in den zwei Konturdarstellungen, die im Abstand von drei Laufradumdrehungen (TBB = 266 ms, siehe Kapitel 3.7.5) aufgezeichnet wurden, zu erkennen:

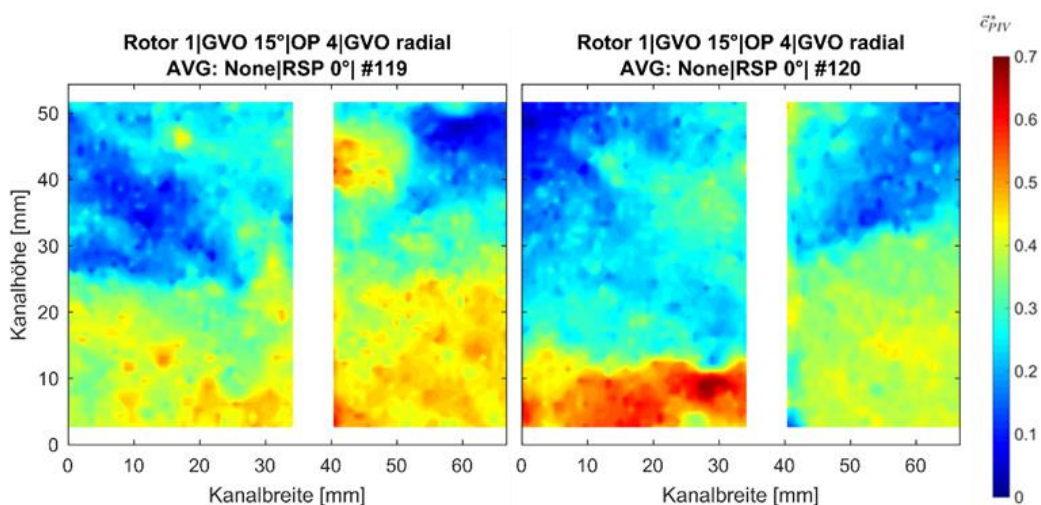


Abb. 4-6: Verteilung der normalisierten Absolutgeschwindigkeit \vec{c}_{PIV}^* in einzelnen Konturplots der radial-normalen Messebene auf der Druckseite des Modells

Grundlegend kann die lokal gemessene Strömungsgeschwindigkeit $\vec{c}_{PIV}^*(\vec{x}, t)$ in folgende Komponenten aufgeteilt werden: zeitunabhängiger Mittelwert der lokalen Geschwindigkeit, zeitabhängige Schwankungsgröße der lokalen Geschwindigkeit, stochastische Fluktuation der lokalen Geschwindigkeit. Durch eine Mittelwertbildung im Zeitbereich konnte die mittlere Geschwindigkeitsverteilung der turbulenten Strömung sowie die Standardabweichung des Mittelwertes in den einzelnen Messebenen berechnet werden. Zusätzlich wurde eine Phasenmittelung, also eine zeitliche Mittelung, aller fünfhundert Einzelaufnahmen je Rotor-Stator-Position durchgeführt, um die periodischen Komponenten von den stochastischen zu trennen [94]:

$$\overline{\vec{c}_{PIV}^*}(\vec{x}, t) = \frac{1}{500} \sum_{j=1}^{500} \vec{c}(\vec{x}, t + jTBB) \quad (4.19)$$

Die durchgeführte Mittelung für eine Phasenposition soll anhand der folgenden exemplarischen Abb. 4-7 erläutert werden. Während die x-Achse (u-Richtung der Geschwindigkeit) des Bildes die Ausdehnung des Schaufelkanals in Umfangsrichtung darstellt, zeigt die y-Achse (v-Richtung der Geschwindigkeit) die Höhe des Schaufelkanals in axialer Richtung. Die normalisierte und gemittelte Absolutgeschwindigkeit $\overline{c}_{PIV}^*(\vec{x}, t)$ ist als Konturplot der Vektordarstellung superpositioniert. Jeder Datenpunkt in der Darstellung ist ein Mittelwert aus 500 Einzelvektoren.

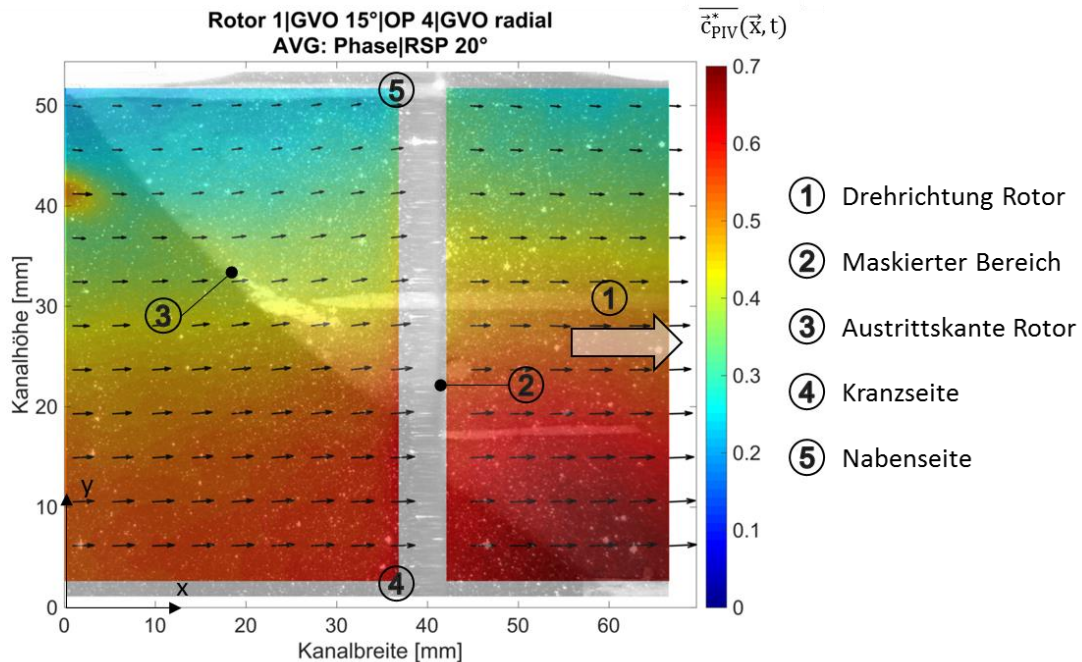


Abb. 4-7: Exemplarische Phasenmittelung der radial-normalen Messebene auf der Druckseite des Modells

Zusätzlich ist dem phasengemittelten PIV-Ergebnis zur Orientierung eine Kalibrationsaufnahme überlagert, wodurch die Austrittskante des Rotors sichtbar wird. Während der Messungen wurde die Sichtbarkeit des Rotors durch die Beschichtung mit Rhodamin unterdrückt (siehe Kapitel 3.7.3). Die exemplarische Darstellung zeigt äquivalent zu Abb. 4-6 einen Betriebspunkt in Teillast bei einer Leitschaufelstellung von 15° und

eingesetztem Rotor 1. In der Abbildung ist zusätzlich die Drehrichtung des Rotors eingetragen, welcher für diese Mittelung mit einem Phasenversatz von 20° positioniert war. Die gezeigte Rotor-Stator-Position (RSP) geht auch aus dem Titel des Vektorplots hervor. Der maskierte Bereich, welcher nicht ausgewertet werden konnte, ist als ausgegraute Fläche ersichtlich. Ein mit Geschwindigkeitsvektoren überlagerter Konturplot der zugehörigen axial-normalen Messebene der Druckseite ist exemplarisch in Abb. 4-8 dargestellt:

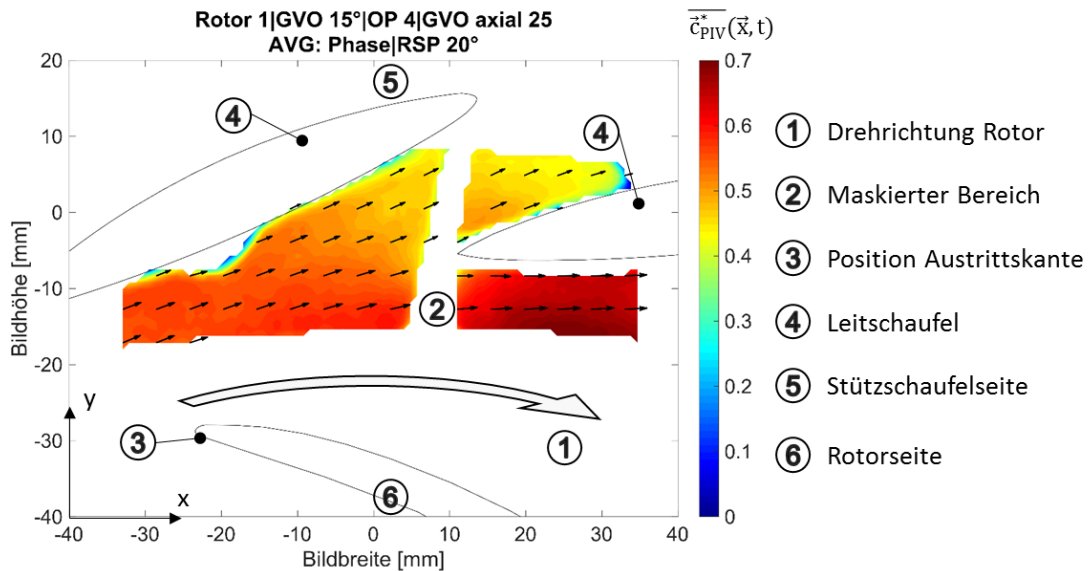


Abb. 4-8: Exemplarische Phasenmittelung der axial-normalen Messebene (25% Kanalhöhe) auf der Druckseite des Modells

Die dargestellte Messebene ist kranzseitig auf 25% der Kanalhöhe positioniert. Der auswertbare Bereich der Messebene ist durch die begrenzte Zugänglichkeit und die Abschattungseffekte der Leitschaufeln stark limitiert. In der Darstellung sind zur erleichterten Orientierung die Konturen der Leitschaufeln eingefügt. Die Pfeilrichtung zeigt den Umlaufsinn des Rotors, welcher an die Darstellung in diesem Bereich anschließt. Die Position des skizzierten Rotors entspricht der Rotor-Stator-Position mit 20° .

Die insgesamt vier druckseitigen Messebenen im Bereich des Leitapparats sind in einem 3D-Modell in Abb. 4-9 dargestellt. Während die x-Achse die Ausdehnung des Schaufelkanals in Umfangsrichtung beschreibt, zeigt die y-Achse die Höhe des Laufschaufelkanals und die z-Achse die Ausdehnung des Schaufelkanals in radialer Richtung. In die Abbildung wurde die hydraulische Kontur zweier Leitschaufeln sowie jene der Laufschaufeln integriert. Je nach Leitschaufel- bzw. Rotorposition ändert sich die Position der 3D-CAD-Geometrie. Durch die dreidimensionale Modellierung wurde die Detektion von räumlichen Strukturen ermöglicht. So konnte auch mit der angewandten 2D-PIV ein dreidimensionaler Eindruck der Strömungssituation gewonnen werden.

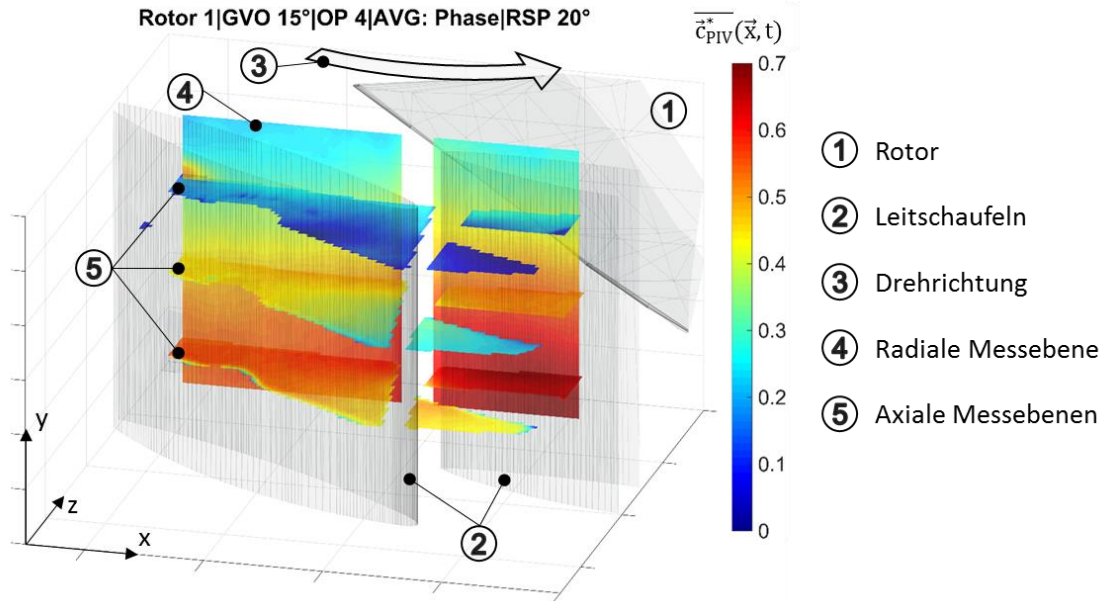


Abb. 4-9: Exemplarische Phasenmittelung aller Messebenen auf der Druckseite des Modells

Analog zur dreidimensionalen Darstellung der Messebenen am Laufradaustritt zeigt Abb. 4-10 die analysierten Messebenen und deren Orientierung im Bereich des Saugrohrkonus:

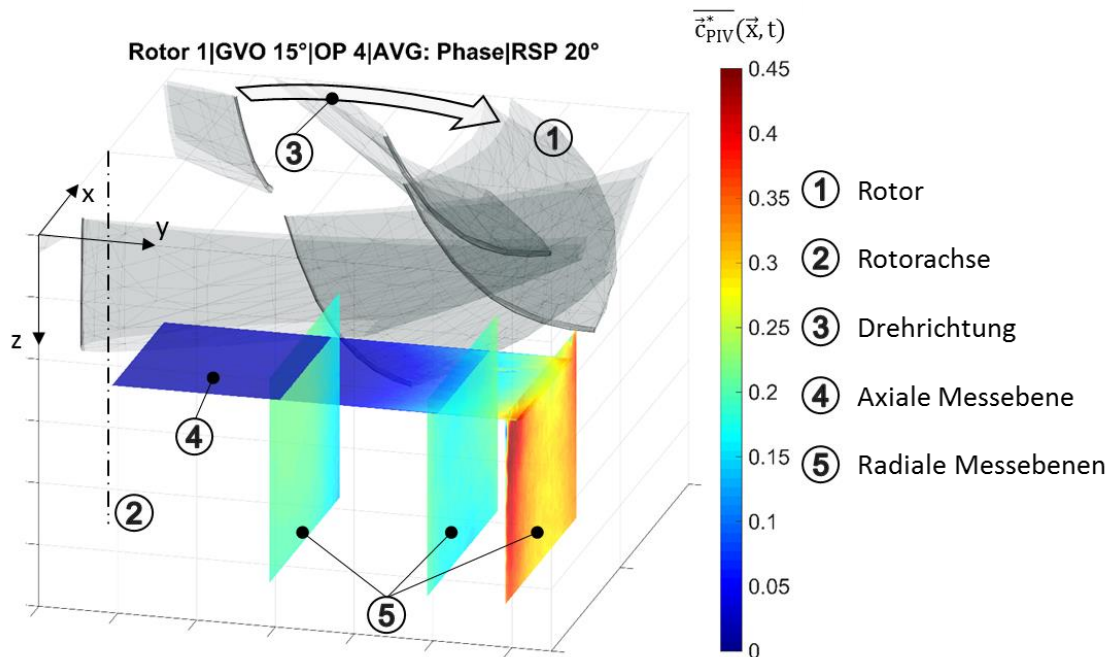


Abb. 4-10: Exemplarische Phasenmittelung aller Messebenen auf der Saugseite des Modells

Zur Orientierung wurde neben der Rotorachse die hydraulische Kontur der Laufschaufeln in dem Bereich dargestellt. Die Hauptströmung ist dabei in Richtung der negativen z-Achse gerichtet. Der Umlaufsinn des Rotors wurde mit der Pfeilrichtung symbolisch angedeutet.

4.3.3 2D/3D-Globale Mittelung der PIV-Messung

Eine Mittelung über alle aufgezeichneten 20 Rotor-Stator-Positionen wurde durchgeführt, um ein global gemitteltetes Vektorfeld, welches repräsentativ für einen Betriebspunkt einer Leitschaufelposition und eines gemessenen Rotors ist, zu erhalten:

$$\overline{\vec{c}_{PIV}^*}(\vec{x}, t, \varphi) = \frac{1}{10000} \sum_{i=1}^{20} \sum_{j=1}^{500} c(\vec{x}, t + jTBB, \varphi_i) \quad (4.20)$$

Jeder Datenpunkt der global gemittelten und normalisierten Absolutgeschwindigkeit $\overline{\vec{c}_{PIV}^*}(\vec{x}, t, \varphi)$ ist als Mittelwert von zehntausend Einzelvektoren anzusehen.

4.3.4 Standardabweichung der phasengemittelten Geschwindigkeit

Die Berechnung der Standardabweichung der phasengemittelten Geschwindigkeitsfelder ermöglichte eine statistische Betrachtung der Schwankungsgröße innerhalb einer Messebene. Damit konnte eine zusätzliche Aussage über die Strömungssituation im jeweiligen Betriebszustand getätigt werden. Die Berechnung ergab die Standardabweichung der phasengemittelten und normalisierten Absolutgeschwindigkeit $\sigma_{\vec{c}_{PIV}(\vec{x},t)}$ [75]:

$$\sigma_{\vec{c}_{PIV}(\vec{x},t)} = \sqrt{\sigma_u^2 + \sigma_v^2} \quad (4.21)$$

Wobei N die Anzahl der Vektorfelder pro Phasenmittel beschreibt und σ_u^2 bzw. σ_v^2 die Varianz der Geschwindigkeitskomponente in x- bzw. y-Richtung der Messebene. In jeder einzelnen „Interrogation Area“ werden beide Geschwindigkeitskomponenten ausgewertet:

$$\sigma_u^2 = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (u_i(t) - \bar{u})^2 \quad (4.22)$$

$$\sigma_v^2 = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (v_i(t) - \bar{v})^2 \quad (4.23)$$

5 Messprogramm

Die experimentelle Untersuchung der Strömungszustände abseits des Bestpunktes wurde in drei Messkampagnen unterteilt. Neben den konventionellen Kennfeldmessungen wurden von Teillast bis Überlast Druckpulsationsmessungen und Leitschaufelmomentmessungen durchgeführt. In ausgewählten Betriebspunkten und Leitschaufelpositionen wurden zusätzlich qualitative und quantitative Visualisierungen durchgeführt.

Kennfeld-, Druck- und Leitschaufelmomentmessungen

Die Messkampagne für beide Laufradvarianten umfasste zwischen 18 und 23 Betriebspunkte (OP) und ist in Tab. 5-1 aufgelistet. Sie gibt einen Überblick über die Variation des Betriebspunktes bezüglich der Messung von Förderhöhe und Wirkungsgrad. Für die Bestimmung des Kennfeldes bei $n=900 \text{ min}^{-1}$ wurde ein Systemdruck von zumindest 200 kPa absolut eingehalten. Dies entsprach einem NPSE-Wert von mindestens $106 \text{ m}^2/\text{s}^2$. Eine detaillierte Beschreibung der Vorgehensweise bei der Kennfeldmessung ist in Kapitel 6.1 gegeben.

Tab. 5-1: Messkampagne bezüglich Messung von Kennlinien

$n=900 \text{ min}^{-1}$	Rotor 1			Rotor 2		
	# OP	NPSE _{min}	ϕ/ϕ_n	# OP	NPSE _{min}	ϕ/ϕ_n
GVO 15°	23	106 m^2/s^2	0,46 bis 1,38	19	105 m^2/s^2	0,46 bis 1,30
GVO 22.5°	23	106 m^2/s^2	0,35 bis 1,26	21	106 m^2/s^2	0,52 bis 1,26
GVO 27.5°	18	105 m^2/s^2	0,44 bis 1,20	18	106 m^2/s^2	0,40 bis 1,21

In sämtlichen Betriebspunkten, welche Tab. 5-1 beschreibt, wurden detailliertere Messungen der dynamischen Größen durchgeführt. Neben den hydraulischen Kenngrößen wurden in jedem stationären Betriebspunkt Messungen periodischer und stochastischer Effekte mit mindestens 400000 Einzelwerten durchgeführt. Auf Basis der Ergebnisse der Druckpulsations- und Leitschaufelmomentmessungen wurden in weiterer Folge Betriebspunkte für die optischen Analysen ausgewählt.

Optische Analysen kavitierender Wirbelkerne

Die Betriebspunkte, in welchen qualitative optische Untersuchungen durchgeführt wurden, sind in den Tabellen Tab. A-1 bis Tab. A-3 im Anhang beschrieben. Darin ist aufgelistet, in welchem Bereich des Modells sowie aus welcher Perspektive die Hochgeschwindigkeitsaufnahmen bzw. getriggerten Aufnahmen durchgeführt wurden. Ebenfalls geben die Tabellen einen Überblick über die Variation des Systemdrucks bei den eingestellten Betriebspunkten zur optischen Beobachtung. Da die Visualisierung von Wirbelstrukturen mittels Kavitation einen niedrigen Systemdruck voraussetzte, wurde validiert, inwieweit die auftretende Kavitation selbst die Strömungsstrukturen veränderte. Für die Hochgeschwindigkeitsaufnahmen ist zusätzlich die Bildrate angegeben.

Laseroptische PIV-Messungen

Das durchgeführte Messprogramm der laseroptischen PIV-Messungen ist in Tab. 5-2 zusammengefasst. Zusätzlich sind die definierten Betriebspunkte auch in den Kennlinien eingezeichnet (siehe Abb. 5-1 und Abb. 5-2):

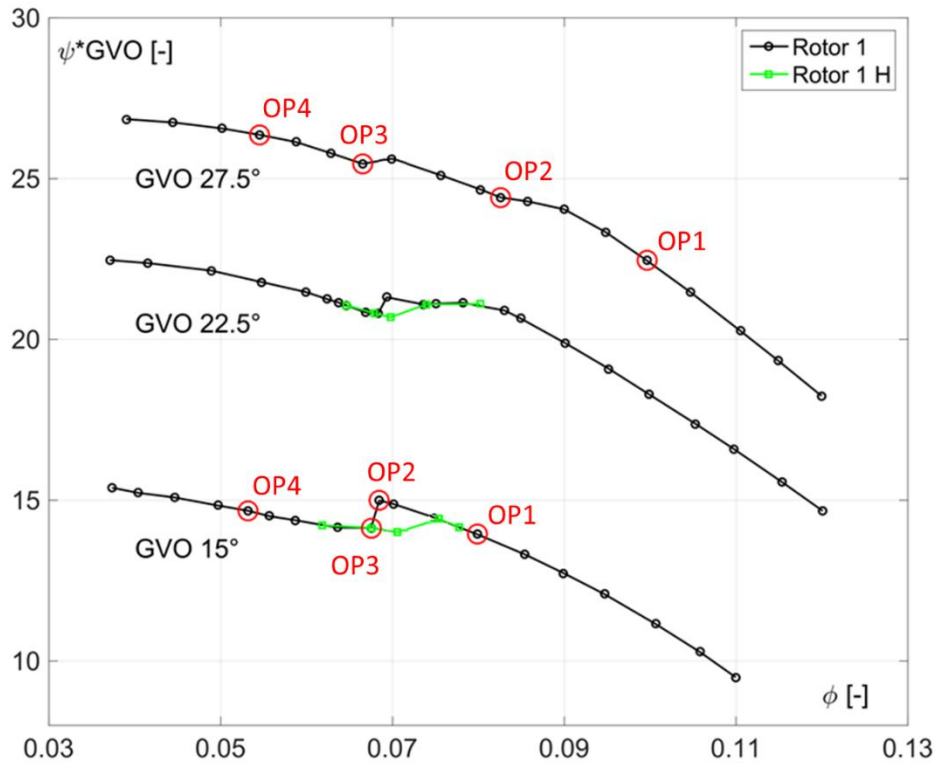


Abb. 5-1: Analyzierte Kennlinien von Rotor 1 mit PIV-Messpunkten

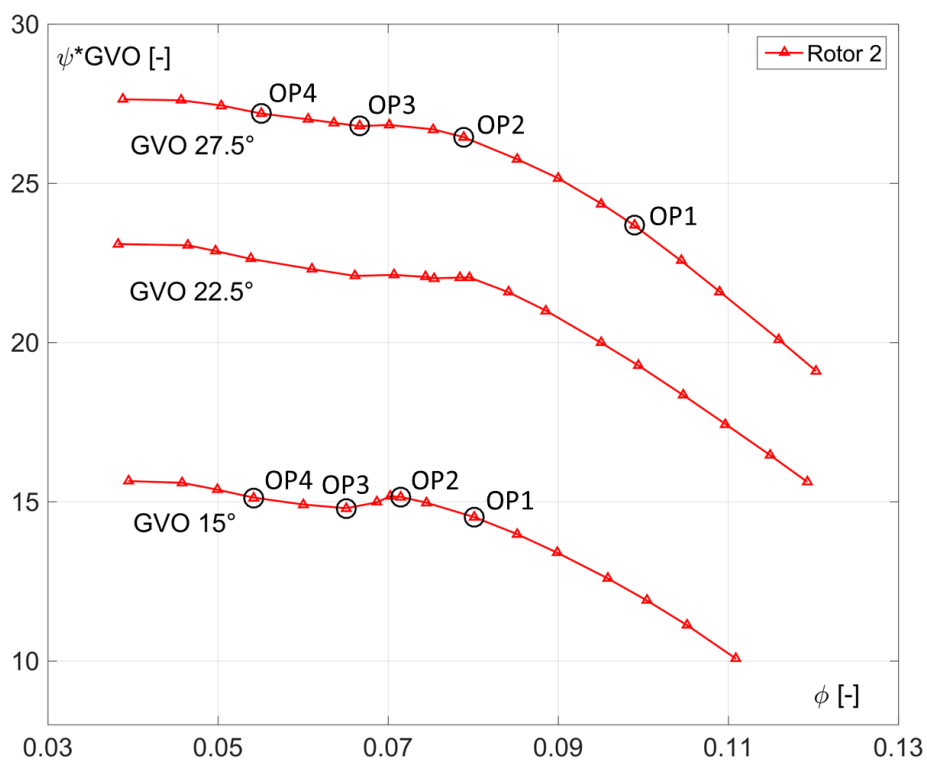


Abb. 5-2: Analyzierte Kennlinien von Rotor 2 mit PIV-Messpunkten

Bei Rotor 1 und einer Leitschaufelstellung von 15° wurden insgesamt vier Betriebspunkte ausgewählt, um die Strömungszustände am Eintritt sowie am Austritt des Pumpturbinenmodells zu visualisieren. Als Referenz und zur Validation der PIV-Messung wurde stets ein Betriebspunkt (OP1) im lokalen Bestpunkt gewählt, um die Strömung nahe dem Auslegungspunkt zu visualisieren. Die Betriebspunkte OP2 und OP3 begrenzten den Förderhöhenabfall bei $\phi/\phi_n = 0,83$. Betriebspunkt OP4 wurde in Teillast bei $\phi/\phi_n = 0,66$ definiert. Für die Leitschaufelstellung von $27,5^\circ$ war zusätzlich ein veränderter Gradient der Kennlinien nahe Vollast vorhanden. Auch für diese Öffnung wurden vier Betriebspunkte für die PIV-Messungen definiert. Für Rotor 2 wurden jeweils vier Betriebspunkte zwischen dem lokalen Bestpunkt und Teillast bei den Leitschaufelöffnungen von 15° und $27,5^\circ$ für die laseroptischen Messungen definiert.

Die Messungen wurden bei konstanter Drehzahl durchgeführt. Ein erhöhter Systemdruck ($NPSE_{\min} = 200 \text{ m}^2/\text{s}^2$) gewährleistete einen kavitationsfreien Betrieb auch in Teillast. Insgesamt wurden 16 Betriebspunkte bei je zwei verschiedenen Leitschaufelöffnungen mit PIV gemessen. In jedem Betriebspunkt wurden 21 Rotor-Stator-Positionen untersucht und je 500 Doppelbilder aufgezeichnet. Dieses Prozedere wurde für acht Messebenen wiederholt womit in Summe rund 3,2 Millionen Einzelbilder bzw. 1,6 Millionen Vektorfelder während der PIV-Messungen aufgenommen wurden.

Tab. 5-2: Messkampagne bezüglich laseroptischen Messungen

Rotor 1				
		GVO 15°		GVO $27,5^\circ$
Messebene	Betriebspunkt	ϕ/ϕ_n	Betriebspunkt	ϕ/ϕ_n
GVO axial 25	1 bis 4	1,0 bis 0,66	1 bis 4	0,99 bis 0,54
GVO axial 50	1 bis 4	1,0 bis 0,66	1 bis 4	0,99 bis 0,54
GVO axial 75	1 bis 4	1,0 bis 0,66	1 bis 4	0,99 bis 0,54
GVO radial	1 bis 4	1,0 bis 0,66	1 bis 4	0,99 bis 0,54
DT radial 50	1 bis 4	1,0 bis 0,66	1 bis 4	0,99 bis 0,54
DT radial 90	1 bis 4	1,0 bis 0,66	1 bis 4	0,99 bis 0,54
DT radial 110	1 bis 4	1,0 bis 0,66	1 bis 4	0,99 bis 0,54
DT axial	1 bis 4	1,0 bis 0,66	1 bis 4	0,99 bis 0,54
Rotor 2				
		GVO 15°		GVO $27,5^\circ$
Messebene	Betriebspunkt	ϕ/ϕ_n	Betriebspunkt	ϕ/ϕ_n
GVO axial 25	1 bis 4	0,98 bis 0,65	1 bis 4	1,0 bis 0,55
GVO axial 50	1 bis 4	0,98 bis 0,65	1 bis 4	1,0 bis 0,55
GVO axial 75	1 bis 4	0,98 bis 0,65	1 bis 4	1,0 bis 0,55
GVO radial	1 bis 4	0,98 bis 0,65	1 bis 4	1,0 bis 0,55
DT radial 50	1 bis 4	0,98 bis 0,65	1 bis 4	1,0 bis 0,55
DT radial 90	1 bis 4	0,98 bis 0,65	1 bis 4	1,0 bis 0,55
DT radial 110	1 bis 4	0,98 bis 0,65	1 bis 4	1,0 bis 0,55
DT axial	1 bis 4	0,98 bis 0,65	1 bis 4	1,0 bis 0,55

$n=900 \text{ min}^{-1}$, $NPSE_{\min}=200 \text{ m}^2/\text{s}^2$

6 Ergebnisse und Analysen

Basis der dynamischen Messungen sowie der laseroptischen Visualisierungen war die detaillierte Kenntnis des Kennfeldes der Modellmaschine. Aus dem nicht angeführten vollständigen Kennfeld wurde der Fokus auf einzelne Kennlinien gelegt, welche instabile Betriebsbereiche aufwiesen. Die experimentellen Ergebnisse der unterschiedlichen Messmethoden wurden analysiert, miteinander verglichen und daraus Interpretationen abgeleitet. Unterschiede in der Charakteristik zwischen den Laufradvarianten wurden erfasst und die dafür verantwortlichen Ursachen ermittelt. Die Erkenntnisse der zeitlich hochaufgelösten Druckmessungen wurden mit jenen der gemittelten PIV-Messungen kombiniert, um fehlende Informationen zu ergänzen und ein umfassendes Bild der Strömungsphänomene zu erlangen.

6.1 Kennlinien und Wirkungsgradverlauf

Der Förderhöhen- bzw. Wirkungsgradverlauf der beiden Laufradvarianten wurde ermittelt, indem das Regelorgan des Hauptprüfstands bei konstanter Drehzahl und Leitschaufelstellung des Pumpsturbinenmodells stufenweise geschlossen wurde. Im Bereich der auftretenden Kennlinieninstabilitäten wurden die Messpunkte verdichtet. Zusätzlich wurden alle gemessenen Kennlinien auf das Vorhandensein einer Hysterese untersucht. Bei Rotor 1 und einer Leitschaufelstellung von 15° bzw. $22,5^\circ$ trat ein weiterer Kennlinienast auf, welcher sich bei Erhöhung der Durchflussmenge wieder an die ursprüngliche Kennlinie anlegte.

Abb. 6-1 stellt die Pumpenkennlinien der Leitschaufelstellungen 15° , $22,5^\circ$ und $27,5^\circ$ der Pumpsturbinenlaufräder im ϕ - ψ - und ϕ - η -Koordinatensystem dar. Zur Vergleichbarkeit der Laufräder wurde die Ordinate jeweils mit der Leitschaufelstellung multipliziert, was die Unterscheidung der einzelnen Kennlinien vereinfacht. Der Wirkungsgradverlauf wurde zusätzlich mit dem lokalen Bestpunkt der jeweiligen Leitschaufelstellung normiert. Die auftretenden Hysterese-Effekte bei Rotor 1 sind ebenfalls in den Kennlinien eingetragen (Rotor 1 H).

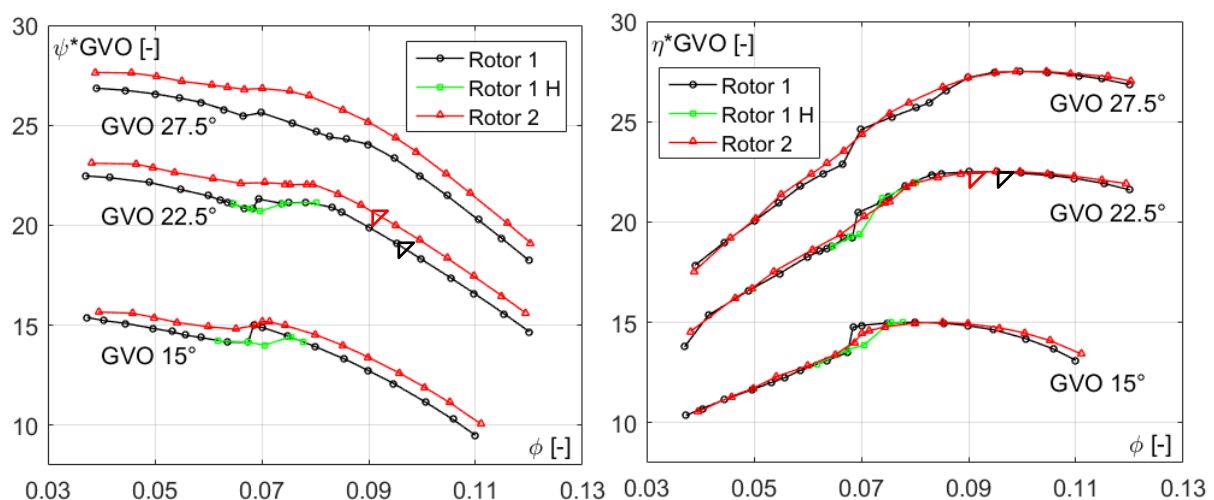


Abb. 6-1: Druckziffer- und Wirkungsgradverlauf der untersuchten Laufräder in Abhängigkeit der Durchflusszahl

Der Bestpunkt beider Laufräder liegt bei einem Öffnungswinkel von $22,5^\circ$ des Leitapparates. Zum Überblick ist in Abb. 6-2 die spezifische Drehzahl n_q im Bestpunkt jeder Leitapparatoröffnung sowie der normierte Wirkungsgrad η^* als Funktion der gesamten Leitschaufelöffnung für die Laufradvarianten dargestellt. Bei einem Öffnungswinkel von $22,5^\circ$ haben beide Laufräder ihren Bestpunkt, was einer spezifischen Drehzahl von $n_q=50$ entspricht. Für

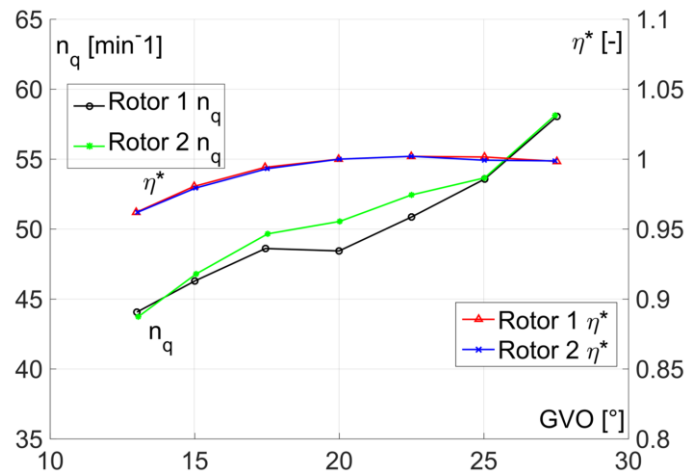


Abb. 6-2: Spezifische Drehzahl und normierter Wirkungsgrad als Funktion der Leitschaufelöffnung

die detaillierten Analysen wurden die drei beschriebenen Leitschaufelöffnungen ausgewählt. Bei einer Leitschaufelstellung von 15° zeigt Rotor 1 einen ausgeprägten Förderhöhenabfall von 7% (bezogen auf die Förderhöhe im Betriebspunkt vor dem Abfall) bei etwa 84% der Menge des lokalen Bestpunktes. Diese Unstetigkeit in der Kennlinie, wird wie beschrieben, als Instabilität bezeichnet. Der Wirkungsgrad bricht in diesem Kennlinienabschnitt um 9 Prozentpunkte ein und fällt, beginnend mit dem instabilen Kennlinienast, stärker ab. Wie in Kapitel 1.3 beschrieben, führen Ablösungen zu erheblichen Verlusten, weil sie wie eine Wasserbremse wirken. Sie führen zu einem Anstieg des Leistungsbedarfes bei Teillast und erklären den raschen Abfall des Wirkungsgrades ([16], S. 257). Die Leitschaufelposition zeigt zusätzlich eine Hysterese bei Messungen mit ansteigendem Durchfluss. Der Umschlag auf den stabilen Ast der Kennlinie erfolgt erst bei $\phi/\phi_n = 0,90$. Damit geht eine schlagartige Steigerung des Volumenstroms um 4% einher. Ein stabiler Zustand zwischen den Betriebspunkten, welche den abrupten Abfall bzw. Anstieg der Kennlinie begrenzen, ist nicht möglich. Mit Einbruch der Förderhöhe verstärken sich abrupt die Druckpulsationen (siehe 6.2.4) wie auch die Lärmkulisse am Modell. Bei einer Leitschaufelöffnung von $22,5^\circ$ kann ebenfalls ein Förderhöhenabfall verzeichnet werden – jedoch mit 2% um 5% weniger ausgeprägt. Auch Hysterese-Effekte wurden detektiert. Zusätzlich ist eine deutliche Änderung des Gradienten der Kennlinie bereits bei $\phi/\phi_n = 0,84$ bemerkbar. Die Leitschaufelstellung $27,5^\circ$ weist neben einem Kennlinienknick bei 70% der Menge des lokalen Bestpunktes auch eine veränderte Steigung bei $\phi/\phi_n = 0,90$ auf. Ein Effekt, der sich auf die Kennlinie auswirkt, ist die sogenannte Volllastinstabilität. Bei weiter verringertem Volumenstrom wird Knick in der Förderhöhe vermutlich durch die Teillastzirkulation verursacht. Die detaillierte Analyse dieser Kennlinienformen sowie die dafür verantwortlichen Strömungsphänomene sind in den folgenden Kapiteln gegeben.

Die Kennlinien von Rotor 2 (Abb. 6-1, rechts) sind im gesamten Betriebsbereich zu einer höheren Druckziffer verschoben. Vorhandene instationäre Strömungsphänomene wirken sich geringer auf die Form der Kennlinien aus, wodurch bei einer Leitschaufelstellung von 15° die Förderhöhe um nur 2,5% einbricht. Der Wirkungsgradverlauf sinkt Richtung Teillast stetig ab und zeigt keinen plötzlichen Einbruch. Bei größeren Leitschaufelstellungen ist eine stark verringerte Instabilität in der Förderhöhe ($d\psi/d\phi > 0$) zu detektieren. Bei $27,5^\circ$

Öffnungswinkel ist lediglich eine Abflachung erkennbar. Im Vergleich der Leitschaufelstellungen zeigt Rotor 2 ein stabileres Betriebsverhalten im Pumpenquadranten. Aus den statischen Kennlinien ist ersichtlich, dass der stetig ansteigende Verlauf der Kennlinien durch veränderte Gradienten und durch instabile Bereiche gekennzeichnet ist. Teilweise treten diese Effekte unabhängig von der Leitapparatstellung auf, und teilweise sind diese von der Leitschaufelstellung abhängig.

Validierung des Einflusses vom Systemdruck auf die Kennlinien

Wie in Kapitel 5 beschrieben, wurde für die Kennfeldmessungen stets ein Systemdruck von 200 kPa absolut bzw. ein NPSE-Wert von mindestens $106 \text{ m}^2/\text{s}^2$ eingehalten. Um den Einfluss eines geringeren NPSE-Wertes auf die Pumpeninstabilität und die gewählten Messpunkte zu validieren, wurden Messungen an Rotor 1 bei einem NPSE-Wert von $36 \text{ m}^2/\text{s}^2$ durchgeführt (siehe Abb. 6-3). Dies entsprach einem saugseitigen Systemdruck von ca. 40 kPa. Der Bereich der Kennlinieninstabilität zeigt einen messbaren Einfluss: Bei geringerem Systemdruck und folglich erhöhter Kavitation trat der Förderhöhenabriss bei bis zu 2% höheren ϕ -Werten auf. Dies korreliert mit Erkenntnissen aus der Literatur, die eine höhere Tendenz zur Ablösung aufgrund Kavitation beschreiben [95]. Auf die restliche Charakteristik hatte die Variation des NPSE-Wertes keinen messbaren Einfluss.

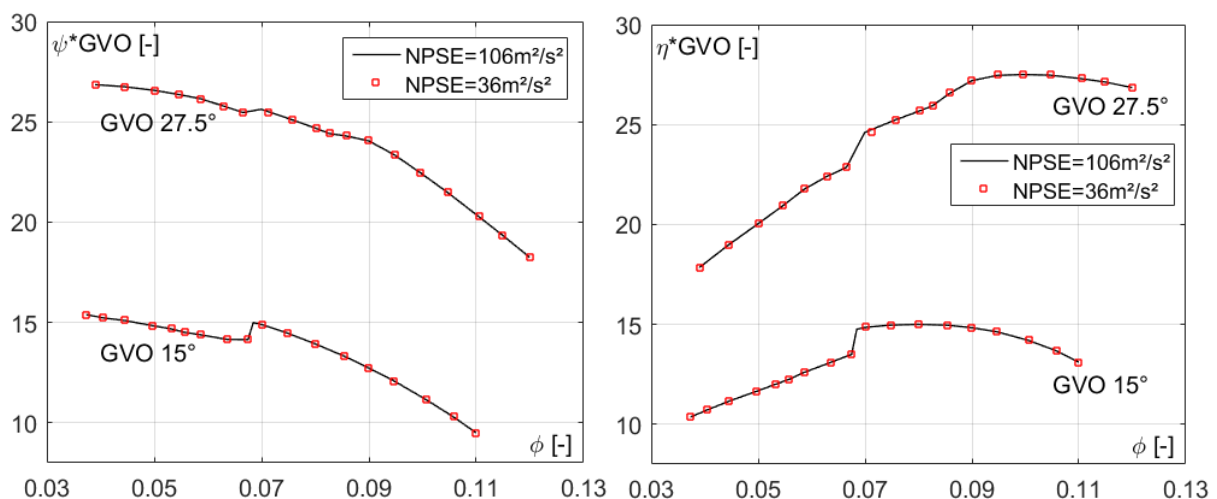


Abb. 6-3: Validation des NPSE-Wertes auf den Förderhöhen- und Wirkungsgradverlauf (Rotor 1)

Zusammenfassung

Rotor 1 weist bei allen untersuchten Leitschaufelöffnungen eine instabile Kennlinie auf. Die Auswirkung der Instabilität ist durch einen lokalen Einbruch der Kennlinie bei gleichzeitiger Verschlechterung des hydraulischen Wirkungsgrades gekennzeichnet. Im Betriebsbereich, in welchem der Gradient $d\psi/d\phi$ positiv wird, ist zusätzlich eine Hysterese messbar. Unabhängig von der Leitapparatstellung tritt ein Förderhöhenabfall bei konstanter Durchflussziffer auf. Eine Abflachung der Kennlinie, welche sich mit größerem Öffnungswinkel der Leitschaufeln zu höherem Volumenstrom verschiebt, ist bei beiden Laufradvarianten erkennbar. Rotor 2 zeigt im gesamten Kennfeld ein stabileres Betriebsverhalten ohne Hysterese-Effekte.

6.2 Analyse der lokalen Druckmessungen

Anhand der Analyse der lokalen Druckmessungen soll ein statistischer Vergleich der auftretenden Pulsationen in verschiedenen Betriebsbereichen ermöglicht werden. Auch der Charakter der erfassten Pulsationen (periodisch oder stochastisch) soll analysiert werden. Die Spektren wurden auf dominante Frequenzen und charakteristische Signaturen untersucht und sämtliche Ergebnisse der beiden Laufradvarianten miteinander verglichen.

Eine statische Analyse der Wanddrücke hatte das Ziel, den Druckaufbau der einzelnen Komponenten des Pumpturbinenmodells im gesamten Betriebsbereich zu untersuchen. Auch die axiale Erstreckung des Vordralls am Eintritt des Modells konnte anhand einer Analyse der im Saugrohrkonus verbauten Sensoren detektiert werden.

Mit Hilfe einer statistischen Analyse wurde ein Überblick der im Kennfeld auftretenden instationären Strömungsphänomene ermöglicht sowie die Ausbreitung der Effekte im Modell erfasst. Eine zeitliche Analyse über mehrere Laufradumdrehungen wurde um die räumliche Information mehrerer Sensorpositionen erweitert und erlaubte damit die Lokalisierung periodischer sowie stochastischer Strömungseffekte. Eine zusätzliche Analyse der Messdaten im Frequenzbereich gab Aufschluss über auftretende periodische Effekte sowie deren Frequenz und Intensität. Die Analyse der transienten Messdaten mit der Kurzzeit-Fourier-Transformation erlaubte eine weitere Beurteilung der auftretenden Effekte hinsichtlich deren Periodizität oder Stochastik.

6.2.1 Komponentenkennlinien

Für beide Laufradvarianten sowie unterschiedliche Leitschaufelöffnungen wurden die statischen Anteile der dimensionslosen Förderhöhe mit den lokalen Drucksensoren analysiert. Ziel der Betrachtung war die Analyse des Druckaufbaus der einzelnen Komponenten des Pumpturbinenmodells in Betriebspunkten von Überlast zu Teillast. Die Zerlegung des gesamten Druckaufbaus in entdimensionierte Druckhöhenanteile wurde mit den in Tab. 6-1 bzw. Abb. 3-14 und Abb. 3-15 beschriebenen lokalen Drucksensoren durchgeführt.

Tab. 6-1: Positionen der Drucksensoren zur Analyse des Druckaufbaus der Einzelkomponenten

Komponente	Position Drucksensor
Maschine	$\psi_{\text{Maschine}} = \frac{2(p_{\text{DS1}} - p_{\text{SK36}})}{\rho u^2}$
Rotor (inkl. SR-Konus)	$\psi_{\text{Rotor}} = \frac{2(p_{\text{K4}} - p_{\text{SK36}})}{\rho u^2}$
Leitschaufel	$\psi_{\text{Leitschaufel}} = \frac{2(p_{\text{K10}} - p_{\text{K4}})}{\rho u^2}$
Spirale	$\psi_{\text{Spirale}} = \frac{2(p_{\text{DS1}} - p_{\text{K10}})}{\rho u^2}$

Die einzelnen Druckhöhenanteile wurden auf $u^2/(2g)$ bezogen. Für jede Teilkomponente wurde eine Druckziffer ψ_i in jedem Betriebspunkt über die lokalen Wanddrucksensormessungen berechnet. Die Kumulation der Komponentenkennlinien ergibt in

erster Näherung den Druckaufbau über die gesamte Maschine. Die dynamischen Druckanteile der Förderhöhe wurden für diese Betrachtung in erster Näherung vernachlässigt. Die Zerlegung erlaubt eine Aussage darüber, wie stark die einzelnen Komponenten bei den analysierten Leitschaufelstellungen am Aufbau der dimensionslosen Förderhöhe beteiligt sind. In den folgenden Abbildungen (Abb. 6-4, Abb. 6-5) sind die dimensionslosen Druckverläufe der Komponenten Maschine, Laufrad, Leitschaufel und Spirale über der Durchflussziffer aufgetragen. Der gezeigte Druckaufbau des Laufrades beinhaltet auch den Saugrohrkonus bis zu einer Länge von $0,42 \times D_{1A}$ entgegen der Strömungsrichtung. Zur Orientierung ist auf der Sekundärachse die mit einem Differenzdrucksensor in normgerechter Entfernung von Ein- bzw. Austritt des Modells gemessene Druckziffer in Abhängigkeit der Durchflussziffer dargestellt (rote Linie). Die angeführten statischen Mittelwerte zeigten ein reproduzierbares Verhalten in sämtlichen Betriebsbereichen des Kennfeldes.

Auf der linken Seite von Abb. 6-4 sind für Rotor 1 die Komponentenkennlinien in Abhängigkeit des Durchflusses abgebildet. Der Reaktionsgrad im lokalen Bestpunkt kann durch das Verhältnis der statischen Druckhöhe des Rotors bezogen auf den Druckaufbau über die gesamte Maschine bestimmt werden. Für beide Rotoren liegt der Reaktionsgrad nahe bei $R_G=0,80$.

$$R_G = \frac{\psi_{\text{Rotor}}}{\psi_{\text{Maschine}}} \quad (6.1)$$

In Überlast sind nur der Rotor und die Spirale für den Druckaufbau verantwortlich. Die Werte für den dimensionslosen Druckhöhenanteil des Leitapparates sind negativ. Der Leitapparat trägt in Überlast nicht zum Druckaufbau bei, sondern kann als Verlustbringer angesehen werden. Im Leitapparat erfolgt ein Druckanstieg, der mit fallendem Durchfluss bis zu einem Maximalwert, nämlich dem Ablösepunkt, zunimmt. Diese Erkenntnis deckt sich mit Beobachtungen aus der Literatur, welche das Maximum der Druckdifferenz als Strömungsablösung verursacht durch die kritische Verzögerung im Leitapparat deutet [31]. Im instabilen Kennlinienbereich ist für Rotor 1 in der Komponentenkennlinie des Laufrades und des Leitapparates ein Einbruch von 2–4% zu erkennen, während der Druckaufbau in der Spirale leicht steigt. Entgegen den Erkenntnissen von Raabe und Knapp [96] zeigen die Ergebnisse auch einen Einfluss in der Komponentenkennlinie des Rotors. Aufgrund der messtechnischen Anordnung der Sensoren kann diese Beobachtung auch von der einsetzenden Rückströmung im Saugrohrkonus herrühren. Berten deutet anhand zeitlicher Analysen von Druckmessungen am Eintritt des Leitapparates einer Hochdruckkreiselpumpe, dass der Druck steigt, wenn die Kanäle ablösen. Die Druckdifferenz über den Kanal und der Fluidstrom sinken entsprechend. Die Ursache wird in einem teilweise oder gänzlich blockierten Kanal gesehen [49]. Die Komponentenkennlinien für Rotor 2 sind in Abb. 6-4 rechts dargestellt. Die Unterschiede sind hauptsächlich im ψ -Verlauf des Rotors zu finden: Über den gesamten Betriebsbereich zeigt Rotor 2 einen stärkeren Druckaufbau, und ein Einbruch der Kennlinie ist im Bereich der Instabilität nur minimal zu erkennen.

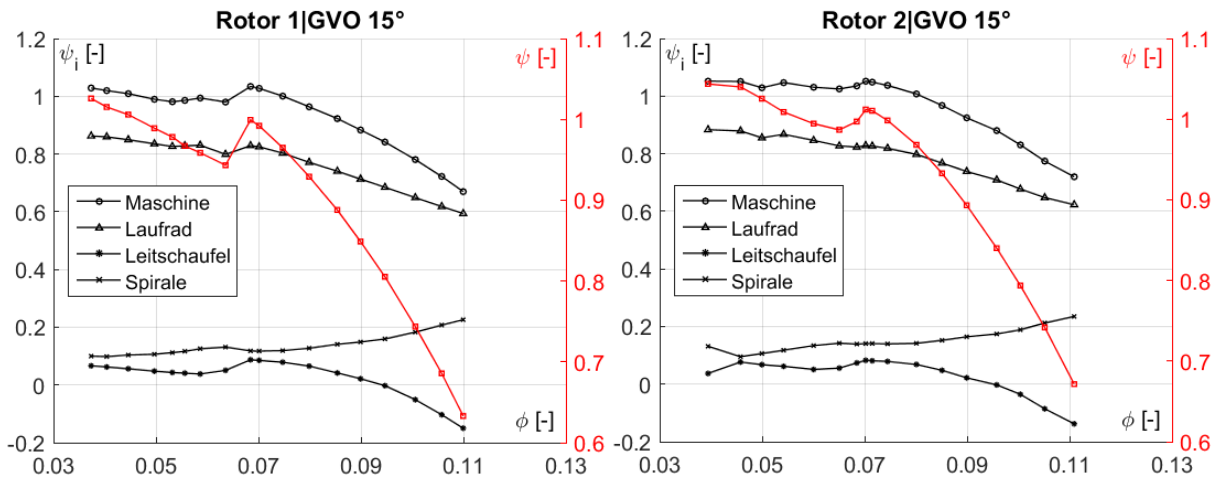


Abb. 6-4: Komponentenkennlinien von Rotor 1 und Rotor 2 (GVO 15°)

Der Druckaufbau über dem Leitapparat und der Spirale ist nahezu ident wie bei Rotor 1. Grundsätzlich kann festgehalten werden, dass Rotor 2 bei einer Leitschaufelöffnung von 15° eine höhere dimensionslose Druckhöhe als Rotor 1 erreicht und im instabilen Betriebsbereich einen Teil des Förderhöhenbruchs kompensiert.

Bei der Leitschaufelstellung 27,5° zeigt der Verlauf der ϕ - ψ -Kennlinie von Rotor 1 neben einem Kennlinienknick bei $\phi/\phi_n = 0,7$ auch eine Abflachung bei $\phi/\phi_n = 0,9$ (siehe Abb. 6-5, links). Betrachtet man den Verlauf der Komponentenkennlinien des Leitapparates, fällt auf, dass durch den größeren Öffnungswinkel und den damit verbundenen geringeren Geschwindigkeitsunterschieden kleinere Druckunterschiede messbar sind. Die Kennlinie des Leitapparates wird in keinem Bereich negativ. Deutlich ist die Abflachung der Kennlinie dort zu erkennen, wo die Ablösung im Leitrad auftritt. Mit der Abflachung der Kennlinie, welche in der Literatur auch als Volllastinstabilität bezeichnet wird, ändert sich der Druckaufbau im Leitapparat. Der Sattel in der Komponentenkennlinie wird vermutlich durch ein Defizit im Druckrückgewinn in den Leitschaufeln verursacht. Dieses Verhalten ist ein Indiz dafür, dass Ablösungen in den Leitschaufeln auftreten, weil das Leitrad mit einer über die Schaufelhöhe ungleichförmigen Geschwindigkeit angeströmt wird. Auch Gentner et al. erhalten anhand numerischer und experimenteller Analysen ein ähnliches Ergebnis. Durch eine Auswertung der einzelnen Komponenten wird ein verringerter Druckaufbau im Stator bei nahezu unverändertem Druckaufbau im Rotor nachgewiesen. Die globale Kennlinie wird instabil, sobald der Druckaufbau im Laufrad durch eine einsetzende Rezirkulationszone am Laufradeintritt gestört wird [5]. In Teillast, mit Auftreten des Kennlinienknicks, steigt der Druckunterschied im Leitapparat wieder an. Die Strömungssituation im Leitapparat hat sich vermutlich durch die einsetzende Rezirkulation am Laufradeintritt verändert. In der Literatur ist der Anstieg der Teillastförderhöhe wie folgt beschrieben: Eine Rezirkulation am Austritt des Laufrades versperrt einen Teil des Laufradaustrittsquerschnitts. Zudem versperrt die Rückströmung auch im Leitapparat einen Teilquerschnitt, was eventuell die Energieumsetzung im verbleibenden Querschnitt verbessert. Nach diesem Gedankenmodell arbeitet ein Teilflutrad samt zugehörigem Teil des Leitrades infolge einer Art „Teilbeaufschlagung“ mit verbesserten Strömungsbedingungen, wenn auch mit reduziertem hydraulischen Wirkungsgrad. Nach dieser Vorstellung steigt die Teillastförderhöhe mit einer zunehmenden, geordneten Rezirkulation ([97], [15], S. 250).

Der stabilere Rotor 2 zeigt bei einer Leitapparatstellung von $27,5^\circ$ nur einen geringfügigen Sattel der in rot dargestellten ϕ - ψ -Komponentenkennlinie (siehe Abb. 6-5, rechts). Eine Abflachung ist wie bei Rotor 1 bereits nahe Volllast zu erkennen – wieder in Verbindung mit einer reduzierten Druckrückgewinnung im Leitapparat durch eine vermutlich ungleichmäßige Anströmung aus dem Laufrad.

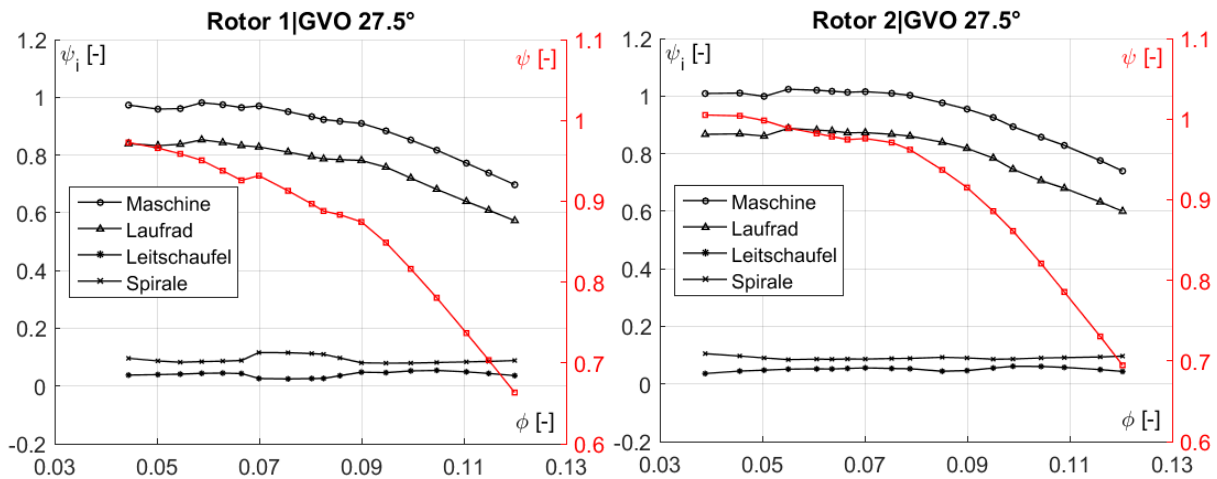


Abb. 6-5: Komponentenkennlinien von Rotor 1 und Rotor 2 (GVO $27,5^\circ$)

Der Unterschied zwischen dem kumulierten und dem globalen Verlauf ist auf die Messposition der Drucksensoren zurückzuführen. Die normgerechten Druckmessstellen der globalen Differenzdruckmessung liegen $6xD_a$ entfernt vom Laufradeintritt. Der Unterschied in den beiden Messstellen und damit der Unterschied im Kennlinienverlauf lässt eine Teillastzirkulation im Bereich der Messstelle Saugrohrkonus 36 vermuten. Weitere Analysen bezüglich dieses Phänomens werden im Zuge der Analyse der dynamischen Druckwerte in Kapitel 6.2.3 angestellt.

Zusammenfassung

Die Aufteilung des Druckaufbaus in dimensionlosen Druckhöhenanteile erlaubte eine Aussage über die einzelnen Komponenten und deren Verhalten in unterschiedlichen Betriebsbereichen. Aus den Komponentenkennlinien konnte im Leitapparat bei 15° Öffnung ein Druckanstieg verzeichnet werden, der mit fallendem Volumenstrom bis zu einem Maximalwert steigt. Dieser Maximaldruck fällt mit dem Ablösepunkt zusammen. Das Maximum der Druckdifferenz wird durch eine Strömungsablösung im Kanal verursacht, was in Kapitel 6.5 anhand der laserpotischen Messungen untermauert wird. Die Druckdifferenz über den Kanal und der Fluidstrom sinken entsprechend. Als Ursache wird ein teilweise oder gänzlich blockierter Kanal gesehen. Der Einbruch der Förderhöhe ist auf erhöhte Verluste und vermutlich einen mangelnden Druckrückgewinn im Diffusor zurückzuführen. Eine detaillierte Betrachtung erfolgt in Kapitel 6.5.5. Rotor 2 erzeugt eine höhere dimensionslose Druckhöhe als Rotor 1 und kompensiert im instabilen Betriebsbereich einen Teil des Förderhöhen einbruchs. Bei großer Leitschaufelöffnung ist eine Abflachung in der Kennlinie zu erkennen. In diesem Betriebsbereich tritt eine Ablösung im Leitrad auf, und der Druckaufbau ändert sich. Der Sattel in der Komponentenkennlinie des Leitrades wird ebenfalls durch erhöhte Verluste verursacht. Vermutlich, weil das Leitrad mit einer über die Schaufelhöhe ungleichförmigen Geschwindigkeit angeströmt wird.

6.2.2 Staudruckeffekt der Leitschaufeleintrittskante

Der Auswahl der Sensoren für die statische Analyse ging ein Vergleich der an den unterschiedlichen Einbaupositionen gemessenen Werte je Betriebspunkt voran. Dabei zeigte sich ein starker Einfluss der Leitschaufeln an drei Drucksensorpositionen, welche auf der Kranzseite (Shroud) nahe an der Eintrittskante der Leitschaufeln verbaut waren. Wie in Abb. 6-6 ersichtlich ist, zeigt der kranzseitige Sensor 2, der vor der Eintrittskante war, bei einer Leitschaufelöffnung von 15° einen wesentlich stärkeren Einbruch des Druckaufbaus in der Instabilität als Sensor 4, welcher im Bereich des Leitschaufelkanals positioniert war und für die bisherigen Analysen herangezogen wurde. Die Berechnung des statischen Druckanteils ($p_{K10} - p_{K4}$ oder $p_{K10} - p_{K2}$) wurde einheitlich mit Sensor Kranzseite 10 im Leitschaufelkanal durchgeführt (siehe Tab. 6-1). Die Einbauposition ist im Detail in Abb. 6-7 für die beiden Leitschaufelstellungen dargestellt. Bei einer Leitschaufelöffnung von $27,5^\circ$ zeigten die verglichenen Sensoren ein entgegengesetztes Verhalten im Bereich der Kennlinieninstabilität. Auffällig ist die Vorzeichenänderung des Druckverlaufes im Bereich des Einbruchs der Kennlinien bei beiden Leitschaufelstellungen. Für diese Drucksensorposition wird in diesem Bereich der Kennlinien über den Leitschaufeln Druck abgebaut. Das abweichende Verhalten war für die weiteren kranzseitig vor der Leitschaufeleintrittskante verbauten Sensoren ident. Wieder wurde zur Orientierung auf der Sekundärachse die gemessene Druckziffer in Abhängigkeit der Durchflussziffer dargestellt (rote Linie, Sekundärachse).

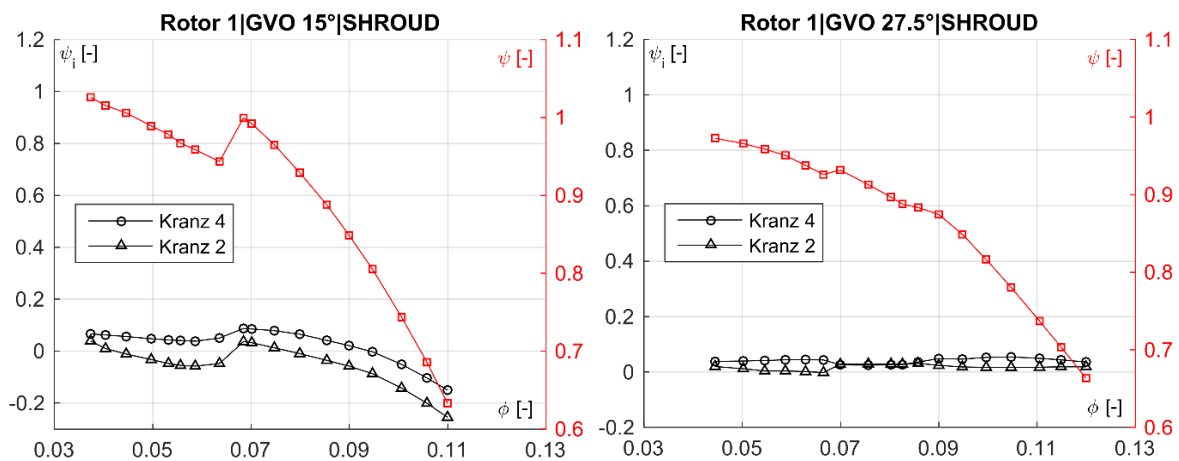


Abb. 6-6: Vergleich der kranzseitigen Druckhöhenanteile von Rotor 1

Der Grund für diesen Einfluss wird in der Anströmung der Leitschaufeln vermutet. Die Kontur der Leitschaufeln, welche für die Turbinenrichtung ausgelegt ist, hat im Pumpbetrieb eine spitze Eintrittskante. Dies führt zu einem erhöhten Staudruck an dieser (Mess-)Position und somit lokal zu einem stark verringerten Druckaufbau oder sogar -abbau.

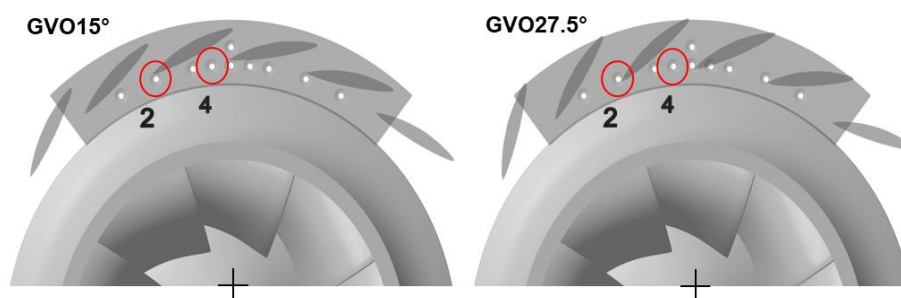


Abb. 6-7: Position der Leitschaufeleintrittskante in Abhängigkeit der Öffnung

6.2.3 Ausbreitung der Vorrotation

In Teillast, unterhalb eines kritischen Wertes der Durchflussziffer, entsteht, wie in Kapitel 1.3 beschrieben, eine Rezirkulation am Eintritt des Laufrades. Das dadurch in das Saugrohr zurückfließende Fluid ist stark drallbehaftet und breitet sich stromaufwärts über eine Länge von mehreren Rohrdurchmessern am äußeren Radius aus. Auch am Pumpturbinenmodell konnte die Teillastrezirkulation unabhängig von der Leitschaufelöffnung bei konstanter Durchflussziffer nachgewiesen werden. Das Einsetzen der Rückströmung am Laufradeintritt lässt sich durch Messung der Druckschwankungen in der Eintrittsleitung ermitteln. Bei Einsetzen der Rezirkulation steigen lokal die Energiehöhe und das Niveau der Druckpulsationen. Bei verringertem Volumenstrom sinken die Druckschwankungen wieder ab, da der Vordrall voll ausgebildet ist.

Die Erstreckung dieses Phänomens konnte anhand der axial angeordneten lokalen Wanddrucksensoren im Saugrohrkonus erfasst werden. Die Kombination aus statischen und spektralen Analysen der Druckwerte sowie der in den folgenden Kapiteln beschriebenen

Hochgeschwindigkeitsaufnahmen und PIV-Messungen erlaubte eine detaillierte Betrachtung dieses Effekts. In Abb. 6-8 sind die verwendeten Drucksensorpositionen dargestellt, welche eine axiale Ausdehnung des Vordralls zwischen 24 und 145 mm erfassen. Die Verläufe der axialen Erstreckung der Vorrotation sind unabhängig von der Leitapparatöffnung (siehe Abb. 6-9). Extrapoliert man die Verläufe, erkennt man, dass der kritische

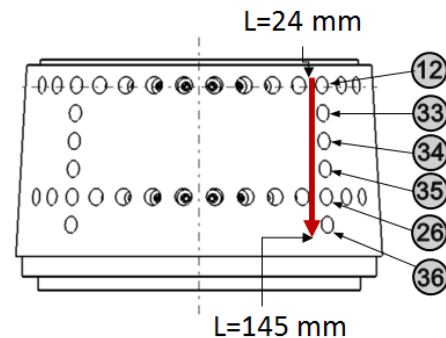


Abb. 6-8: Drucksensorpositionen zur Detektion der Vorrotation

Volumenstrom für das Einsetzen der Ringwirbelbildung mit dem Einbruch der Förderhöhe im statischen Kennlinienverlauf zusammenfällt. Die axiale Erstreckung des saugseitigen Teillastwirbels wächst kontinuierlich mit sinkendem Durchfluss.

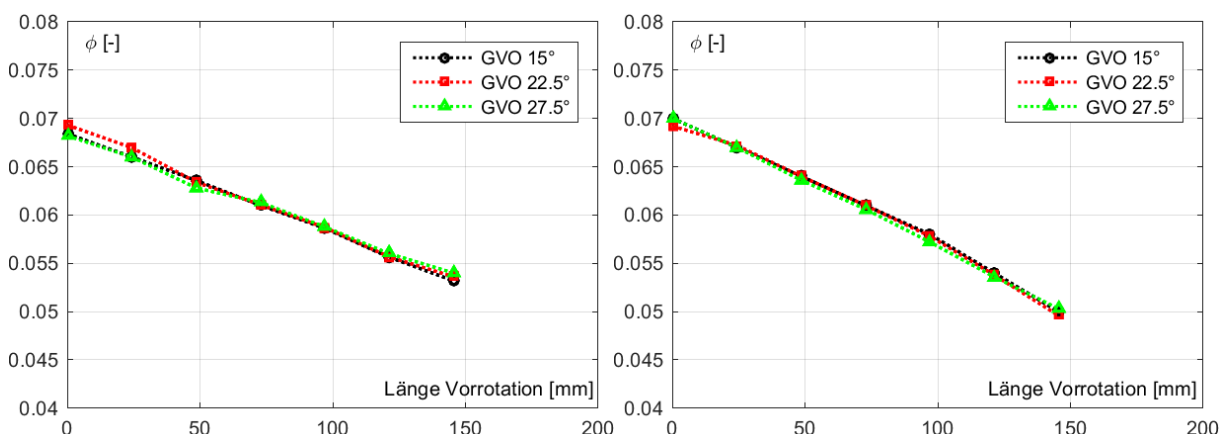


Abb. 6-9: Vorrotation am Eintritt bei Rotor 1 und Rotor 2

Diese Feststellung kann analog für beide Laufradvarianten gemacht werden. Die Gradienten der beiden Verläufe unterscheiden sich: Im Eintrittsbereich von Rotor 1 breitet sich der Vordralleffekt im Vergleich zu Rotor 2 bereits bei höheren Werten der Durchflussziffer um 8% weiter in den Saugrohrkonus aus. Diese Erkenntnis deckt sich mit den Beobachtungen der

Hochgeschwindigkeitsaufnahmen in Kapitel 6.4 und den Resultaten der laseroptischen Messungen in Kapitel 6.5. Aus dem Kennlinienverlauf bei Rotor 1 und dem Einsetzen der Rezirkulation am Eintritt kann ein eindeutiger Zusammenhang mit dem Förderhöhenabfall vermutet werden. Bei Rotor 2 tritt dieser Effekt in analoger Weise auf, obwohl im statischen Kennlinienverlauf ein verminderter Einbruch des Kennlinienverlaufs festzustellen ist.

Zusammenfassung

In Teillast konnte bei beiden Laufradvarianten das Einsetzen und die Ausbildung der Rezirkulation am Laufradeintritt nachgewiesen werden. Unterhalb eines kritischen Volumenstromes begann die Rückströmung, sich in den Saugrohrkonus auszubilden. In tiefer Teillast betrug die axiale Ausdehnung des Vordralls 60% des Laufradeintrittsdurchmessers. Ein Unterschied der beiden Laufradvarianten ist die stärker ausgeprägte Rezirkulation bei Rotor 1, welche sich bei identer Durchflussziffer weiter in den Saugrohrkonus erstreckt. Das Einsetzen der Vorrotation tritt bei konstanter Durchflussziffer auf und ist dabei unabhängig von der Leitschaufelöffnung. Aus dem Kennlinienverlauf und dem Einsetzen der Rezirkulation am Eintritt kann ein eindeutiger Zusammenhang mit dem Förderhöhenabfall vermutet werden.

6.2.4 Statistische Analyse der Druckpulsationen

Mit der statistischen Auswertung der Druckpulsationen im gemessenen Betriebsbereich soll ein globaler Überblick über die auftretenden dynamischen Strömungsphänomene sowie deren lokale Ausdehnung gegeben werden. Ungleichförmige und zeitlich veränderliche Strömungsprofile verursachen hochdynamische Druckänderungen, welche sich in einer erhöhten Standardabweichung der lokalen Druckwerte in den verschiedenen Komponenten des Pumpturbinenmodells widerspiegeln. Neben Schwingungsmessungen sind Messungen von Druckpulsationen in der Praxis die einzige praktikable Möglichkeit, um indirekt Aufschluss über auftretende Frequenzen sowie deren Intensität zu erhalten. An den Leitschaufelöffnungen von 15° und $27,5^\circ$ wurden anhand dieser Methode einzelne Betriebspunkte identifiziert, welche in weiterer Folge mit laseroptischen PIV-Messungen im Detail analysiert wurden.

Anhand des in Kapitel 4.2.3 beschriebenen Histogramm-Kriteriums wurden die Messdaten um deren Messausreiser bereinigt. Die Standardabweichung der am Druckstutzen, in den Leitschaufeln und im Saugrohrkonus auftretenden Druckpulsationen wurde, wie in Gleichung 4.21 definiert, berechnet und den ϕ - ψ *GVO-Kennlinien superpositioniert. Der Durchmesser der Kreisformen ist dabei proportional zu der Standardabweichung der Druckpulsationen σ_p . Für alle Diagramme wurde ein einheitlicher Maßstab verwendet, um einen übergreifenden Vergleich der Laufräder, Betriebspunkte und Komponenten zu ermöglichen. Die Einbauposition der in den Diagrammen dargestellten Sensoren ist in Kapitel 3.4.4 beschrieben.

Abb. 6-10 zeigt, dass unabhängig von der Einbauposition festgestellt werden kann, dass die auftretenden Druckpulsationen im Off-design-Betrieb in Teillast stark zunehmen (bis zu 350% im Vergleich zum lokalen Optimum). Mit den auftretenden Druckpulsationen steigen auch die Erregerkräfte stark an, wodurch erhöhte Vibrationen sowie ein Anstieg im Schallpegel verursacht werden. Am stärksten ausgeprägt sind Druckpulsationen im Inneren des Pumpturbinenmodells vor allem im Bereich der Leitschaufeln an Naben- und Kranzseite. Bei einer größeren Leitschaufelöffnung von $27,5^\circ$ sind die Pulsationen auf der Kranzseite um bis

zu 200% höher als bei der kleineren Leitschaufelstellung. In Betriebspunkten, welche mit einem Einbruch oder einer Abflachung der Kennlinie zusammenfallen, nimmt die Standardabweichung der Pulsationen einen Wert von bis zu 11% der Förderhöhe an. Eindeutig zu erkennen ist, dass der Anstieg des Druckpulsationskoeffizienten σ_p bei einer Leitschaufelöffnung von 15° mit dem Kennlinienknick zusammenfällt.

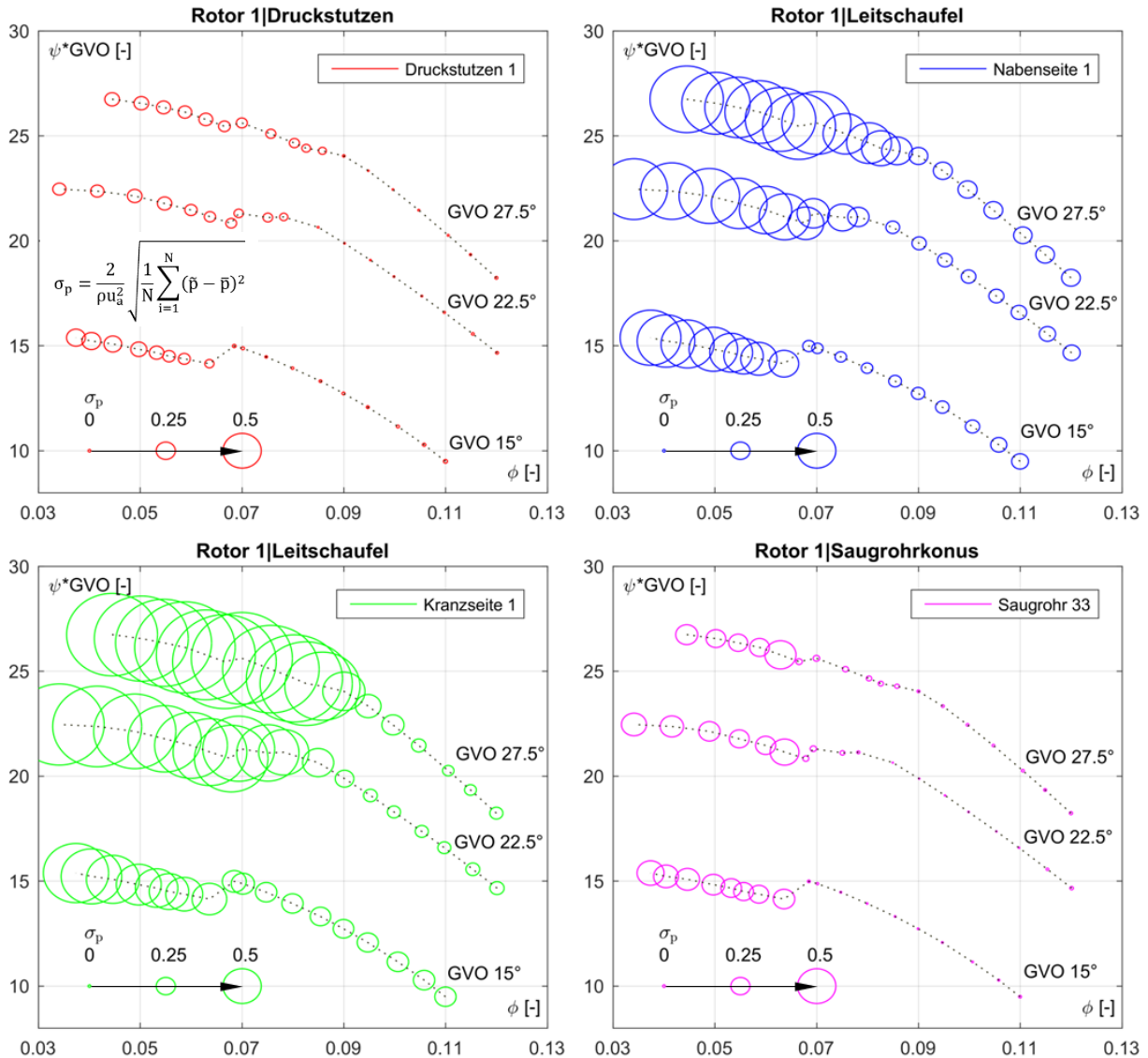


Abb. 6-10: Standardabweichung der Druckpulsationen für Rotor 1 bei GVO 15° , $22,5^\circ$ und $27,5^\circ$

Dagegen ist bei $22,5^\circ$ und $27,5^\circ$ Leitschaufelöffnung bereits ein Anstieg bei $\phi/\phi_n = 0,84$ bzw. $\phi/\phi_n = 0,90$ zu erkennen. Dort trat eine Ablösung der Strömung im Leitapparat bereits nahe Vollast auf, wodurch sich der Anstieg der Druckschwingungen erklären ließ. In diesem Bereich ändert sich auch der Gradient der Kennlinie. Einen instabilen Gradienten weist die Kennlinie in Teillast auf beim Einsetzen der Rückströmung am Laufradeintritt, welche eine Auswirkung auf die Geschwindigkeitsverteilung am Laufradaustritt hat. Die geringsten Pulsationen wurden im Druckstutzen am Spiralaustritt detektiert. Eine lokale Zuordnung des für die Druckpulsationen verantwortlichen Phänomens lässt sich erst ableiten, wenn auch die Saugseite in Betracht gezogen wird. Da auch im Saugrohrkonus die auftretenden Pulsationen einen wesentlich geringeren Wert als im Inneren des Pumpturbinenmodells annehmen, kann daraus

gefolgt werden, dass die Quelle der dynamischen Druckschwankungen im Bereich zwischen Laufradaustritt und Leitradaustritt zu finden ist. Im Einklang mit der Literatur wurde auf Basis dieser Erkenntnisse eine Rückströmung am Laufradaustritt vermutet. Diese Hypothese wird gestützt durch weitere Forschungsergebnisse, welche das Einsetzen einer Rückströmung am Laufradaustritt durch Anstieg des stochastischen Anteils der Druck- bzw. Geschwindigkeitsschwankungen bestätigen ([17], [57], [98], [32]). Zusätzlich werden Strömungsphänomene wie eine verstärkte Rotor-Stator-Interaktion im schaufellosen Ringraum und ein rotierendes Abreißen im Leitapparat vermutet. Auch der plötzliche Wechsel einer Ablösezone kann im Leitapparat zu instationärer Strömungsverteilung und damit verstärkten Druckpulsationen führen. Auf Basis dieser Erkenntnisse wurde der Fokus der optischen Analysen in den Bereich des schaufellosen Ringraums zwischen Rotor und Stator bzw. auf den Leitapparat gelegt. Mit der statistischen Analyse der Druckpulsationen des Sensors im Saugrohrkonus konnte zusätzlich erkannt werden, dass bis zu einem von der Leitschaufelöffnung unabhängigen Wert der Durchflussziffer von $\phi = 0,07$ keine Erhöhung des Druckpulsationskoeffizienten sichtbar ist. Dieser Effekt wurde, wie beschrieben, durch die Teillastrezirkulation erklärt.

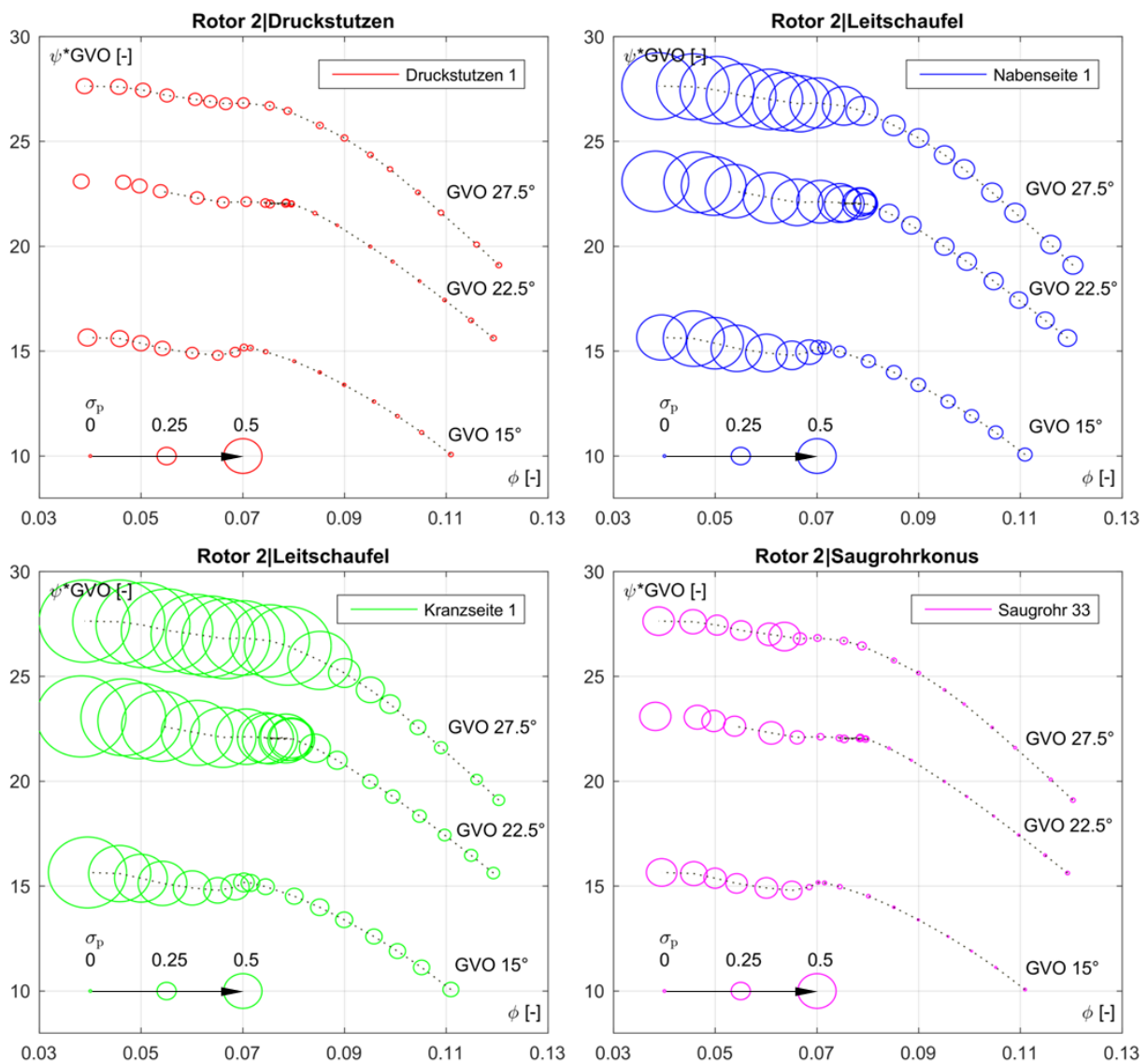


Abb. 6-11: Standardabweichung der Druckpulsationen für Rotor 2 bei GVO 15°, 22,5° und 27,5°

Aus den Ergebnissen dieser Analyse lässt sich eindeutig eine Trennung der Effekte auf der Saugseite und der Druckseite ableiten und die Hypothese aufstellen, dass die Vorrotation unabhängig von der Leitschaufelstellung bei gleichem Wert der Durchflussziffer auftritt. Die für die Verstärkung der Druckpulsationen am Austritt verantwortliche Ablösung dagegen verlagert sich bei größerer Leitschaufelstellung zu höheren Volumenströmen.

Aus der statistischen Analyse der dynamischen Druckwerte kann qualitativ kein Unterschied zwischen den beiden Laufradvarianten gefunden werden, wenngleich die einzelnen Druckpulsationskoeffizienten in den Teillast-Betriebspunkten bei Rotor 2 geringfügig kleinere Werte annehmen (siehe Abb. 6-11). Wiederum kann die Ursache für die Druckpulsationen im Vergleich der Komponenten den Leitschaufeln bzw. dem schaufellosen Ringraum zugeschrieben werden, und wiederum zeigen sich zwei unterschiedliche Effekte: einerseits die von der Saugseite verursachten Pulsationen, welche unabhängig von der Leitapparatstellung auftreten, und andererseits die im Bereich der Leitschaufeln auftretenden Pulsationen, welche mit steigender Leitschaufelöffnung zu größerem Durchfluss verschoben sind.

Sowohl die naben- als auch die kranzseitigen lokalen Drucksensoren wurden an zwei unterschiedlichen Durchmessern verbaut (siehe Abb. 6-12). Ein Vergleich eines Sensors nahe am Laufradaustritt mit einem, welcher im Leitschaufelkanal angeordnet war, soll eine zusätzliche Erkenntnis über die örtliche Ausdehnung der Strömungsphänomene auf der Druckseite des Modells geben.

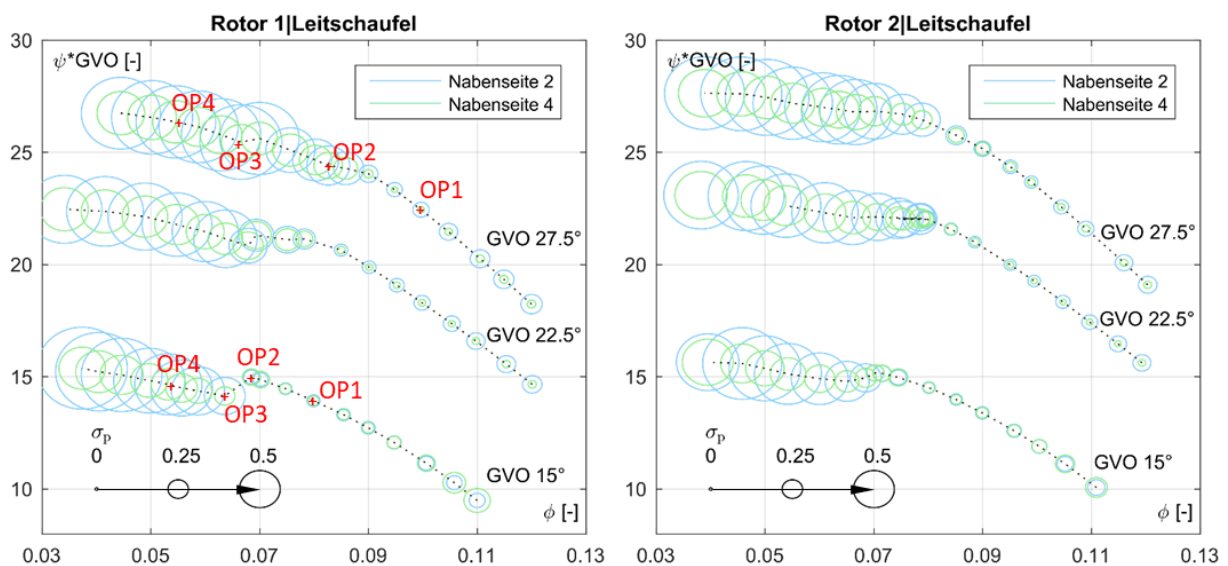


Abb. 6-12: Standardabweichung der Druckpulsationen für Rotor 1 und 2 für Sensoren im Bereich der Leitschaufeln

Nahe am Laufradaustritt war der nabenseitige Sensor 2 positioniert, und im Leitschaufelkanal auf einem größeren Durchmesser war der nabenseitige Sensor 4 angeordnet. Die exakte Position der Sensoren ist Kapitel 3.4.4 zu entnehmen. Mit einer Abflachung oder einem Einbruch der Kennlinie tritt eine Verstärkung der Standardabweichung der Druckpulsationen beim rotornahen Sensor auf. Die Pulsationen steigen unabhängig vom Rotor oder von der Leitschaufelstellung am Rotoraustritt im Vergleich zum Leitschaufelkanal auf den zweifachen Wert an. Die Amplitude der Druckpulsationen nimmt innerhalb des Leitschaufelkanals mit steigendem Abstand vom Rotor ab. Diese Messergebnisse korrelieren mit numerischen

Resultaten von Xia et al. [55], die eine umfassende Studie zu instationären Strömungen in einer Pumpturbine durchgeführt haben.

Der Einfluss der Leitschaufelöffnung auf die relative Lage des Einsetzens der Volllastinstabilität ist in Abb. 6-13 zusammen mit der Ausprägung der Instabilität dargestellt. Die gezeigten Werte wurden aus den Druckpulsationsmessungen abgeleitet.

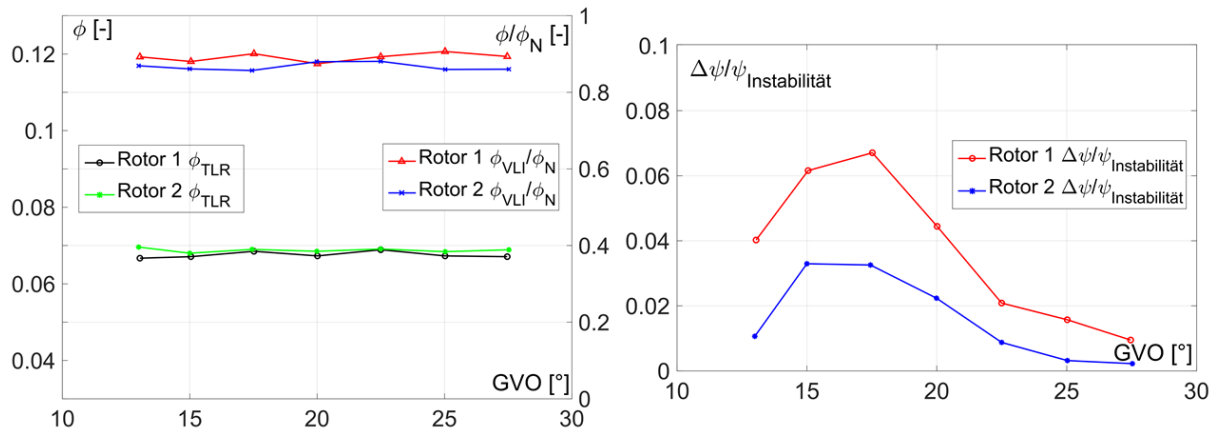


Abb. 6-13: Einfluss der Leitschaufelöffnung auf die Lage und die Ausprägung der Instabilität

Zusammenfassung

Die statistische Auswertung der Druckpulsationen im gemessenen Betriebsbereich zeigt eine starke Zunahme im Off-design-Betrieb in Teillast. Ungleichförmige und zeitlich veränderliche Strömungsprofile verursachen hochdynamische Druckänderungen, welche sich in einer erhöhten Standardabweichung der lokalen Druckwerte widerspiegeln. In Betriebspunkten, welche mit einem Einbruch oder einer Abflachung der Kennlinie zusammenfallen, nimmt die Standardabweichung der Pulsationen einen Wert von bis zu 11% der Förderhöhe an. Bei einer Leitschaufelöffnung von 15° ist ein eindeutiger Zusammenhang des Anstiegs der Pulsationen mit dem Kennlinienknick gegeben. Strömungsphänomene wie eine verstärkte Rotor-Stator-Interaktion im schaufelloren Ringraum und ein rotierendes Abreißen im Leitapparat werden vermutet, was in 6.2.7 ausführlich beschrieben wird. Da im Saugrohrkonus die auftretenden Pulsationen einen wesentlich geringeren Wert als im Inneren des Pumpturbinenmodells annehmen, wurde daraus gefolgert, dass die Quelle der dynamischen Druckschwankungen im Bereich zwischen Laufradaustritt und Leitradaustritt lag. Aus den Ergebnissen der Analyse lässt sich eindeutig eine Trennung der Effekte auf der Saugseite und der Druckseite ableiten. In Abhängigkeit der Leitschaufelöffnung setzt die sogenannte Volllastinstabilität bei konstantem relativem Wert der Durchflussziffer ein, was durch einen veränderten Gradienten in der Kennlinie ersichtlich ist. Bei weiterer Verringerung des Volumenstromes bricht die Kennlinie unabhängig von der Öffnung mit Auftreten des Teillastwirbels bei konstantem absolutem Wert der Durchflussziffer ein. Durch Analyse der lokalen Wanddruckmessungen wurden Informationen gewonnen, welche indirekt Aufschluss über auftretende Strömungseffekte im Bereich des Pumpturbinenmodells geben. Die instationäre Strömung im Leitapparat konnte damit ebenso erfasst werden wie die von der Rückströmung gestörte Zuströmung zum Modell.

6.2.5 Lokale Ausbreitung der Druckpulsationen im Stator

Die Abhängigkeit der Höhe der Druckpulsationen von der Einbauposition sowie der Einfluss des Stators und dessen Anordnung von Leitschaufeln und Stützschaufeln wurden analysiert. Die in Abb. 6-12 markierten Betriebspunkte der Leitschaufelöffnungen von 15° und $27,5^\circ$ wurden für diese Betrachtung herangezogen.

Am Beispiel von Rotor 1 zeigt Abbildung Abb. 6-14 symbolisch die Drucksensorpositionen im Bereich der Leitschaufeln. Für die jeweilige Leitschaufelstellung wurde die maximale Standardabweichung der Druckpulsationen in fünf Kategorien zu jeweils 20% aufgeteilt. Je nach Stärke der auftretenden Pulsation an der lokalen Druckmessstelle wurde ein Punkt, welcher die jeweilige Sensorposition symbolisiert, eingefärbt. Die naben- und kranzseitigen Sensoren, welche sich durch die Farbe der Umrandung unterscheiden, zeigen zwischen Überlast bis zum Kennlinienknick (Betriebspunkt OP2) Druckpulsationen untergeordneter Größenordnung. Beginnend mit der Instabilität (OP3), nehmen die Pulsationen der am Umfang des Laufradaustritts verteilten Sensorpositionen zu. Jene radial weiter außen angeordneten Sensoren, zeigen bei dieser Leitschaufelöffnung weiterhin Druckpulsationen, welche unterhalb der 40%-Marke liegen. Ein Einfluss der Zuordnung der Stütz- zu den Leitschaufeln auf die hier dargestellten dynamischen Effekte kann nicht festgestellt werden.

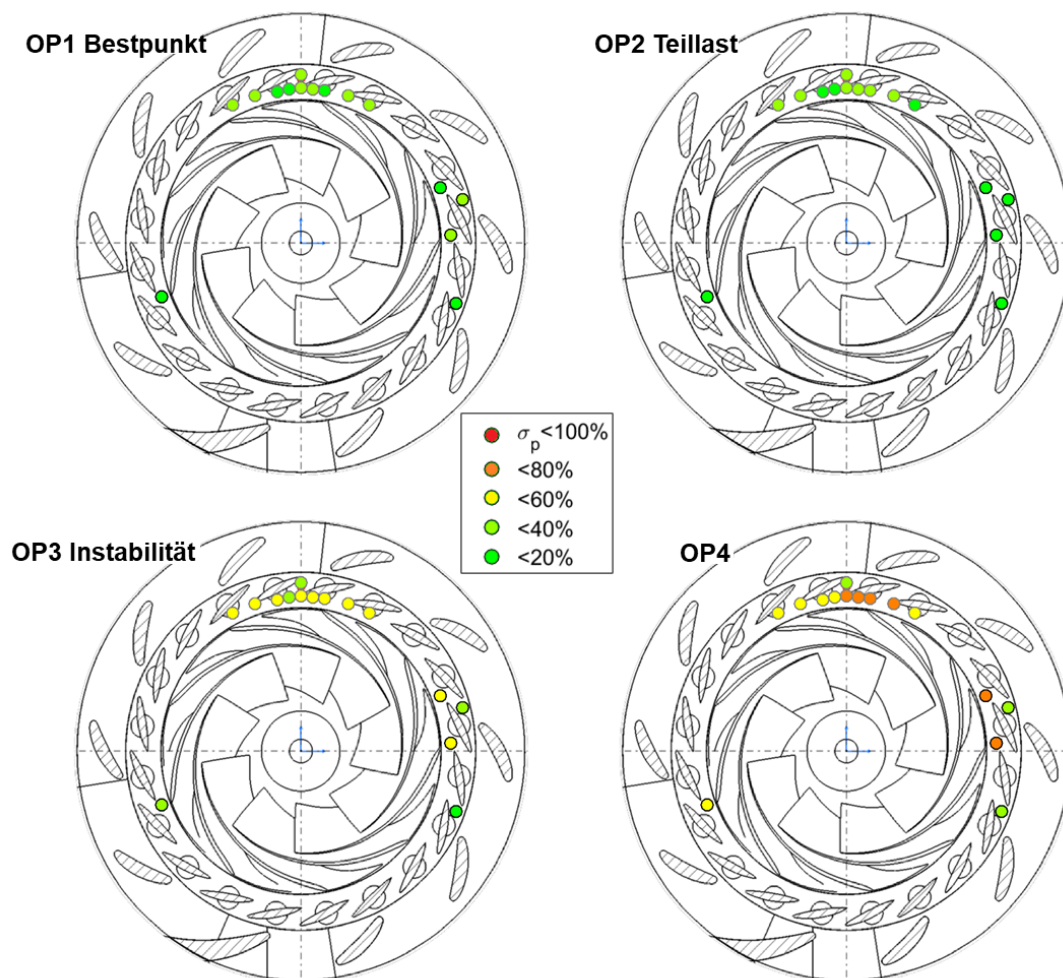


Abb. 6-14: Kategorisierte Standardabweichung der Druckpulsationen für Rotor 1 (GVO 15°) anhand der Sensoren im Bereich der Leitschaufeln

Bei einer Leitschaufelöffnung von $27,5^\circ$ zeigt sich ein identes Bild für die Sensoren auf der Nabenseite und jenen auf der Kranzseite: Die Pulsationsstärke nimmt ab einem relativen Wert der Durchflussziffer von $\phi/\phi_n=0,8$ nahe am Laufradaustritt zu. Die Ursache der erhöhten Pulsationen wird in einer verstärkten Wechselwirkung von Rotor und Stator vermutet, welche durch eine Ablösung der Strömung in einem oder mehreren Leitradkanälen verursacht werden kann. Dies ist besonders bei alternierenden oder rotierenden Ablösungen der Fall [49]. Diese Art von Störungen der Umfangssymmetrie der Geschwindigkeitsverteilung im schaufellosen Ringraum können einerseits im Einlaufbereich durch Umlenkungen, Ablösungen oder Wirbel verursacht werden. Andererseits erzeugen Strömungsumlenkung, Sekundärströmung, Ablösungszonen oder Wirbel im Laufrad eine ungleichförmige Abströmung und somit instationäre Strömung im Leitapparat ([15], S. 679). Die statistische Analyse der Druckpulsationen wird deshalb in Kapitel 6.2.8 um eine spektrale Betrachtung erweitert, um diese Hypothese zu klären.

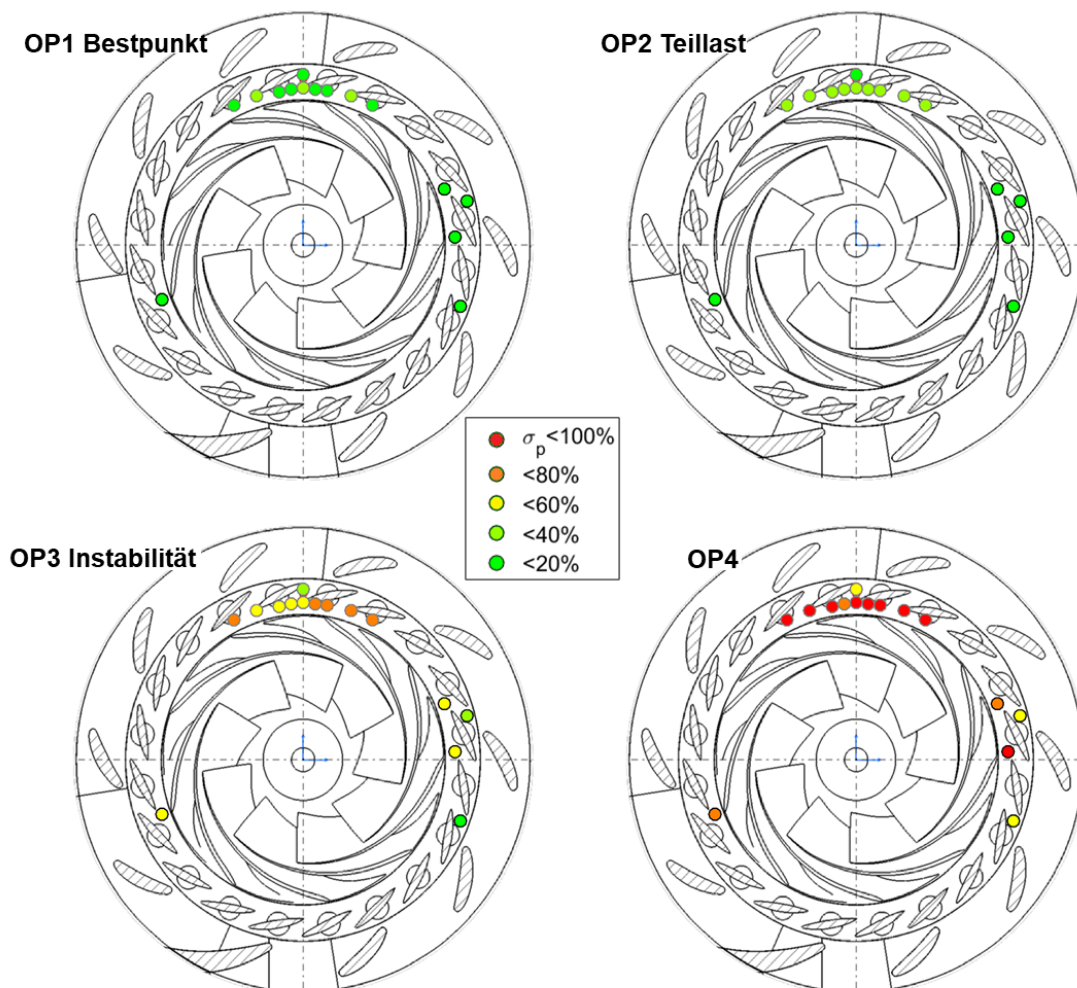


Abb. 6-15: Kategorisierte Standardabweichung der Druckpulsationen für Rotor 1 (GVO $27,5^\circ$) anhand der Sensoren im Bereich der Leitschaufeln

6.2.6 Zeitliche Analyse der Druckpulsationen

Jene Betriebspunkte, welche den Förderhöhenbruch bei einer Leitschaufelöffnung von 15° begrenzen, wurden hinsichtlich deren zeitlicher Entwicklung über mehrere

Lauftradumdrehungen analysiert. Zusätzlich wurden ausgewählte Betriebspunkte von Rotor 2 (GVO 27,5°) einer detaillierten zeitlichen Analyse unterzogen. Die Betriebspunkte sind in Abb. 6-16 aufgelistet. Das registrierte Signal der piezoresistiven Drucksensoren wurde als Druckpulsationskoeffizient in Funktion der Zeit dargestellt. Durch eine zeitliche Analyse von zehn Lauftradumdrehungen und sechs verschiedenen Sensorpositionen sollen zusätzliche Informationen über den Bereich des Auftretens der für die Instabilität verantwortlichen Effekte gewonnen werden. Außerdem kann durch die zeitliche Entwicklung ein periodisch auftretender Effekt von einem stochastischen unterschieden werden.

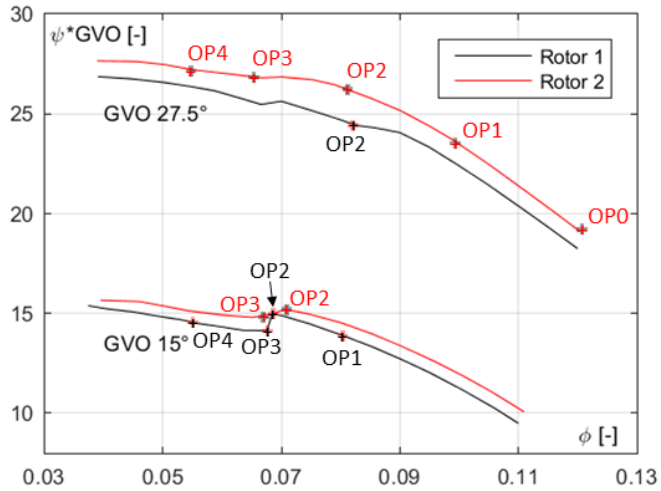


Abb. 6-16: Betriebspunkte der zeitlichen Analyse

In Abb. 6-17 kann am Druckstutzen des Modells der Drehklang, welcher sich durch neun Druckschwingungen innerhalb einer Lauftradumdrehung äußert, erkannt werden. Die Beschreibung der durch die Rotor-Stator-Interaktion hervorgerufenen Druckpulsation ist in Kapitel 1.4 beschrieben. Auf der Kranzseite des Leitapparats tritt eine stärker ausgeprägte Amplitude des Druckpulsationskoeffizienten auf. In dem dargestellten Betriebspunkt im stabilen Kennlinienast sind keine erhöhten Pulsationen auf der Saugseite des Modells feststellbar.

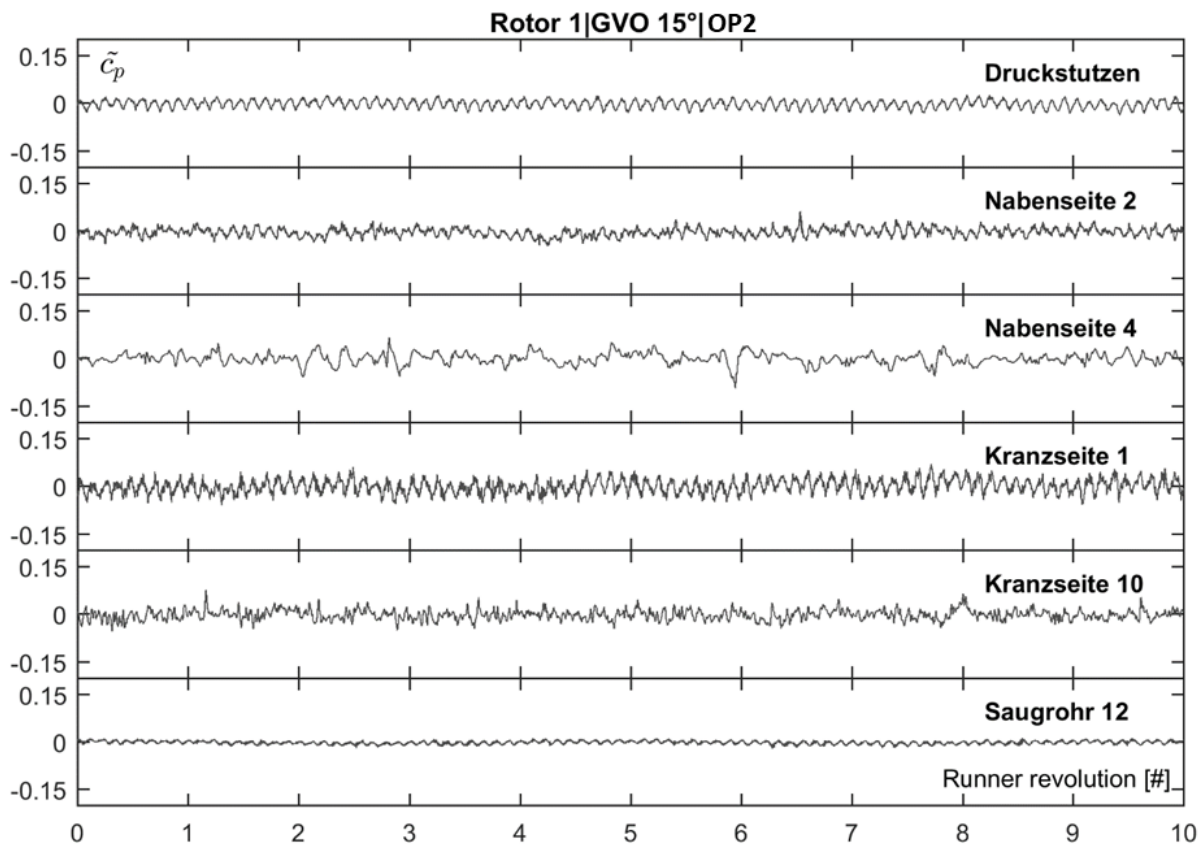


Abb. 6-17: Zeitverlauf der Druckpulsationen in den unterschiedlichen Komponenten im stabilen Betriebspunkt (OP2) bei Rotor 1 und GVO 15°

Abb. 6-18 zeigt den Betriebspunkt nach Einbruch der Förderhöhe. Neben dynamischen Druckschwankungen im Bereich zwischen schaufellosem Ringraum, Leitapparat und Stützapparat zeigen sich auf der Saugseite verstärkte Pulsationen. Bei weiterer Betrachtung ist auf der Druckseite des Laufrades eine niederfrequente Schwingung in den Drucksignalen augenscheinlich, die sich über mehrere Laufradumdrehungen erstreckt. Der durch die Rotor-Stator-Interaktion verursachte Schaufeldrehklang überlagert sich dabei mit der subsynchronen Druckschwingung, welche mit einem Drittel der Laufradumdrehung umläuft. Dieser Effekt ist sichtbar im naben- und kranzseitigen Bereich – unabhängig von der radialen Anordnung der Sensoren. Auch am Druckstutzen kann, wenn auch von stochastischen Anteilen überlagert, die subsynchrone Trägerfrequenz noch detektiert werden. Der zeitliche Charakter der niederfrequenten Druckschwingung ist bei Betrachtung einer größeren Anzahl von Laufradumdrehungen zusätzlich beeinflusst durch stochastische Druckschwankungen und dadurch als quasi-periodisch zu kategorisieren (vgl. Kapitel 4.1). bei der betrachteten Leitschaufelöffnung treten die druck- und saugseitigen Effekte gleichzeitig auf: Bei dem dargestellten Betriebspunkt entstehen am Laufradeintritt temporär periodische negative Druckspitzen, welche bis zu $\pm 15\%$ der erzeugten Förderhöhe erreichen und sich alle 4–5 Laufradumdrehungen wiederholen.

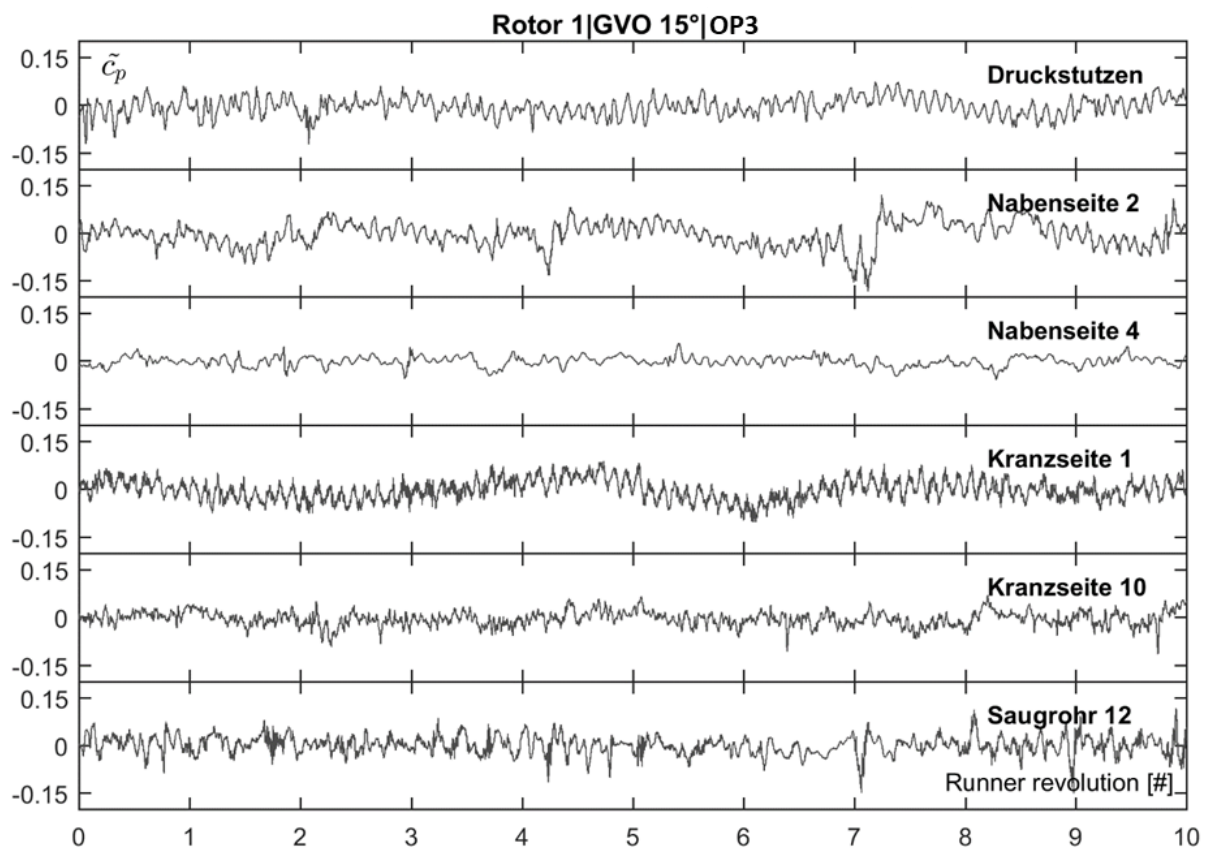


Abb. 6-18: Zeitverlauf der Druckschwankungen in den unterschiedlichen Komponenten im instabilen Betriebspunkt (OP3) bei Rotor 1 und GVO 15°

Besonders ausgeprägt war die subsynchrone Druckschwingung bei Rotor 2 und einer Leitschaufelöffnung von 27,5° (siehe Abb. 6-19). In Betriebspunkt OP2, bei $\phi/\phi_n = 0,94$, beginnt die Abflachung der Kennlinie bei dieser Laufradvariante. Wie in den statistischen Auswertungen gezeigt, lassen sich die druck- und saugseitigen Effekte bei der

Leitschaufelöffnung von $27,5^\circ$ klar im Betriebsbereich trennen. Abb. 6-19 zeigt in der zeitlichen Analyse nur auf der Druckseite eine Verstärkung der Pulsationen. Die Ursache für die Zunahme des Druckpulsationskoeffizienten ist das Auftreten einer subsynchronen Druckschwingung, welche den zeitlichen Verlauf einer rotierenden Ablösung widerspiegelt. Mit ca. 30% der Drehfrequenz umlaufend ist in diesem Betriebspunkt die Amplitude auf der Kranzseite dominant. Analog zu den numerischen Ergebnissen von Xia et al. [55] lassen die höheren Amplituden der subsynchronen Druckschwingung in diesem Betriebspunkt eine Ablösung auf der Kranzseite vermuten. Aus dem Vergleich der Sensoren Kranzseite 1 und 10 kann der Effekt zusätzlich dem Bereich des schaufellosen Ringraums zugeordnet werden.

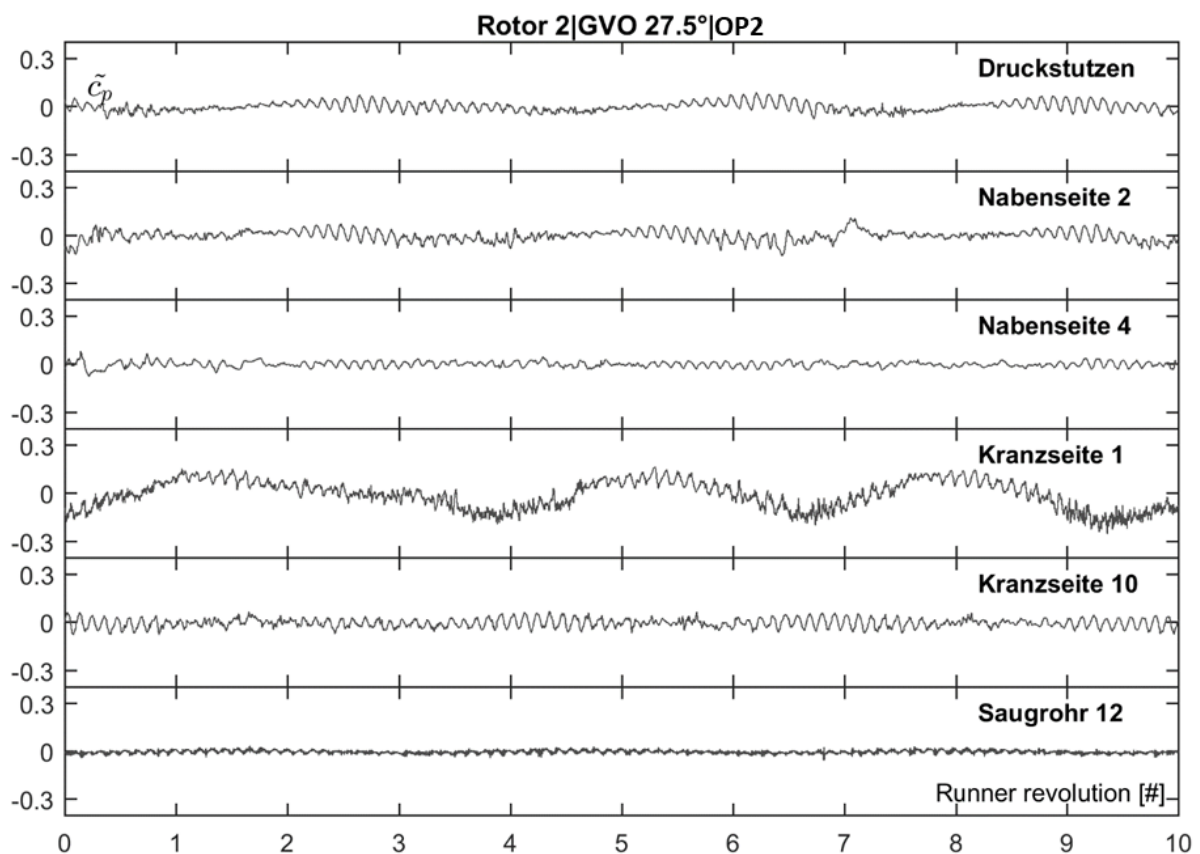


Abb. 6-19: Zeitverlauf der Druckpulsationen in den unterschiedlichen Komponenten im stabilen Betriebspunkt (OP2) bei Rotor 2 und GVO $27,5^\circ$

Die für die zeitliche Analyse ausgewählten Betriebspunkte bei Rotor 2 und einer Leitschaufelstellung von $27,5^\circ$ bilden den gesamten Betriebsbereich von Überlast (OP0) über das lokale Optimum (OP1) bis hin zur tiefen Teillast (OP4) ab (Abb. 6-20). Der für die zeitliche Betrachtung über zehn Laufradumdrehungen herangezogene Sensor (Kranzseite 1) war im Bereich der Leitschaufeln zwischen Rotor und Stator positioniert. Sowohl der Betriebspunkt in Überlast als auch das Optimum zeigen keine auffälligen Druckpulsationen neben dem Drehklang selbst. Der Druckpulsationskoeffizient steigt in Teillast auf bis zu 30% der Förderhöhe an. Die quasi-periodische Druckschwingung in Betriebspunkt OP2 verändert bei Reduktion des Volumenstromes die Frequenz. Augenscheinlich erhöht sich die Frequenz des periodischen Anteils der Druckschwingung und wird zusätzlich von einem stochastischen Anteil überlagert, je weiter der Betriebspunkt nach Teillast verlagert wird. Vermutlich treten

mehrere Strömungsphänomene mit periodischer und transientser Natur gleichzeitig auf, und deren Druckpulsationen überlagern sich. Wie beschrieben, führen Rückströmungen am Laufradaustritt zu Ablösezon, welche sich in Form von Rotating Stall und wechselnden Strömungsablösungen von der Naben- zur Kranzseite bzw. vice versa manifestieren.

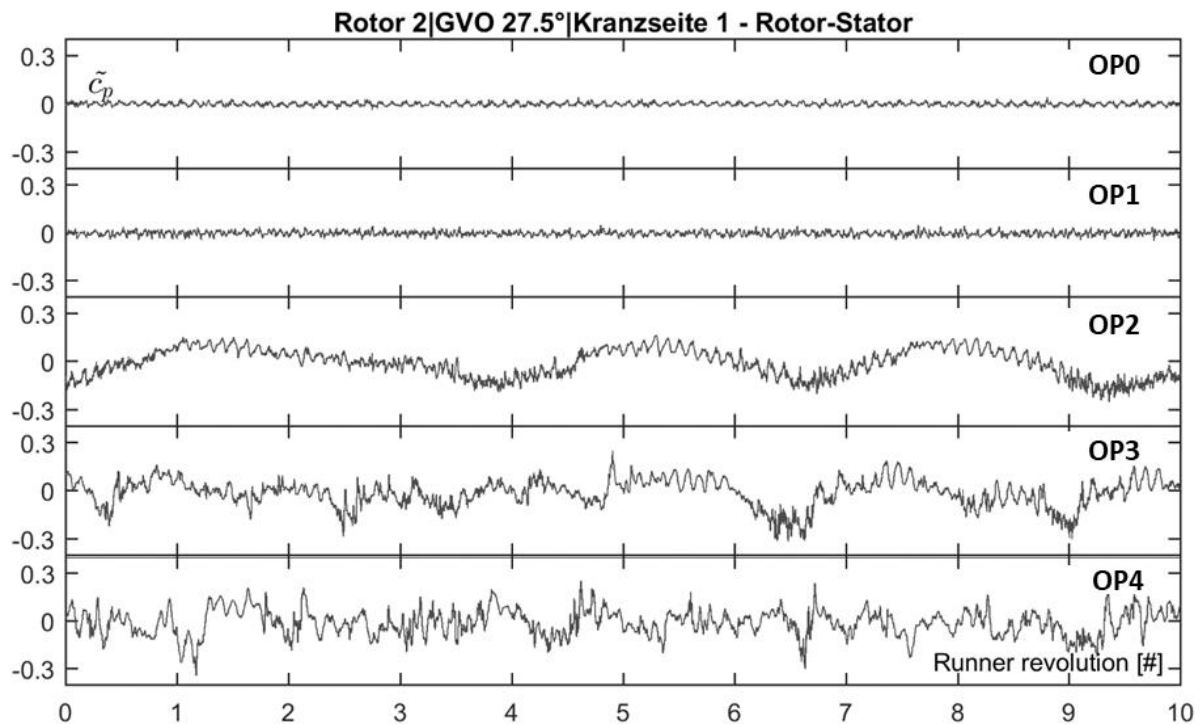


Abb. 6-20: Zeitverlauf der Druckpulsationen in verschiedenen Betriebspunkten von Überlast bis Teillast bei Rotor 2 und GVO 27.5°

Der zeitliche Verlauf der Druckpulsationen im Leitapparat wird in der Literatur mit Ablösungseffekten erklärt. Sano beschreibt das sukzessive Auftreten von Strömungsablösung im Leitapparat. Zunächst löst ein Leitradkanal ab, bis bei weiter reduziertem Volumenstrom an zwei, drei und mehreren Kanälen eine Ablösung auftritt. Tritt die Strömungsablösung stationär auf, spricht man von Alternate Stall; wenn die Ablösung instationär verläuft von Rotating Stall. Die asynchrone Ablösung kann die Folge von einer ungleichförmigen Laufradabströmung sein. Diese kann wiederum infolge von unsymmetrischer Zuströmung am Laufradeintritt auftreten. Auch eine ungleichförmige Druckverteilung in der Spiralkontur kann die Ursache sein [99]. Um neben der zeitlichen Information auch einen räumlichen Eindruck der Druckverläufe zu erhalten, wurde die Betrachtung um eine Ebene erweitert. Nur durch die zusätzliche räumliche Komponente können Größe und Anzahl der Stall-Zellen analysiert werden.

6.2.7 Zeitliche und räumliche Analyse der dynamischen Druckwerte

Die im Leitapparat auf der Kranzseite verbauten lokalen Wanddrucksensoren ermöglichen aufgrund ihrer Anordnung eine zusätzliche räumliche Analyse der dynamischen Druckwerte. Momentaufnahmen der zeitlichen Änderung der Druckpulsationen im kranzseitigen Bereich sind in den folgenden Abbildungen dargestellt. Die am Umfang des Laufradaustritts über drei Leitschaufelkanäle angeordneten Drucksensoren (K1 bis K9) erfassen das Druck-Zeit-

Verhalten an unterschiedlichen Betriebspunkten von Optimum bis Teillast (siehe Abb. 6-16). Zur besseren Darstellung sind die einzelnen Druckverläufe mit Flächenverläufen verbunden und je nach Höhe der auftretenden Druckpulsationen laut angegebener Farbskala eingefärbt. Um einen Vergleich der unterschiedlichen Betriebspunkte zu erleichtern, wurde eine einheitliche Darstellung gewählt.

Im lokalen Optimum von Rotor 1 (GVO 15°) sind neben dem Drehklang mit kaum erkennbarer Druckamplitude keine auffälligen Druckpulsationen am Laufradaustritt zu erkennen (siehe Abb. 6-21). Der Betriebspunkt in tiefer Teillast (OP4) von Rotor 1 zeigt eine Druckschwankung, welche sich über mehr als einen Leitschaufelkanal ausbildet. Die Strömungssituation im Stator ändert sich drastisch in Teillast. Ablösungen und Rückströmungen führen zu einer stark instationären Strömung. Bei voll abgelöster Strömung in Teillast könnte ein weiterer Mechanismus zum Druckaufbau beitragen: Der Impulsaustausch, welcher in Seitenkanalpumpen für die Arbeitsübertragung verantwortlich ist, führt zu einem erneuten Anstieg der Förderhöhe. Durch Rückströmungen aus dem Leitapparat zurück in den Rotor steigt durch Impulsaustausch die Leistungsaufnahme mit der Intensität der Rezirkulation ([15], S. 250).

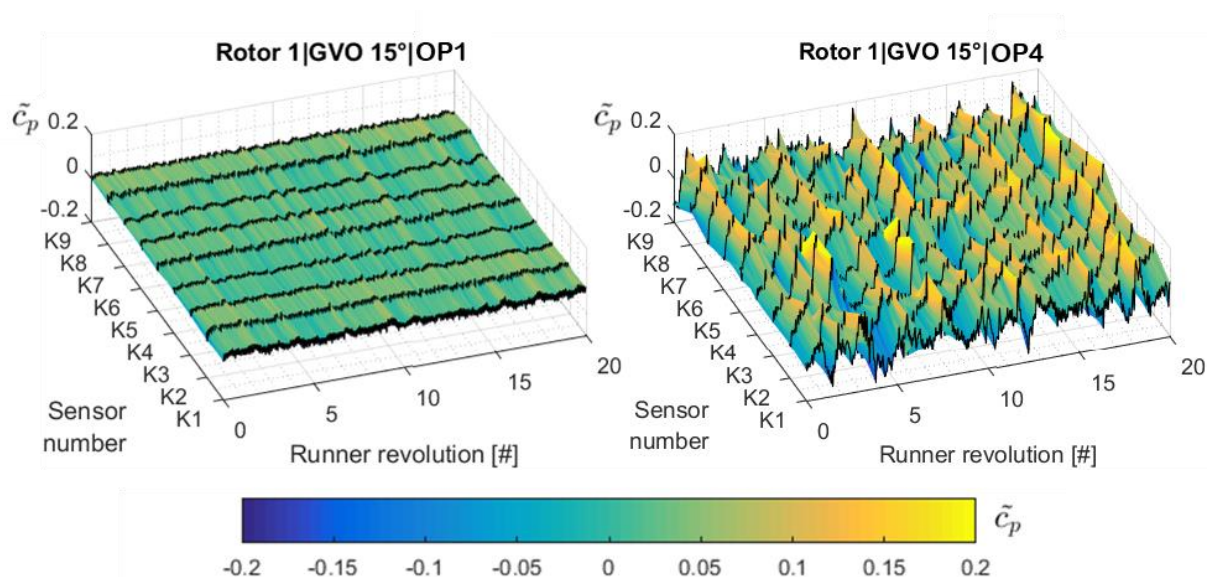


Abb. 6-21: Zeitverlauf der Druckpulsationen von Rotor 1 über drei Leitschaufelkanäle im Optimum OP1 und in Teillast OP4 (GVO 15°)

Der Vergleich der Betriebspunkte OP2 und OP3 von Rotor 1, welche den Förderhöhenabfall bei 15° Leitschaufelöffnung begrenzen, zeigt, wie sich im Sattel der Kennlinie eine niederfrequente Druckschwungung ausbildet. Abb. 6-22 stellt den zeitlichen Verlauf der Druckpulsationen in der Instabilität im Vergleich der beiden Laufradvarianten dar. In Betriebspunkt OP3 zeigt sich über die analysierten Leitschaufelkanäle eine subsynchrone Druckschwungung, welche durch eine rotierende Ablösung verursacht wird. Die niederfrequente Druckschwungung fungiert als eine Art Trägerfrequenz für den übersynchronen Drehklang. Aus dem zeitlichen Verlauf kann ungefähr das Frequenzverhältnis f_{RS}/f_n abgeschätzt werden. Die quasi-periodische Druckschwungung läuft im Absolutsystem mit dem Rotor subsynchron mit ca. 30% der Drehfrequenz um.

$$f_{RS} = \frac{0,3 \text{ Umdrehungen der Stall - Zelle}}{10 \text{ Umdrehungen des Rotors}} \cdot f_n \approx 0,3 \cdot f_n \quad (6.2)$$

Die Druckspitze verlagert sich in der Darstellung um etwas mehr als eine halbe Rotorumdrehung von Sensor K1 zu Sensor K9, was einem Bogenwinkel von 54° entspricht. Daraus ergibt sich eine Drehfrequenz der Stall-Zelle von etwa 30%. Da sich der räumliche Phasenversatz der Stall-Zelle zum Rotor mit der Anzahl der auftretenden Druckschwingungen deckt, kann von einer einzelnen Stall-Zelle ausgegangen werden.

Diese Erkenntnis wurde auch von Frigne und van den Brambussche gemacht, die eine Kategorisierung von Rotating Stall durchführten [56]. In schaufellosen Diffusoren tritt laut den Autoren Diffusor Rotating Stall mit Frequenzen von $f_{RS}=0,2xf_n$ auf. Als „Abrupt Impeller Rotating Stall“ wird eine ausgeprägte Interaktion von Laufrad und Leitrad beschrieben. Die Zahl der abgelösten und mit 20–40% der Drehfrequenz rotierenden Stall-Zellen nimmt mit abnehmendem Volumenstrom zu. Tritt Rotating Stall im Laufrad auf, wird dieser als „Progressive Impeller Rotating Stall“ bezeichnet. Verursacht durch Strömungsablösungen im Laufrad treten im Absolutsystem Druckschwingungen mit 50–80% der Laufradumfanggeschwindigkeit auf.

Auch Rotor 2 zeigt im instabilen Betriebsbereich eine umlaufende Ablösung. Die Amplitude sowie die Stall-Frequenz der einzelnen Zellen sind jedoch geringer. Die exakten Frequenzen der Strömungsphänomene sind in Kapitel 6.2.8 in Form von Spektren dargestellt.

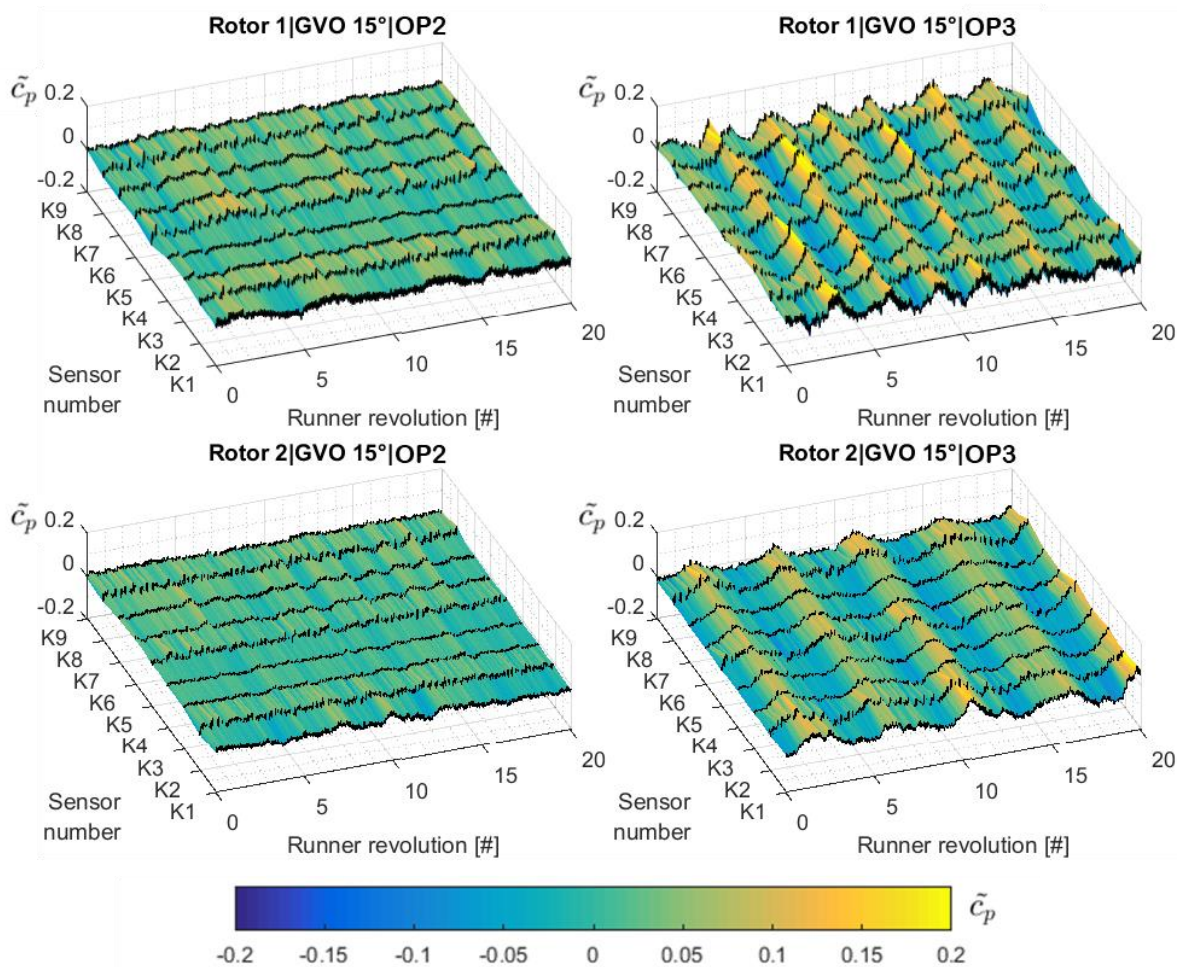


Abb. 6-22: Zeitverlauf der Druckpulsationen von Rotor 1 und Rotor 2 über drei Leitschaufelkanäle vor und nach dem Förderhöhenabfall (OP2 bzw. OP3) (GVO 15°)

Aktuelle Forschungsarbeiten berichten über umlaufende Ablösungen bei tieferen Frequenzen. Die Anzahl der abgelösten Leitradkanäle sowie die Umlauffrequenzen f_{RS} sind laut den Autoren stark vom Volumenstrom abhängig ([20], [49]). Anhand numerischer Analysen wurde die Auswirkung der Stall-Zellen über die Leit- und Stützschaufeln hinaus bis in das Spiralgehäuse nachgewiesen [54].

Bei $27,5^\circ$ Öffnungswinkel tritt in Betriebspunkt OP2, welcher mit der Änderung des Gradienten der Kennlinie zusammenfällt, sowohl bei Rotor 1 wie auch bei Rotor 2 eine Druckschwungung mit einer subsynchronen Frequenz auf. Die Frequenzen der Druckschwungung unterscheiden sich bei den Laufradvarianten. Abb. 6-23 zeigt das originale und das gefilterte Zeitsignal der Drucksensoren im kranzseitigen Leitschaufelbereich für beide Laufradvarianten. Erkennbar ist eine in Drehrichtung umlaufende Druckschwankung mit einer Frequenz von etwa 60% der Rotorfrequenz. Leitet man jedoch den Stallwinkel δ_{RS} , durch Verbinden der einzelnen Druckspitzen der Zeitverläufe ab, so kann folgende Frequenz f_{RS} der rotierenden Ablösung abgeschätzt werden ([51], [55]):

$$f_{RS} = \frac{1}{\tan(\delta_{RS})} = \frac{4K1 - K9}{T_{RS}} = \frac{54^\circ}{360^\circ} \times f_n \approx 0,15 \times f_n \quad (6.3)$$

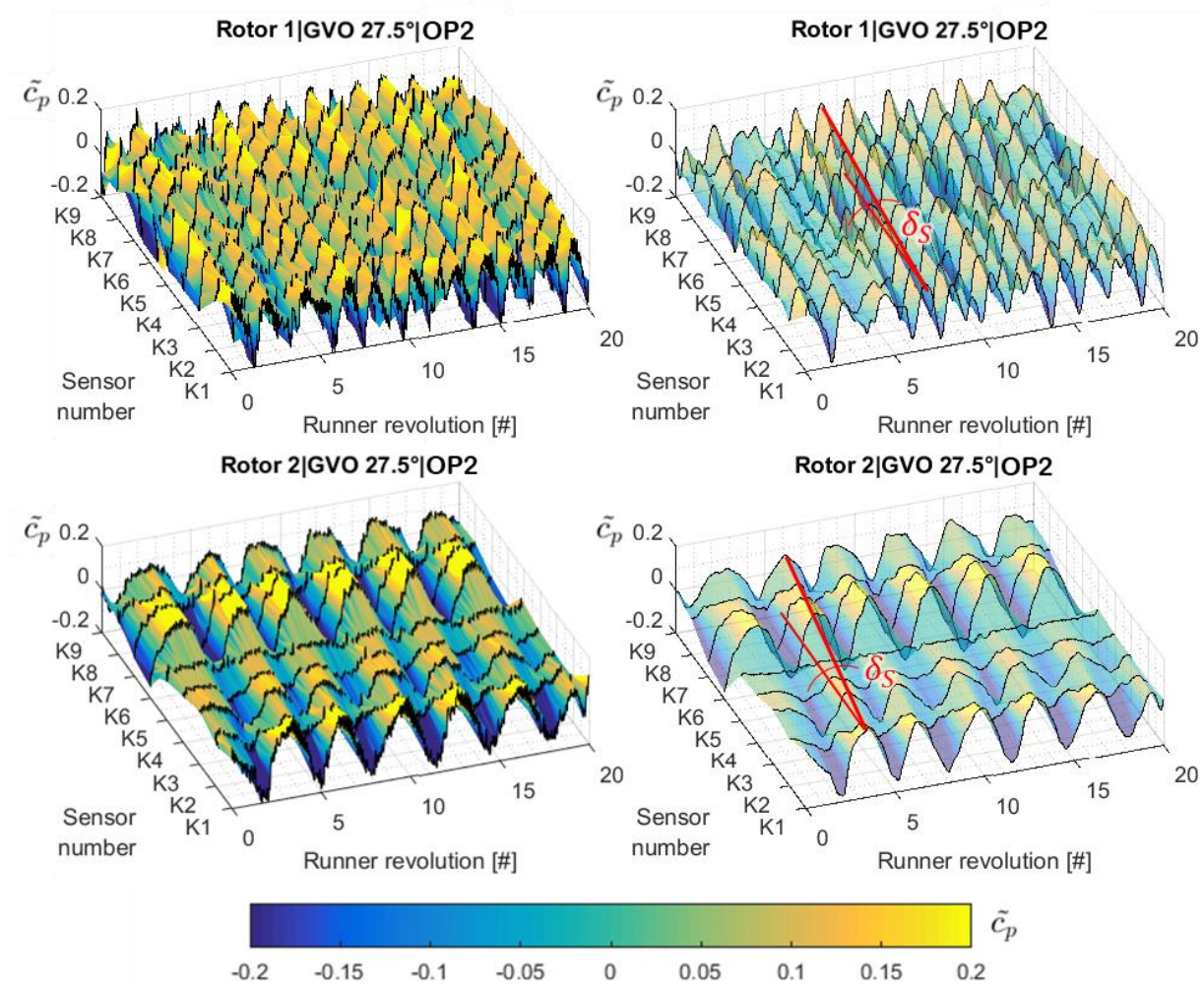


Abb. 6-23: Zeitverlauf der ungefilterten und gefilterten Druckpulsationen von Rotor 1 und Rotor 2 über drei Leitschaufelkanäle in OP2 (GVO $27,5^\circ$)

Dabei entspricht der Winkel zwischen den Sensorpositionen K1 und K9 wieder 54° und die Stall-Zeit T_{RS} entspricht der Verschiebung der Druckschwingung. Die deutliche Druckspitze läuft während einer Laufradumdrehung um den Bogenwinkel von 54° weiter. Daraus lässt sich schlussfolgern, dass vier Ablösezellen symmetrisch mit einer Frequenz von $0,15x f_n$ am Umfang umlaufen. Die im Stator gemessene Frequenz ergibt sich aus dem Produkt der Anzahl der Ablösungen z_{RS} mit der Umlauffrequenz f_{RS} .

$$f = z_{RS} \times f_{RS} = 4 \times f_{RS} = 0,6 \times f_n \quad (6.4)$$

Das Frequenzverhältnis der im Absolutsystem in Drehrichtung umlaufenden Störung korreliert mit den Werten anderer Forschungsarbeiten ([20], [55], [67], [53], [52]). Die Ursache für die sukzessive Zunahme der Stall-Zellen kann in der unterschiedlichen Druckverteilung über dem Umfang im schaufellosen Ringraum liegen. Auch inhomogene Geschwindigkeitsverteilungen, welche zu lokalen Schwankungen der Strömung führen oder geometrischen Toleranzen können als Ursachen genannt werden. Auch für Rotor 2 ist der Zeitverlauf der Druckpulsation im Original und gefiltert dargestellt. Im Gegensatz zu Rotor 1 tritt die rotierende Ablösung mit einer deutlich geringeren überlagerten Frequenz von 30% der Drehzahl des Rotors auf. Äquivalent zu Rotor 1 kann aus dem Stallwinkel δ_{RS} ein Frequenzverhältnis von $f_{RS}=0,075x f_n$ abgeleitet werden. Daraus resultieren wieder vier Rotating Stall-Zellen im schaufellosen Ringraum. Eine detaillierte Beschreibung der auftretenden Frequenzspitzen ist in der spektralen Analyse in Kapitel 6.2.8 gegeben.

In Abb. 6-24 sind die Druckpulsationen im Saugrohrkonus für den stabilen und instabilen Betrieb von Rotor 1 dargestellt. Auch mit einer angepassten Skala des Druckpulsationskoeffizienten sind im stabilen Betriebspunkt OP2 neben dem Drehklang keine auffälligen Druckpulsationen zu erkennen.

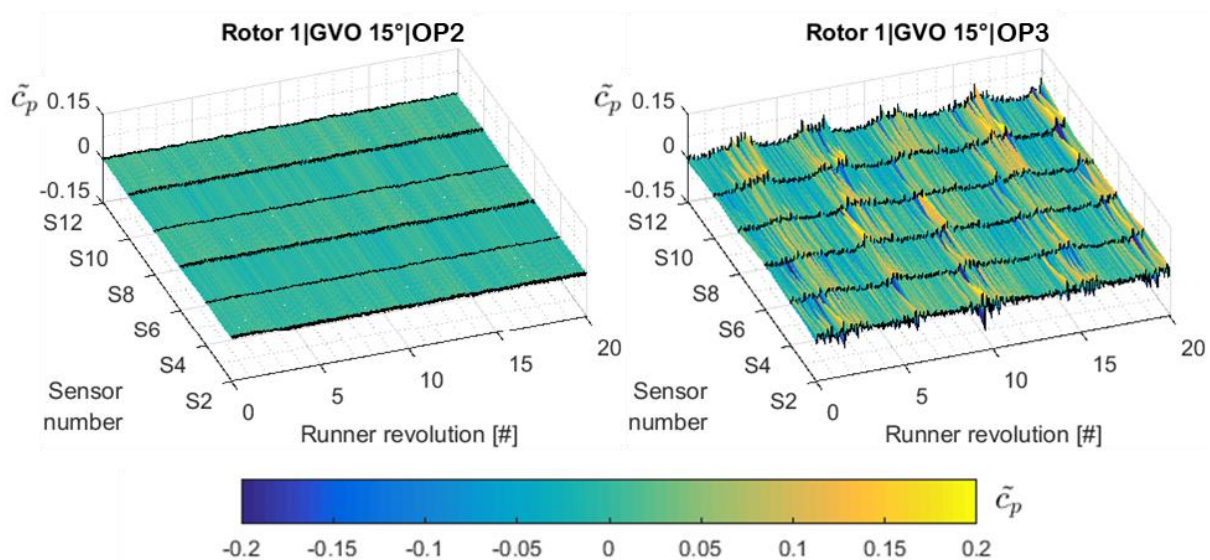


Abb. 6-24: Zeitverlauf der ungefilterten und gefilterten Druckpulsationen im Saugrohrkonus von Rotor 1 in OP2 und OP3 (GVO 15°)

Das Druck-Zeitsignal des Betriebspunktes OP3 dagegen zeigt Druckpulsationen mit hohen Unterdruckspitzen, welche mit ca. 20% der Drehfrequenz an den Drucksensoren vorbeilaufen und eine eindeutige Periodizität aufweisen. Ab diesem kritischen Betriebspunkt ist dieses

Drucksignal dem Drehklang überlagert. Anhand der qualitativen Visualisierung konnte diese Unterdruckspitze umlaufenden und zusätzlich rotierenden Wirbelkernen zugeschrieben werden.

Zusammenfassung

Die zeitliche und räumliche Analyse der dynamischen Druckwerte erlaubte die Erfassung von rotierenden Stall-Zellen, welche Druckpulsationen mit Frequenzen von 20–60% der Drehfrequenz erzeugten. Im Sattel der Kennlinie bei 15° Leitschaufelöffnung bildete sich eine subsynchrone Druckschwungung, welche durch eine rotierende Ablösung verursacht wurde. Aus dem Verhältnis des Phasenversatzes von Stall-Zelle und Laufrad konnte auf eine einzelne Stall-Zelle, welche mit 30% der Drehfrequenz umläuft, geschlossen werden. Die Zahl der abgelösten rotierenden Stall-Zellen nahm mit abnehmendem Volumenstrom zu. Je nach Betriebspunkt und Leitschaufelöffnung wurden bis zu vier Ablösezellen detektiert. Die vier Ablösezellen liefen symmetrisch verteilt mit einer Frequenz von 15% der Umfangsgeschwindigkeit um.

6.2.8 Spektrale Analyse der Druckpulsationen

Anhand der Transformation der Druck-Zeit-Signale in den Frequenzbereich sollen zusätzliche Informationen gewonnen werden. Den in den statistischen und zeitlichen Analysen dargestellten instationären Strömungsphänomenen soll, wenn vorhanden, ein Fingerabdruck im Frequenzraum zugeordnet werden. Der Druckpulsationskoeffizient wurde nach Gleichung 4.6 berechnet und, wie in Kapitel 4.2.2 beschrieben, nach vorhergehender Signalkonditionierung einer FFT-Analyse unterzogen. Abb. 6-25 gibt eine Übersicht der Betriebspunkte, deren Druckpulsationen in Form von Frequenzspektren dargestellt sind. Die Analysen umfassen sowohl die Druckmessungen im Bereich der Leitschaufeln wie auch jene im Saugrohrkonus des Pumpturbinenmodells. Die Ordinatenachsen der Spektren sind zur Verbesserung der Lesbarkeit unterschiedlich skaliert. Die dargestellte Frequenz wurde mit der Rotordrehzahl normiert, um einen relativen Vergleich der auftretenden Frequenzen zu vereinfachen.

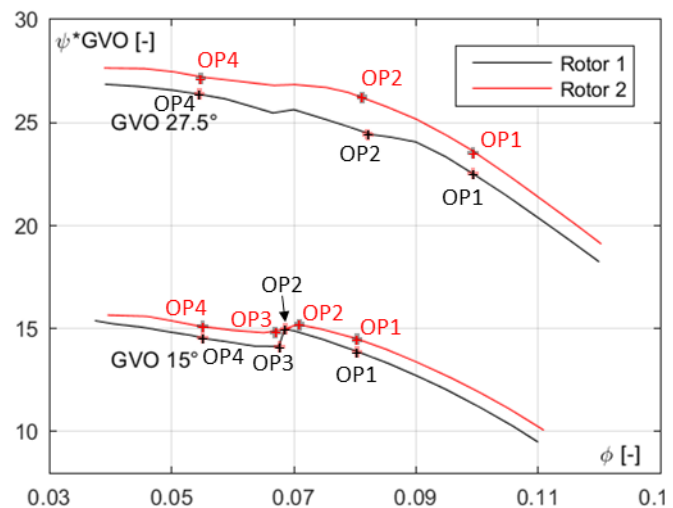


Abb. 6-25: Betriebspunkte der spektralen Analyse

Im Bereich des Leitschaufelrings wurde ein Vergleich eines Sensors nahe am Laufradaustritt mit einem, welcher im Leitschaufelkanal angeordnet war, durchgeführt. So konnte eine räumliche Lokalisierung der detektierten Phänomene durchgeführt werden. In Abb. 6-26 ist eine Gegenüberstellung der auftretenden Pulsationen zwischen einem Sensor (Kranzseite 4), der im schaufelloren Ringraum positioniert war, und einem Sensor im Leitschaufelkanal (Kranzseite 10) dargestellt. Beide Sensoren waren kranzseitig verbaut und zeigen in den definierten Betriebspunkten den Schaufeldrehklang ($f=9x f_n$) als dominierende Frequenz. Auch

dessen erste Harmonische ($f=18xf_n$) ist mit verringerter Amplitude in jedem Betriebspunkt zu erkennen.

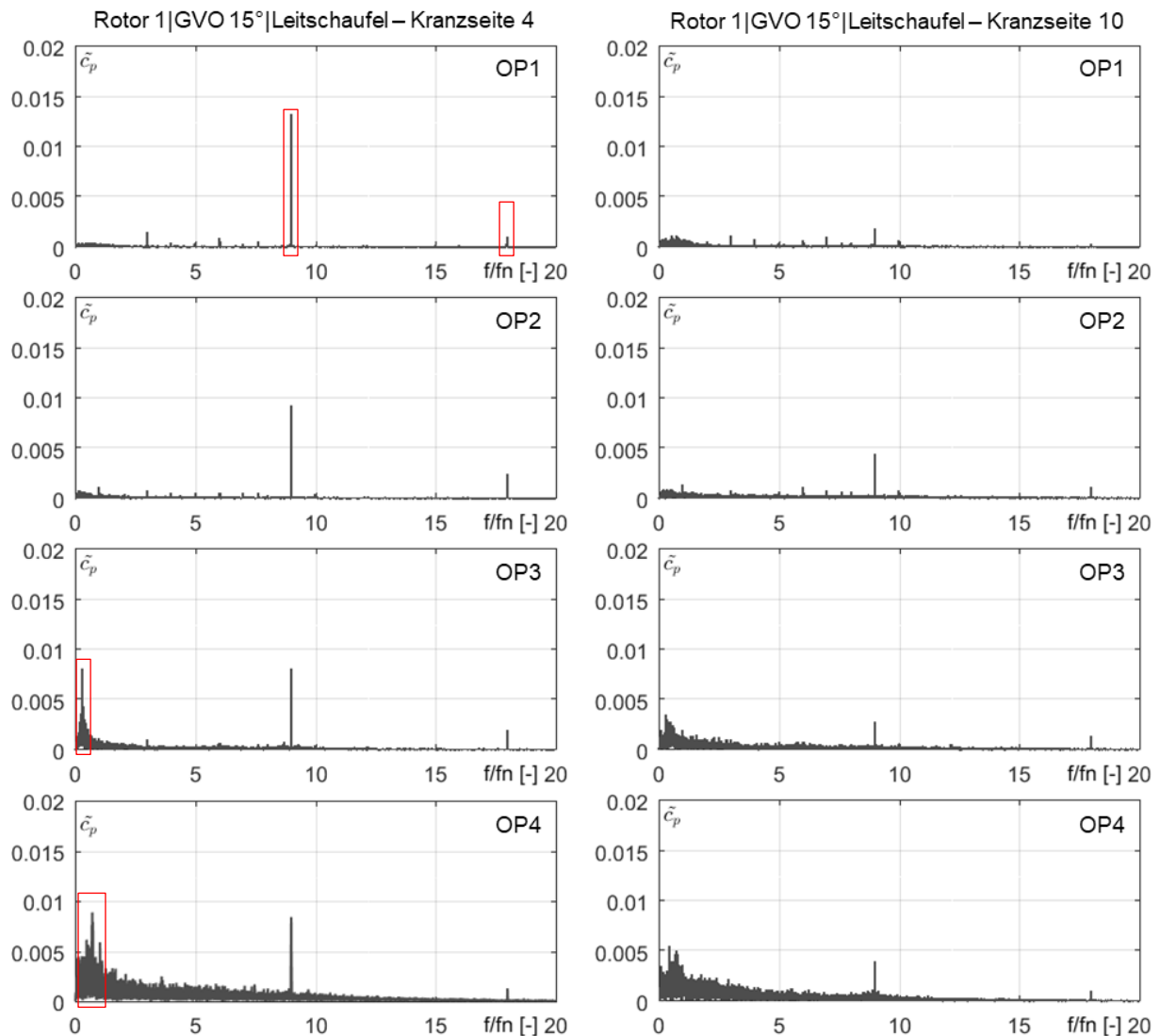


Abb. 6-26: Normalisiertes Frequenzspektrum der Druckpulsationen im Leitapparat von Rotor 1 (GVO 15°)

Im instabilen Betriebspunkt (OP3) ist eine zusätzliche subsynchrone Druckpulsation bei $f=0,28xf_n$ zu erkennen, deren Amplitude das Niveau des Drehklangs besitzt. Dieser Ton im Spektrum ist der Fingerabdruck des Ablöseffekts, welcher im Absolutsystem mit der Drehrichtung umläuft. Im selben Betriebspunkt ist die periodische Druckpulsation im Leitschaufelkanal nicht in diesem Maße zu erkennen, wodurch ihre Quelle im schaufelloren Ringraum vermutet wird. Auch Xia et al. [55] beschreiben die Abnahme des Drehklangs sowie der subsynchronen Frequenz der Ablösung im Leitschaufelkanal. Wird der Betriebspunkt weiter in Richtung Teillast verlagert, ist der einzelne Ton nicht mehr ausgeprägt vorhanden. Ein breitbandiges Spektrum oder Geräusch im Bereich von 20 bis 80% der Drehfrequenz kann detektiert werden. Aus diesem hebt sich ein Klang bei 74% der Drehfrequenz hervor. Der periodische Charakter des Effekts zeigt sich eindeutig nur direkt nach dem Förderhöhen einbruch. Allgemein kann in Teillast eine stochastisch verteilte Zunahme der Frequenzkomponenten im Bereich unterhalb des Drehklangs erkannt werden, die von

Ablösungen im Leitapparat verursacht werden. Auch in der Literatur sind ähnliche Angaben zu finden ([15], S. 671). So erzeugen beispielsweise wechselnde Ablösungen Frequenzen von 2 bis 12 Hz, die breitbandig im Spektrum auftreten.

Auch bei Rotor 2 ist der lokale Schaufeldrehklang dominant – mit Ausnahme des instabilen Betriebspunkts (OP3), in welchem eine subsynchrone Druckschwungung mit einer Frequenz $f=0,21x f_n$ dominiert (siehe Abb. 6-27):

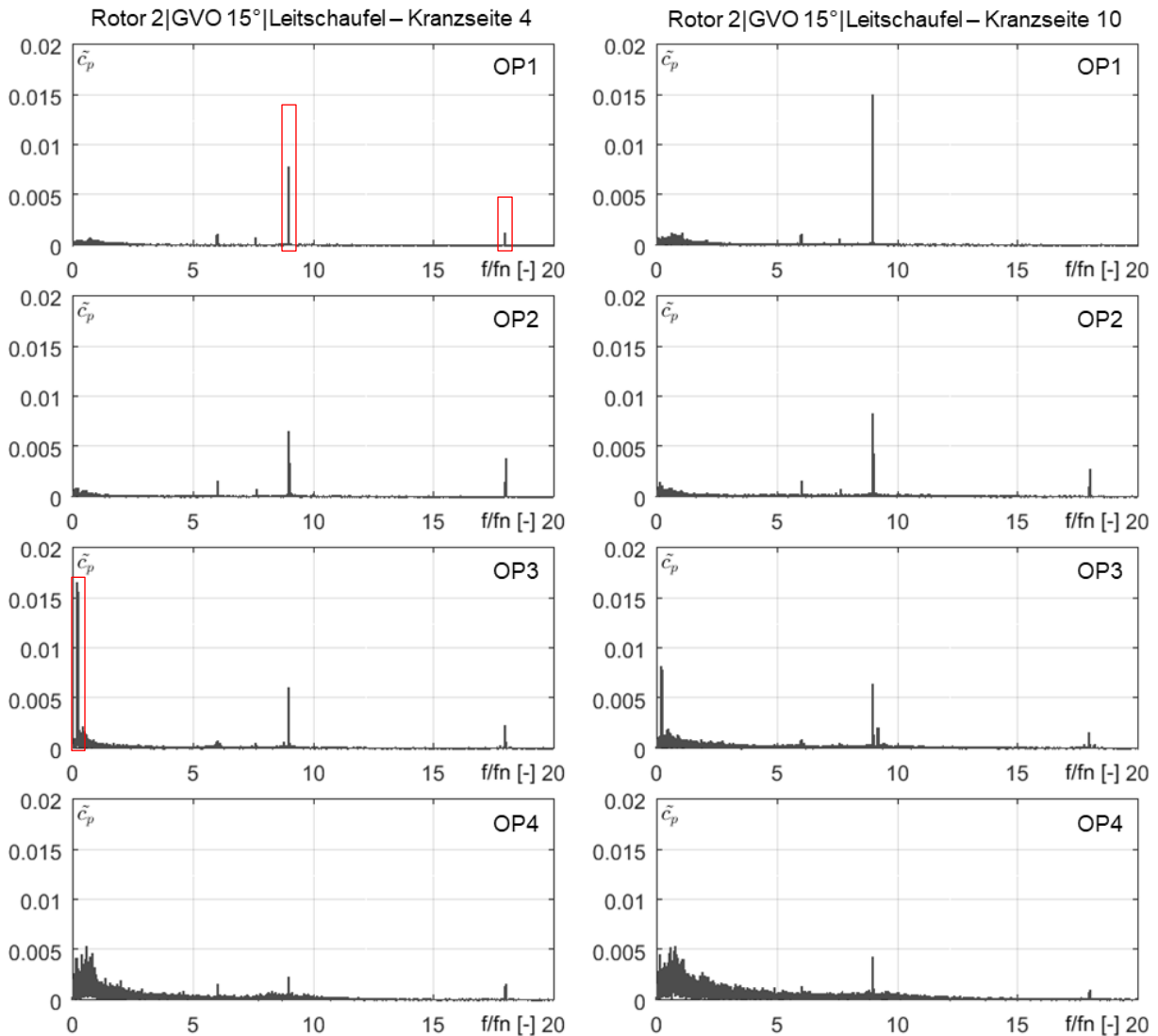


Abb. 6-27: Normalisiertes Frequenzspektrum der Druckschwankungen im Leitapparat von Rotor 2 (GVO 15°)

Die im Frequenzspektrum dargestellte Amplitude des Druckschwankungskoeffizienten setzt sich aus mehreren in der Frequenz minimal verschobenen Einzeltönen zusammen. Wiederum ist im Vergleich der radial versetzten Drucksensoren die Auswirkung der Druckschwankung des näher am Laufrad angeordneten Sensors (Kranzseite 4) ausgeprägter. Auch ist in tiefer Teillast der eher stochastische Charakter der Druckschwankungen im Frequenzspektrum wieder zu erkennen.

Im Vergleich der beiden Laufradvarianten ist bei Rotor 1 ein deutlich stärker ausgeprägter Drehklang an der Kranzseite des Laufradaustritts vorhanden. Dagegen zeigt Rotor 2 in jedem untersuchten Betriebspunkt im Leitschaukelkanal die höhere Amplitude des Drehklangs. Im

instabilen Betriebspunkt ist bei Rotor 2 eine subsynchrone Frequenzkomponente auch im Leitschaufelkanal deutlich zu erkennen. Beide Laufradvarianten verbindet das Auftreten einer periodischen Ablösung im Bereich des schaufellosen Ringraums, wobei der Effekt bei Rotor 2 weiter in den Leitapparat reicht, mit einer geringeren Frequenz umläuft und eine um 96% höhere Amplitude aufweist.

Die unterschiedlichen Frequenzspektren für die untersuchten Betriebspunkte bei einem Öffnungswinkel von $27,5^\circ$ sind in Abb. 6-28 als Vergleich der beiden Laufradvarianten dargestellt. Im lokalen Optimum besitzt Rotor 2 einen höheren Drehklang am Laufradaustritt. Beginnend mit dem Betriebspunkt, der auf der statischen Kennlinie mit einer Abflachung zusammenfällt, tritt subsynchron bei beiden Laufradvarianten eine periodische Druckschwingung mit einer Frequenz $f=0,2x f_n$ bzw. $f=0,26x f_n$ auf. Die Amplitude der Ablösung wird maximal in Betriebspunkt OP2: Rotor 1 zeigt dabei mehrere Einzeltöne im Bereich von 50-60% der Drehfrequenz, während bei Rotor 2 die Umlauffrequenz der Stallzellen in Summe exakt 30% der Drehfrequenz beträgt. Die subsynchronen Druckschwingungen führen zu einer Modulation des Drehklangs. Dies ist erkennbar an den anwachsenden Seitenbändern der neunfachen Drehfrequenz. Im Vergleich sind die auftretenden Pulsationen im subsynchronen Frequenzbereich bei Rotor 1 deutlich stärker ausgeprägt. Zusätzlich treten diese Frequenzspitzen in mehreren Betriebspunkten auf, wogegen Rotor 2 die periodische Druckschwingung nur in einem Betriebspunkt aufweist (siehe Wasserfalldiagramme im Anhang).

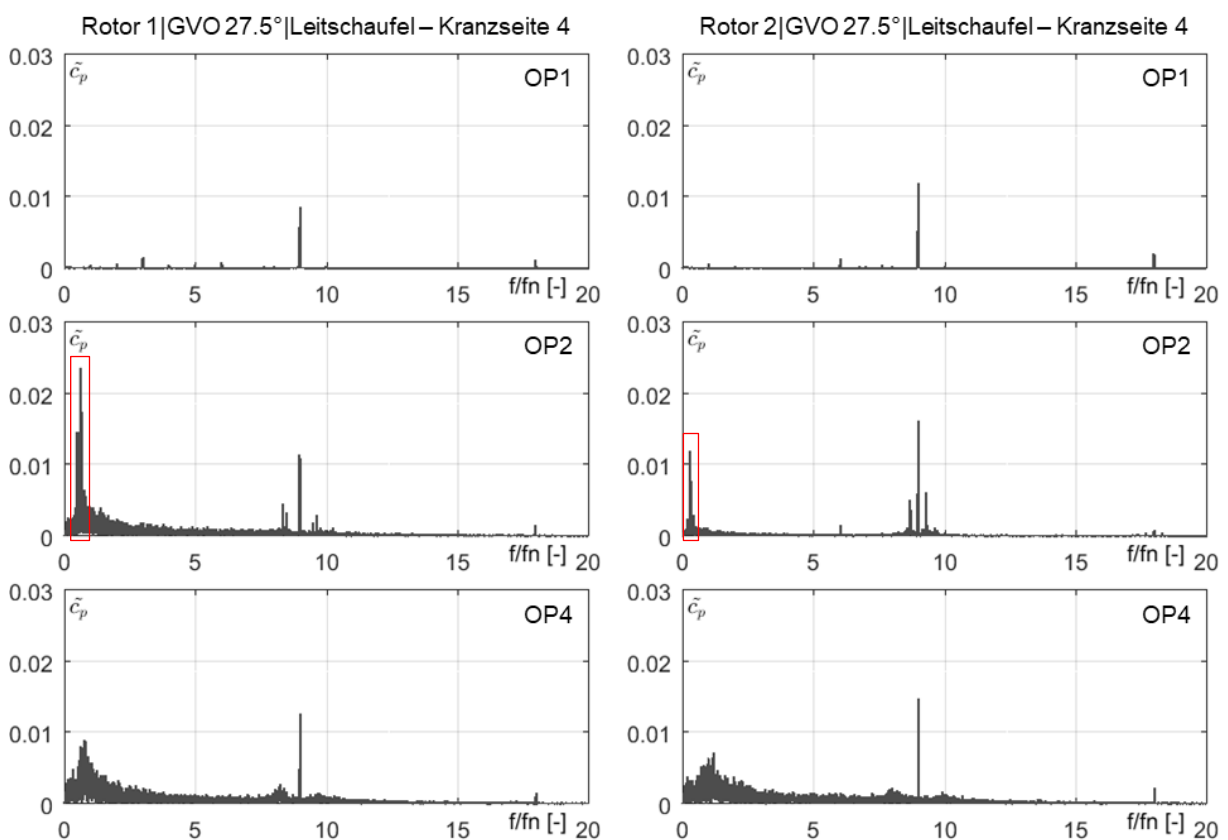


Abb. 6-28: Normalisiertes Frequenzspektrum der Druckschwingungen im Leitapparat von Rotor 1 (GVO $27,5^\circ$)

Abb. 6-29 und Abb. 6-30 zeigen das Frequenzspektrum der Druckpulsationen, welche im Saugrohrkonus detektiert wurden. Es ist ein Vergleich der beiden Laufradvarianten angeführt. Bei einer Leitschaufelöffnung von 15° sind der instabile Betriebspunkt nach dem Förderhöhenabfall (OP3) sowie ein Betriebspunkt bei tiefer Teillast (OP4) dargestellt. Im Vergleich ist der Drehklang auf der Saugseite bei Rotor 2 deutlich stärker ausgeprägt. Diese Erkenntnis deckt sich mit den qualitativen Strömungsvisualisierungen, welche in Kapitel 6.4 beschrieben werden. Im instabilen Betriebspunkt nach dem Förderhöhenabfall (OP3) kann eine subsynchrone Druckschwingung bei 20% der Drehfrequenz mit geringer Amplitude festgestellt werden. Dieses Ergebnis korreliert mit dem Zeitverlauf, welcher in Abb. 6-24 dargestellt ist, und zeigt die Umlauffrequenz der Vorrotation. Auch Edinger [34] schreibt die in einem Pumpsturbinenmodell in Teillast detektierten subsynchronen Frequenzen langsam umlaufenden Wirbelstrukturen zu. Breugelmans und Sen [21] quantifizieren die Frequenz des Vordralleffekts mit 30 bis 50% der Drehfrequenz des Rotors. Bei verringertem Durchfluss ist bei Rotor 1 zusätzlich eine Amplitude bei einer Frequenz $f=0,74x f_n$ sichtbar. Bei Rotor 2 verstärkt sich die Druckschwingung bei 20% der Drehfrequenz dagegen um mehr als 430%. Eine zusätzliche Frequenzspitze mit geringerer Amplitude ist auch bei $f=0,74x f_n$ vorhanden.

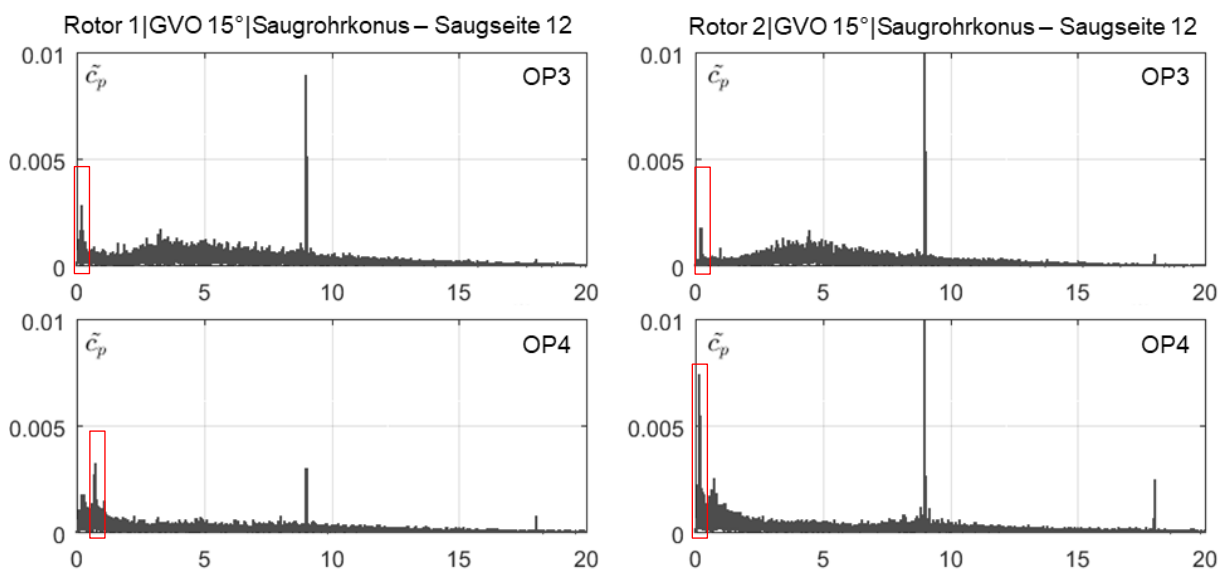


Abb. 6-29: Normalisiertes Frequenzspektrum der Druckpulsationen im Saugrohrkonus beider Laufradvarianten (GVO 15°)

Der Vergleich der Frequenzanalysen der Druckpulsationen auf der Saugseite des Modells bei einer Leitschaufelöffnung von $27,5^\circ$ (Abb. 6-30) zeigt bei beiden Laufrädern nur eine geringe Auswirkung der auf der Druckseite auftretenden Ablösungen. Bei Rotor 1 ist eine geringe Amplitude bei $f=0,74x f_n$ ersichtlich, bei Rotor 2 der in Abb. 6-28 mit 30% der Drehfrequenz umlaufende Effekt. Erst in Betriebspunkt OP4 sind bei Rotor 1 bzw. Rotor 2 starke Amplituden im Frequenzspektrum bei 30 bzw. 14% der Drehfrequenz zu erkennen, welche die Rezirkulation am Laufradeintritt darstellen. Eine Rückwirkung dieser periodischen Effekte auf die Druckseite ist nicht zu beobachten. Ein vollständiger Vergleich der auftretenden Frequenzen auf Druck- und Saugseite des Modells wurde anhand zweier ausgewählter Sensorpositionen durchgeführt. Dabei wurden sämtliche Frequenzanalysen der Betriebspunkte in Form von

Wasserfalldiagrammen dargestellt – mit der Durchflussziffer ϕ als zusätzlicher Achse. Die gesammelten Ergebnisse dieser Analysen sind im Anhang dargestellt.

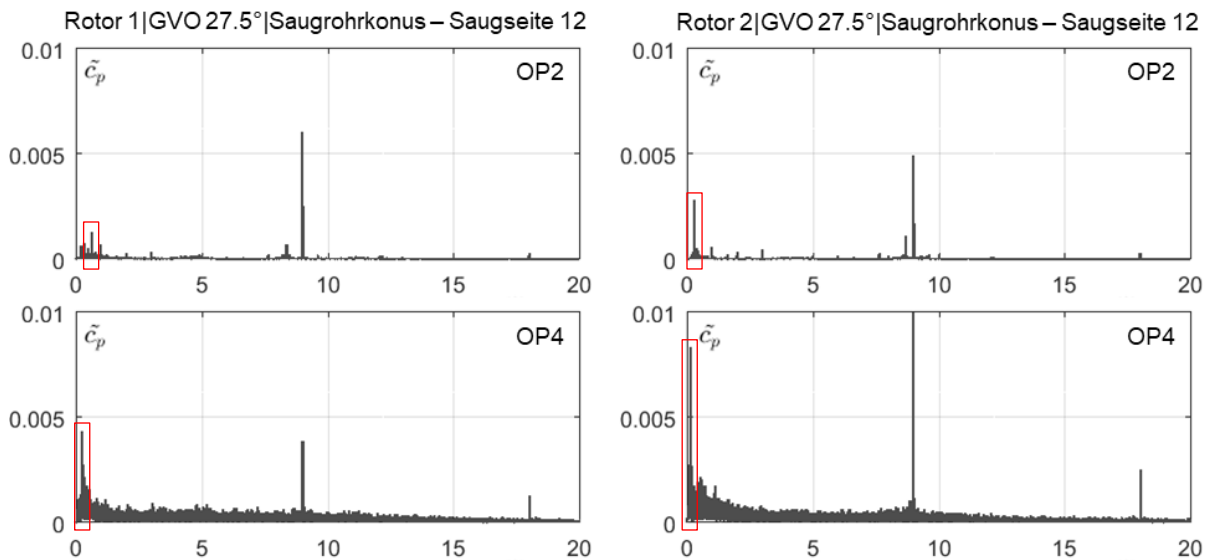


Abb. 6-30: Normalisiertes Frequenzspektrum der Druckpulsationen im Saugrohrkonus beider Laufradvarianten (GVO 27.5°)

Zusammenfassung

Die Transformation der Druck-Zeit-Signale in den Frequenzbereich zeigte den Schaufeldrehklang ($f=9xf_n$) als dominierende Frequenz. Auch dessen erste Harmonische ($f=18xf_n$) ist mit verringerter Amplitude in jedem Betriebspunkt zu erkennen. Im instabilen Betriebspunkt bei GVO 15° war neben dem Drehklang eine zusätzliche subsynchrone Druckpulsation bei $f=0,28xf_n$ zu erkennen, deren Amplitude das Niveau des Drehklangs besitzt. Dieser Ton im Spektrum ist der Fingerabdruck des Ablöseffekts im Laufrad, welcher im Absolutsystem mit der Drehrichtung umläuft. Im selben Betriebspunkt ist die periodische Druckpulsation im Leitschaufelkanal nicht in diesem Maße zu erkennen, wodurch ihre Quelle im schaufelloren Ringraum vermutet wird. Wurde der Betriebspunkt weiter in Richtung Teillast verlagert, war der einzelne Ton nicht mehr ausgeprägt vorhanden. Der periodische Charakter des Effekts zeigt sich eindeutig nur direkt nach dem Förderhöheneinbruch. Allgemein kann in Teillast eine Zunahme der stochastisch bis zum Drehklang auftretenden und somit im Frequenzspektrum verteilten Frequenzkomponenten erkannt werden. Bei 27,5° trat subsynchron bei beiden Laufradvarianten eine periodische Druckschwingung mit einer Frequenz $f=0,2xf_n$ bzw. $f=0,26xf_n$ auf. Rotor 1 zeigt dabei mehrere Einzeltöne im Bereich von 60% der Drehfrequenz, während bei Rotor 2 die Umlauffrequenz der Stall-Zellen in Summe exakt 30% der Drehfrequenz beträgt. Die subsynchronen Druckschwingungen führen zu einer Modulation des Drehklangs. Im Saugrohrkonus konnte im instabilen Betriebspunkt nach dem Förderhöhenabfall eine subsynchrone Druckschwingung bei 20% der Drehfrequenz festgestellt werden, welche der Umlauffrequenz der Vorrotation entsprach.

6.2.9 Transiente Analyse der Kennlinieninstabilität

Eine transiente Untersuchung der Druckpulsationen in den instabilen Betriebsbereichen bei einer Leitschaufelöffnung von 15° wurde zum Vergleich mit beiden Laufradvarianten durchgeführt. Zusätzlich wurden im weiten Betriebsbereich der Leitschaufelöffnung von $27,5^\circ$ die Druckpulsationen von Rotor 1 transient ermittelt. Dabei wurde der Volumenstrom sukzessive reduziert, und während dieses transienten Vorgangs wurden die Druckpulsationen aufgezeichnet. In Abb. 6-31 sind die Kennlinien der beiden Laufradvarianten dargestellt und die ausgewählten Betriebsbereiche für die transiente Analyse überlagert. Abb. 6-32 stellt den zeitlichen Verlauf der lokalen Drucksensoren an unterschiedlichen Positionen im Modell im instabilen Betriebsbereich bei einer Leitschaufelöffnung von 15° von Rotor 1 dar:

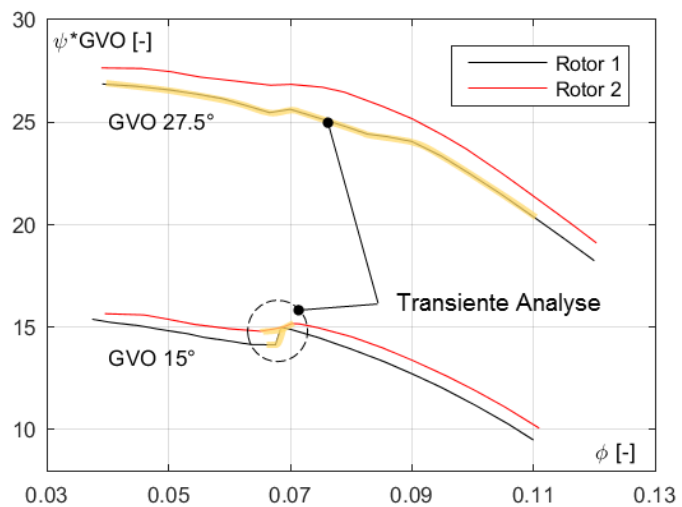


Abb. 6-31: Definition der Betriebsbereiche der transienten Analyse

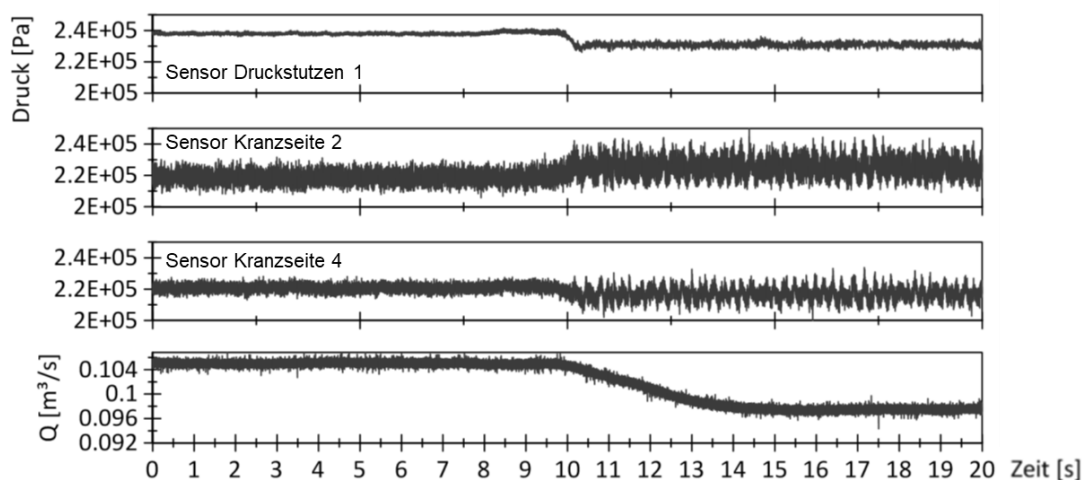


Abb. 6-32: Zeitlicher Verlauf der lokalen Druckwerte während der transienten Analyse im instabilen Betriebsbereich von Rotor 1 (GVO 15°)

Zur Orientierung ist der zeitliche Verlauf des Volumenstromes abgebildet. Beginnend mit dem stabilen Ast der Kennlinie und konstanten Werten, brechen nach zehn Sekunden der Druck gemessen am Druckstutzen und somit die Förderhöhe ein. Zum selben Zeitpunkt beginnt der Durchfluss abzunehmen, welcher nach vier Sekunden wieder einen stabilen Wert annimmt. Bei der Betrachtung der Sensoren, welche im kranzseitigen Bereich der Leitschaufeln positioniert waren, fällt der bereits in Kapitel 6.2.2 im Zuge der statischen Auswertungen erwähnte Unterschied in den Druckverläufen auf. Während jener Sensor, der im Leitschaufelkanal angeordnet war (Kranzseite 4), ebenfalls einen Druckabfall verzeichnet, war an Sensorposition Kranzseite 2 ein Druckanstieg zu erkennen. Dieser Sensor befand sich bei einer Öffnung von

15° direkt an der Eintrittskante der Leitschaufel. Instationäre Strömungszustände und Ablösungen im Inneren des Pumpturbinenmodells führen zu einem Druckabfall am Austritt des Modells, verbunden mit erhöhten Fluktuationen der lokalen Druckmesswerte.

Durch den Vergleich zweier Wanddruckmessstellen wird eine Unterscheidung der Pulsationen ermöglicht, welche auf der Druck- bzw. Saugseite auftreten. Der berechnete Druckpulsationskoeffizient wurde mit Hilfe einer Kurzzeit-Fourier-Transformation (STFT) in ein zeitlich veränderliches Frequenzspektrum transformiert, um eine Information über die Periodizität von auftretenden Strömungseffekten zu erhalten [100]. In Abb. 6-33 sind zwei Periodogramme für je einen am Laufradaustritt auf der Kranzseite positionierten Sensor und einen am Laufradeintritt im Saugrohrkonus positionierten Sensor dargestellt:

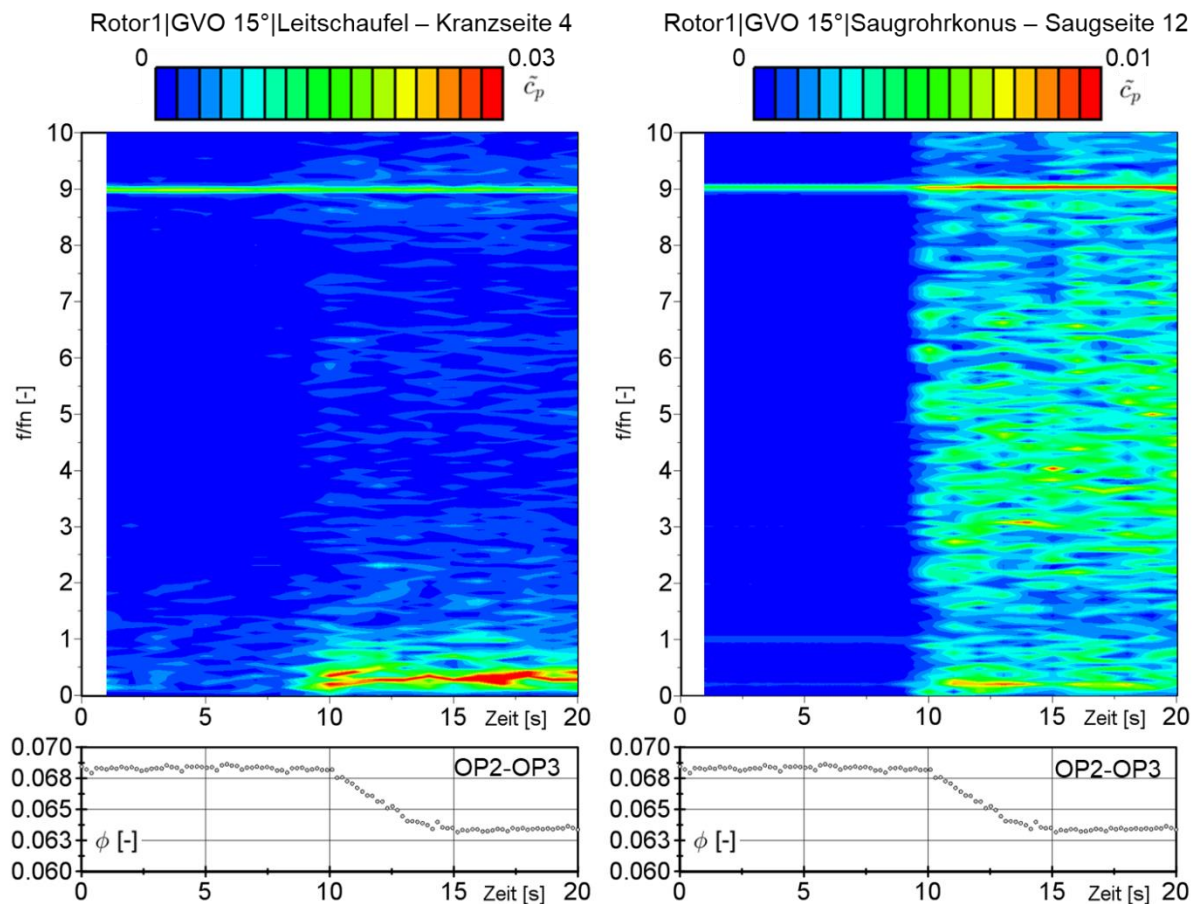


Abb. 6-33: Zeitabhängiges Frequenzspektrum der Druckpulsationen im Leitapparat und Saugrohrkonus von Rotor 1 (GVO 15°)

Die dimensionslose Höhe der ermittelten Amplituden ist durch eine Farbskala ablesbar. Zur besseren Darstellung wurde die Skalierung angepasst. Die an verschiedenen Zeitpunkten ermittelten Frequenzspektren sind als Funktion der Zeit dargestellt. Über dieselbe Zeitspanne ist jeweils der Wert der Durchflussziffer in einem Diagramm aufgetragen. Nach zehn Sekunden stabilem Betrieb, in welchem lediglich der Schaufeldrehklang bei einer Frequenz $f=9 \times f_n$ sichtbar ist, brechen der Volumenstrom und somit die Durchflussziffer ein. Der Beginn der Reduktion des Durchflusses ist verbunden mit hohen Amplituden bei 20 bzw. 40% der Drehfrequenz, welche in eine quasi-periodische Druckschwingung übergehen. Die Druckschwingung hat keine eindeutige Periodizität, und die Frequenz variiert im Bereich von

30% \pm 10% der Drehfrequenz. Die Messergebnisse decken sich mit den Resultaten von Duquesne et al., welche mit einer modifizierten 5-Loch-Sonde die instationären Druckpulsationen in einem Pumpturbinenmodell untersuchten [101]. Diese Druckpulsationen, welche, wie beschrieben, durch die rotierende Ablösung einer Stall-Zelle hervorgerufen werden, sind zeitlich bereits knapp vor dem Einbruch der Durchflussziffer vorhanden. Dadurch lässt sich die Ursache für die Kennlinieninstabilität dem Einsetzen von Rotating Stall zuschreiben. Diese Erkenntnis korreliert mit den Ergebnissen von Jaberg und Hergt [32]. Auch Anciger [54] weist numerisch im Betriebspunkt, kurz bevor die Förderhöhe einbricht, Rotating Stall in Form von drei Stall-Zellen nach. Auf der Saugseite des Modells kann erst bei bereits reduzierter Förderhöhe bzw. Durchflussziffer ein Anstieg der Pulsationen über das gesamte betrachtete Frequenzspektrum ($0 < f/f_n < 10$) erkannt werden. Bei einer Frequenz, welche 20% der Drehfrequenz beträgt, wurde über mehrere Sekunden eine quasi-periodische Druckschwingung erfasst. Die Ursache der zeitlich früheren Erfassung der instationären Druckschwingung am Austritt kann damit erklärt werden, dass die Teillastzirkulation im Laufrad einsetzt und dementsprechend zeitverzögert am Eintritt detektiert wird. Die Amplitude des Drehklangs erfährt in diesem Bereich am Laufradeintritt einen Anstieg um bis zu 100%. Abb. 6-34 zeigt den transienten Vergleich der Frequenzspektren der Druckpulsationen im instabilen Betriebspunkt (GVO15°) beider Laufradvarianten:

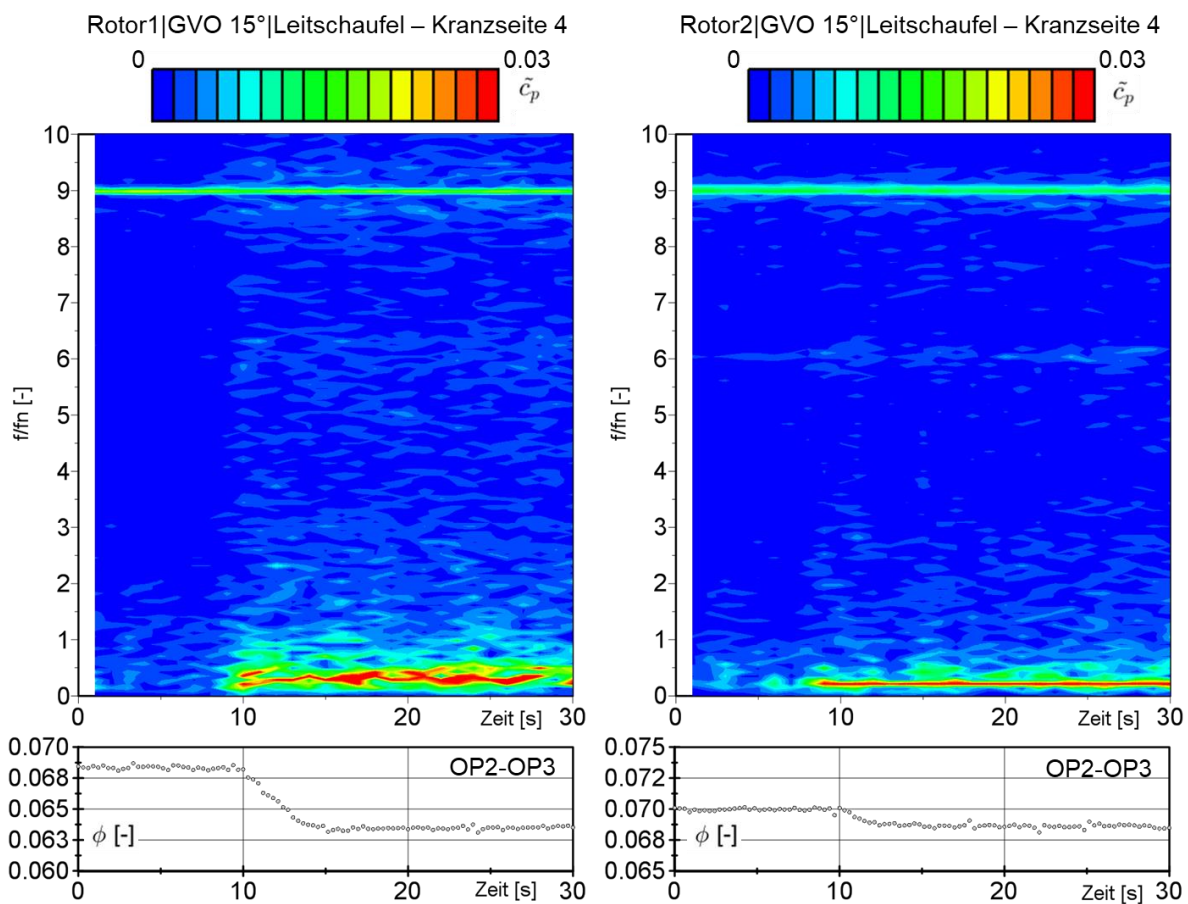


Abb. 6-34: Zeitabhängiges Frequenzspektrum der Druckpulsationen im Leitapparat beider Laufradvarianten (GVO 15°)

In den dargestellten Periodogrammen ist der Schaufeldrehklang bei $f=9xf_n$ unabhängig vom Wert der Durchflussziffer erkennbar. In den zeitlichen Darstellungen der Durchflussziffer ist die geringere Abnahme des Durchflusses bei Rotor 2 erkennbar, welche mit einem ebenfalls geringeren Einbruch der Förderhöhe einhergeht. Rotor 2 zeigt im instabilen Betriebspunkt eine ausgeprägte Amplitude bei 21% der Drehfrequenz. Im Gegensatz zu Rotor 1 ist dieser Effekt eindeutig periodischer Natur, was in der unveränderten Frequenz über die Dauer der Analyse sichtbar ist.

Bei einer Leitschaufelöffnung von $27,5^\circ$ kann, wie in Kapitel 6.2.4 beschrieben, eine eindeutige Trennung der Ablösungen auf der Saugseite und der Druckseite hinsichtlich ihres Auftretens im Kennfeld detektiert werden. Zur besseren Darstellbarkeit sind die Periodogramme in Abb. 6-35 unterschiedlich skaliert. Die Analyse über den gesamten Betriebsbereich soll eine qualitative Beurteilung der auftretenden Effekte und deren Signatur im Frequenzraum ermöglichen. Aufgrund der stetigen Änderung des Durchflusswertes wird das periodische Auftreten von Strömungsphänomenen stark beeinflusst bzw. unterbunden.

Beim kontinuierlichen „Durchfahren“ der Kennlinie mit konstanter Leitschaufelstellung zeigen die transient aufgezeichneten Druckpulsationen bereits nach neun Sekunden bzw. einem Wert der Durchflussziffer $\phi = 0,95$ einen Anstieg der subsynchronen Frequenzamplituden im Bereich der Leitschaufeln. Auf der Saugseite des Modells ist bei identer Durchflussziffer nur eine geringfügige Änderung der auftretenden Pulsationen erkennbar. Wird ein bestimmter Wert der Durchflussziffer erreicht, welcher über die verschiedenen Leitschaufelöffnungen konstant ist, steigen auch im Saugrohrkonus die Druckpulsationen durch die auftretende Rezirkulation abrupt an.

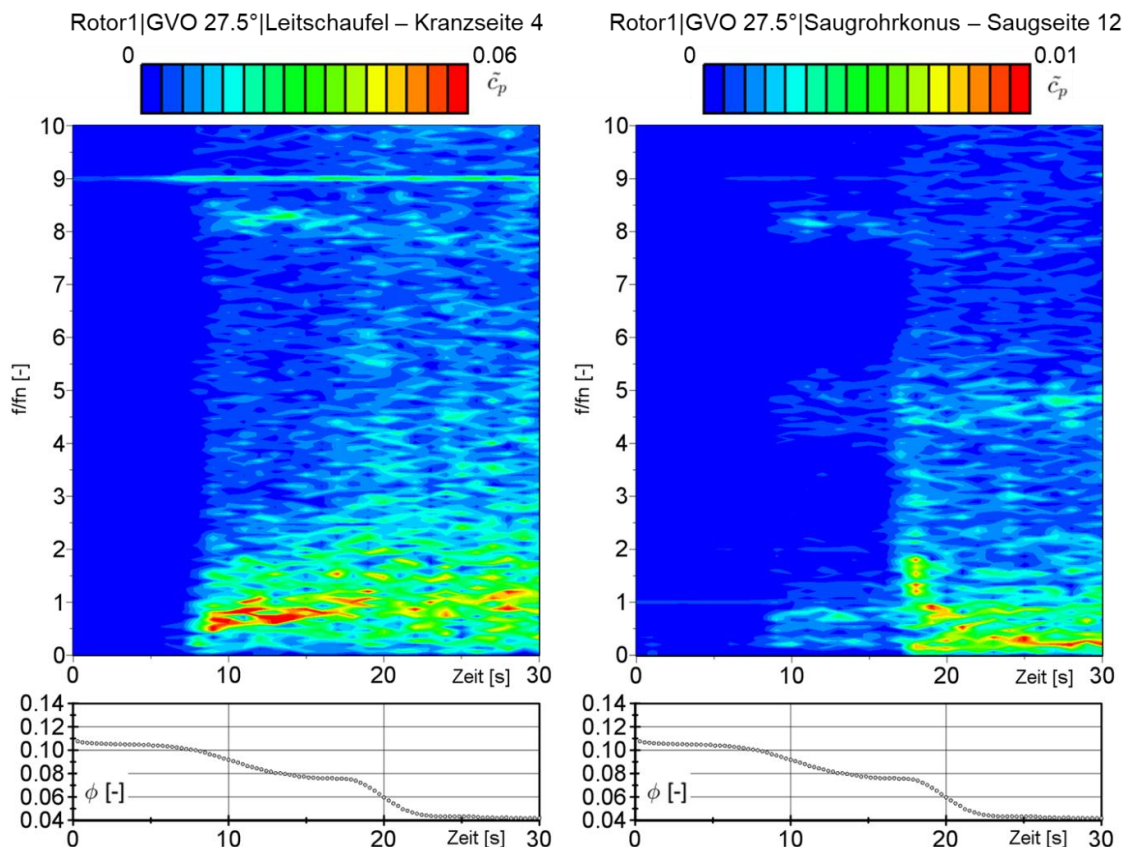


Abb. 6-35: Zeitabhängiges Frequenzspektrum der Druckpulsationen im Leitapparat und Saugrohrkonus von Rotor 1 (GVO $27,5^\circ$)

Auch wenn die Messung der Amplitude von Druckpulsationen aufgrund der äußeren Einflüsse mit großen Unsicherheiten behaftet ist, konnte eine gute Reproduzierbarkeit der Messungen erreicht werden. Durch Reflexionen und andere Systemeinflüsse ist vor allem bei der Ableitung von Aussagen für die Großausführung stets eine statistische Betrachtung anzustellen. Unabhängig davon wurde eine hohe Genauigkeit der Frequenzanalysen erreicht, welche durch einen Vergleich mit der Drehzahlmessung verifizierbar war.

Zusammenfassung

Mit Hilfe von Periodogrammen konnten bei Rotor 1 und 15° Öffnungswinkel Druckschwingungen mit hohen Amplituden bei 20 bzw. 40% der Drehfrequenz gezeigt werden, welche beim transienten Durchfahren der Instabilität in eine quasi-periodische Druckschwingung übergehen. Die Druckschwingung hat keine eindeutige Periodizität, und die Frequenz variiert im Bereich von $30\% \pm 10\%$ der Drehfrequenz. Diese Druckpulsationen sind zeitlich bereits knapp vor dem Einbruch der Durchflussziffer vorhanden. Auf der Saugseite des Modells kann erst bei bereits reduzierter Förderhöhe bzw. Durchflussziffer ein Anstieg der Pulsationen über das gesamte betrachtete Frequenzspektrum ($0 < f/f_n < 10$) erkannt werden. Bei einer Frequenz, welche 20% der Drehfrequenz beträgt, wurde über mehrere Sekunden eine quasi-periodische Druckschwingung erfasst. Rotor 2 zeigt im instabilen Betriebspunkt eine ausgeprägte Amplitude bei 21% der Drehfrequenz. Im Gegensatz zu Rotor 1 ist dieser Effekt eindeutig periodischer Natur, was in einer unveränderten Frequenz über die Dauer der Analyse ersichtlich war.

6.3 Analyse der Leitschaufelmomentmessungen

Analog zu den Druckpulsationsmessungen wurden auch die Leitschaufelmomente unterschiedlichen Auswertungsverfahren unterzogen. Das äquivalente Vorgehen wird mit der identen Ursache der Leitschaufelmomente und der Druckschwingungen begründet. Instationäre Druck- oder Geschwindigkeitsänderungen führen zu Druckpulsationen, welche sich wiederum als Schwingungen im Leitschaufelzapfenmoment niederschlagen. Selbiges gilt für statische Effekte. Ein Vergleich der statischen Leitschaufelmomentmessungen wurde ebenso durchgeführt wie eine Analyse der dynamischen Momente. Eine statistische Betrachtung der Drehmomentmessung in zwei Leitschaufelzapfen erlaubte einen Überblick über die analysierten Kennlinien und die auftretenden Drehmomentschwankungen. Im Zuge der Auswertungen wurden die Ergebnisse der beiden Laufradvarianten miteinander verglichen.

6.3.1 Auswirkung der Instabilität auf die statischen Leitschaufelmomente

Bei der statischen Analyse der Leitschaufelmomentmessung wurde das Leitschaufelmoment über die Messdauer arithmetisch gemittelt und für den jeweiligen Betriebspunkt ausgewertet. Der aus der Kalibration gewonnene Zusammenhang zwischen Drehmoment und Messsignal wurde aufgrund der Einbaulage der Messleitschaufeln im eingebauten Zustand korrigiert. Das Ziel der Betrachtung war, eine Information über den Verlauf des Moments von Überlast bis zu Teillast sowie die Veränderung des Vorzeichens zu erhalten. Wie in Kapitel 3.5 beschrieben, entspricht ein positives Vorzeichen einem schließenden hydraulischen Moment. Die

dargestellten statischen Mittelwerte zeigten im gesamten Betriebsbereich ein reproduzierbares Verhalten. In Abb. 6-36 ist auf der linken Seite der Anstieg des statischen Leitschaufelmoments bei Reduktion der Durchflussziffer (rote Linie, Sekundärachse) für Rotor 1 zu erkennen:

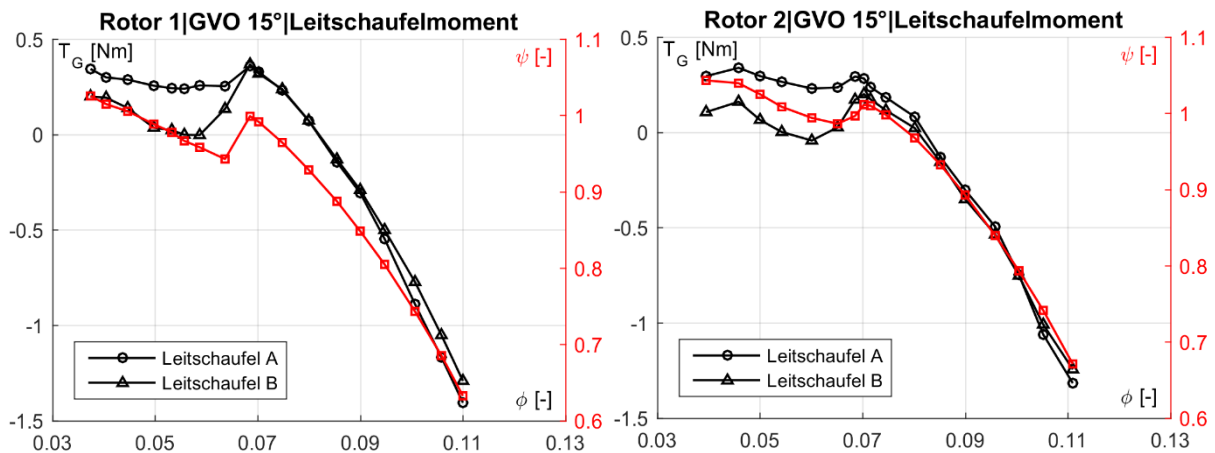


Abb. 6-36: Vergleich der Leitschaufelmomente von Rotor 1 und 2 (GVO 15°)

Die Öffnung der Leitschaufeln war mit 15° definiert. Die beiden um 144° versetzten Leitschaufeln zeigen einen qualitativ ähnlichen Verlauf wie die Druckziffer, welche zur Orientierung dargestellt ist. Bis zur Instabilität ist das Leitschaufelmoment ident. Im lokalen Optimum, bei einer Durchflussziffer von $\phi = 0,80$, wechselt das Vorzeichen des hydraulischen Moments. Im Bereich des lokalen Bestpunkts wirkt kein Drehmoment auf den Leitschaufelzapfen. Mit Einbruch der Förderhöhe bzw. der Druckziffer ändert der Gradient des Leitschaufelmoments sein Vorzeichen. Das Drehmoment an Leitschaufel A (72° versetzt zum Sporn verbaut) fällt geringer ab als jenes von Leitschaufel B (216° versetzt zum Sporn verbaut), welches sich auf nahezu null reduziert. In tieferer Teillast steigt das Leitschaufelmoment beider Zapfen wieder an.

Auf der rechten Seite selbiger Abbildung ist der Verlauf der Leitschaufelmomente bei Laufradvariante 2 dargestellt. Qualitativ dem Verlauf von Rotor 1 ähnlich ist der absolute Wert des Leitschaufelmoments geringer. Auch fällt auf, dass bereits im stabilen Betriebspunkt die Leitschaufelmomentmessung A höhere Werte verzeichnet als jene bei Leitschaufel B. Bei Rotor 1 sind die Werte der zwei Leitschaufelmomente im Betriebspunkt vor der Instabilität ident. Beide Laufradvarianten führen zu einer Änderung des Momentenverlaufs mit dem Einbruch der Druckziffer.

Das statische Leitschaufelmoment bei einer Öffnung von 27,5° wird in Abb. 6-37 gezeigt. Auf der linken Seite der Abbildung ist der mittlere Momentenverlauf der Leitschaufelzapfenmomente als Resultat der Abströmung von Rotor 1 aufgetragen. Beide Leitschaufeln erfahren im Bereich des Optimums einen Wechsel von öffnender auf schließende Tendenz. In Überlast bewirkt das hydraulische Moment ein Öffnen der Leitschaufeln. Äquivalent zu den Analysen der Komponentenkennlinien in Kapitel 6.2.1 ändert auch das Moment an den Leitschaufelzapfen bei einer Durchflussziffer von $\phi = 0,90$ den Gradienten. Leitschaufel B verzeichnet dabei eine stärkere Änderung des Moments als Leitschaufel A, welche näher am Sporn angeordnet ist.

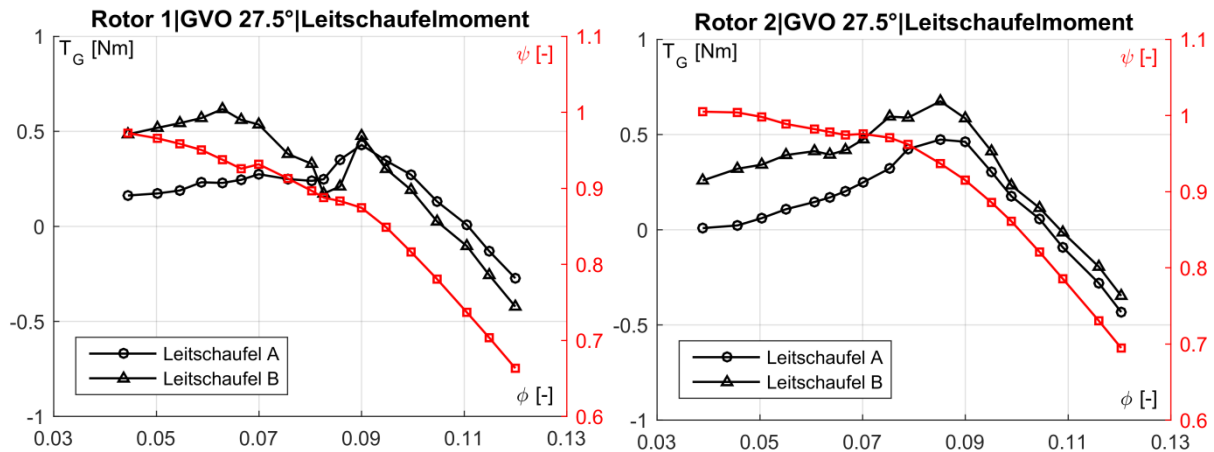


Abb. 6-37: Vergleich der Leitschaukelmomente von Rotor 1 und 2 (GVO 27,5°)

In diesem Kennlinienbereich tritt, wie in Kapitel 6.2.7 beschrieben, die rotierende Ablösung im Leitapparat auf, welche sich offensichtlich auch auf das statische Leitschaukelmoment auswirkt. Nach erneutem Anstieg fällt das Moment bei $\phi = 0,70$ bzw. $\phi = 0,60$ an beiden Leitschaukelzapfen wieder ab. In diesem Betriebsbereich zeigt die Druckziffer einen geringen Einbruch – einhergehend mit erhöhten Druckpulsationen verursacht durch die Rezirkulation auf der Saugseite (siehe Kapitel 6.2.4).

Bei Rotor 2, welcher auf der rechten Seite dargestellt ist, fällt auf, dass die Änderung des Momentenverlaufs beider Leitschaukeln gleichmäßiger verläuft. Wiederum ändert sich der Gradient der beiden Verläufe mit Auftreten von Ablösungen und instationären Strömungen im Bereich der Leitschaukeln. Zusammenfassend kann aufgrund der statischen Leitschaukelmomentmessungen mit Auftreten einer Ablösung am Laufradaustritt ein Unterschied im Leitschaukelmoment an den beiden Messleitschaukeln erkannt werden. Die Messergebnisse der um 144° versetzt eingebauten Leitschaukeln weisen auf eine ungleichmäßige Druckverteilung im Leitapparat bzw. in der Spiralkontur hin.

6.3.2 Analyse der dynamischen Leitschaukelmomente im Kennfeld

Für die Analyse der dynamischen Leitschaukelmomente wurde eine Normierung des Leitschaukelmoments durchgeführt (siehe Kapitel 4.2.1). Der Berechnung des Leitschaukelmomentenfaktors $T_{G,ED}$ folgte zusätzlich die Ermittlung der Standardabweichung $\sigma_{T_{G,ED}}$. Dieses Vorgehen wurde in Anlehnung an die Analyse der Druckpulsationen durchgeführt und ermöglicht einen Vergleich des Strömungszustandes und dessen Auswirkung auf das Leitschaukelmoment im untersuchten Betriebsbereich. Die Standardabweichung des Leitschaukelmomentenfaktors wurde den $\phi - \psi$ -GVO-Kennlinien superpositioniert. In Abb. 6-38 ist ein Vergleich der beiden Laufradvarianten dargestellt:

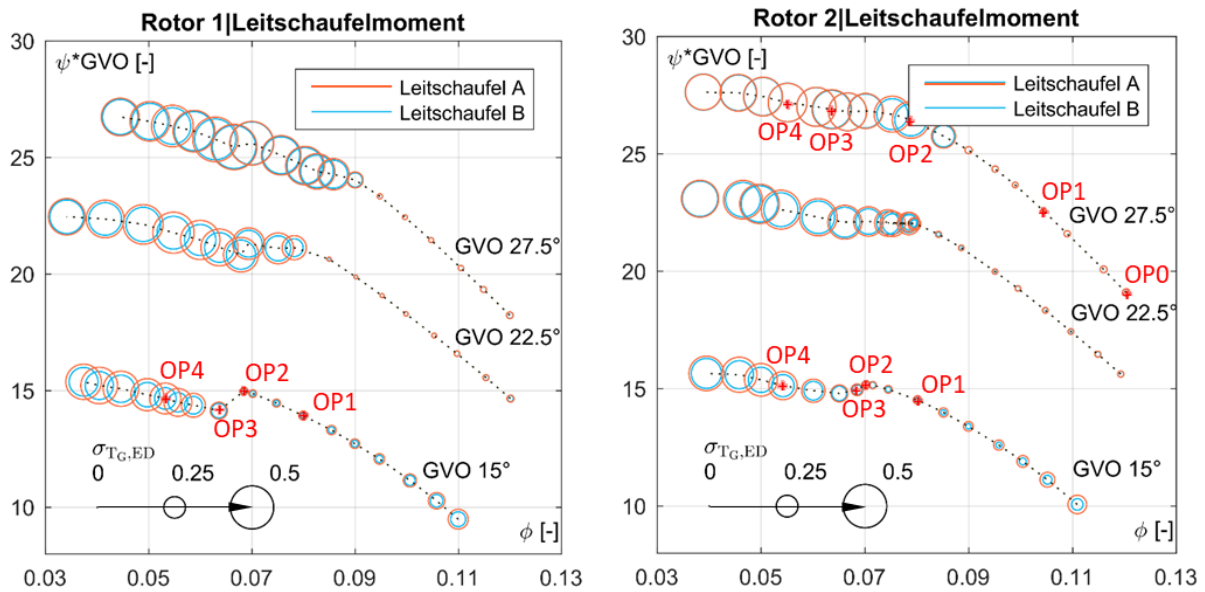


Abb. 6-38: Standardabweichung des dynamischen Leitschaufelmomentes für Rotor 1 und 2

An beiden Leitschaufelpositionen kann eine Zunahme der Drehmomentschwankung in Teillast verzeichnet werden. Je nach Leitschaufelstellung steigt die Standardabweichung um bis zu 840% bezogen auf das lokale Optimum (Rotor 1: GVO 27,5°). Bei einer Öffnung von 15° lassen sich erhöhte Schwankungen auch in Überlast erkennen. Im Vergleich der beiden Leitschaufelzapfen ist die dynamische Auswirkung der instationären Strömungsprofile an Leitschaukel A, welche näher am Sporn positioniert war, stärker. Dieses Erkenntnis ist unabhängig vom Laufraddesign. Im Einklang mit den Ergebnissen für die Druckpulsationen steigen die Schwankungen des Moments mit Einbruch oder Abflachung der jeweiligen Kennlinie. Eine Verlagerung des Anstiegs in Richtung höhere Durchflussziffer ist mit steigender Öffnung ersichtlich. Auch dieses Resultat deckt sich mit den Ergebnissen der Druckpulsationsanalyse.

In den markierten Betriebspunkten aus Abb. 6-38 (GVO 27,5°, Rotor 2) wurde der zeitliche Verlauf der Leitschaufelmomentmessungen betrachtet. Die Betriebspunkte verteilen sich über den gesamten Betriebsbereich. Der zeitliche Verlauf des Leitschaufelmomentes der Messleitschaukel B ist über zehn Laufradumdrehungen dargestellt (siehe Abb. 6-39). In Überlast und im lokalen Optimum ist der Schaufeldrehklang mit neun Schwingungen pro Umdrehung zu erkennen. In Betriebspunkt OP2, welcher mit der Abflachung der Kennlinie zusammenfällt, ist eine tieffrequente Schwingung des Moments ersichtlich, welche bis zu 25% des normierten Leitschaufelmomentfaktors \tilde{c}_{TG} annimmt. Diese quasi-periodische Schwingung kann bei weiter reduziertem Volumenstrom nicht mehr erkannt werden, da stochastische Anteile überhandnehmen. Auch im zeitlichen Verhalten entsprechen die Resultate der dynamischen Leitschaufelmomentmessungen den Ergebnissen der Analyse der Druckpulsationen.

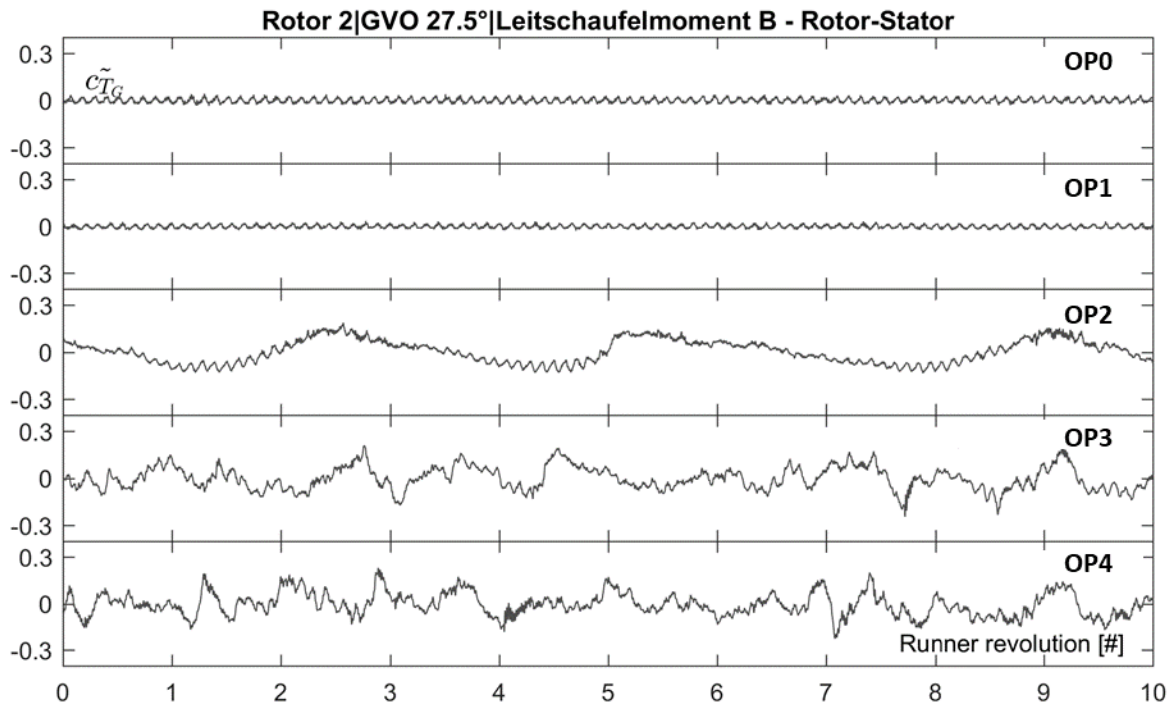


Abb. 6-39: Zeitverlauf des Leitschaufelmoments in verschiedenen Betriebspunkten von Überlast bis Teillast bei Rotor 2 und GVO 27.5°

In Abb. 6-38 (GVO 15°) wurden zusätzlich Betriebspunkte für eine FFT-Analyse der Leitschaufelmomente für beide Laufräder definiert. Auf der Ordinate von Abb. 6-40 ist der normierte Leitschaufelmomentfaktor dargestellt. Die Frequenz wurde wiederum mit der Rotordrehzahl normiert, um einen relativen Vergleich der auftretenden Frequenzen zu vereinfachen. Äquivalent zu den Druckpulsationsmessungen zeigen auch die Leitschaufelmomente den Schaufeldrehklang ($f=9xf_n$) und dessen erste Harmonische ($f=18xf_n$). Im instabilen Betriebspunkt wird bei beiden Laufradvarianten eine zusätzliche Schwingung des Leitschaufelmoments sichtbar. Diese ist in beiden Fällen unterhalb der Drehfrequenz des Laufrades angesiedelt. Bei Rotor 1 beträgt diese Frequenz $f=0,28xf_n$ und bei Rotor 2 $f=0,21xf_n$. Bei beiden Laufradvarianten ist die Amplitude höher als das Niveau des Drehklangs. Auch diese Ergebnisse stimmen mit den Frequenzanalysen der Druckpulsationsmessungen überein. Bei Rotor 1 verlagert sich der Klang zu einer höheren Frequenz bei 74% der Drehfrequenz. Diese Frequenzkomponente wurde auch bei der Analyse der Druckpulsationen detektiert.

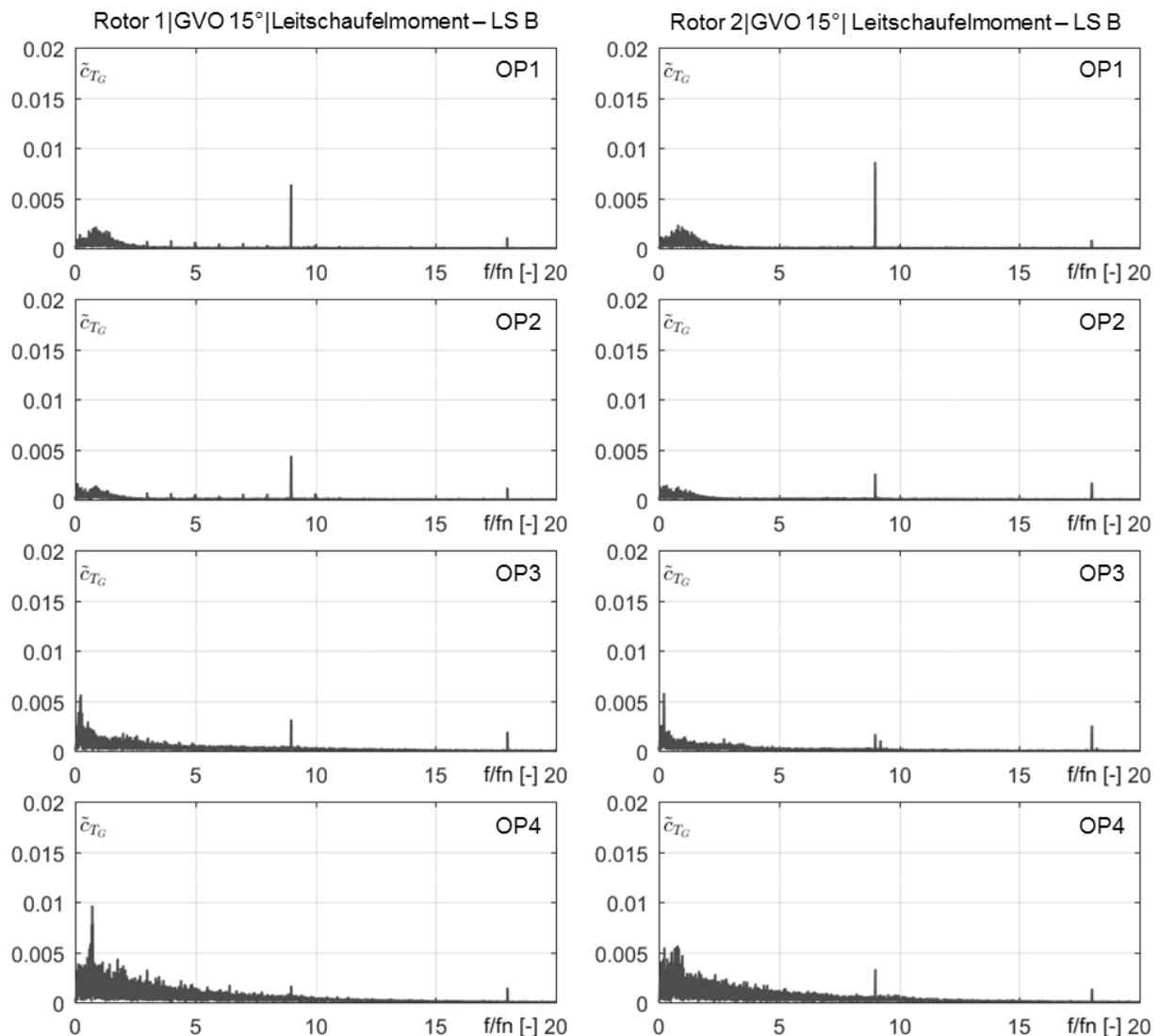


Abb. 6-40: Normalisiertes Frequenzspektrum des dynamischen Leitschaufelmoments (GVO 15°)

Zusammenfassung

In Überlast bewirkt das hydraulische Moment ein Öffnen der Leitschaufeln. Im Bereich des Optimums geschieht ein Wechsel von öffnender auf schließende Tendenz, und es wirkt kein Drehmoment auf den Leitschaufelzapfen. Mit Einbruch der Förderhöhe bei 15° Leitschaufelöffnung bzw. der Druckziffer ändert der Verlauf des Moments der Leitschaufelzapfen die Tendenz. Das Drehmoment an der Leitschaufel, welche näher am Sporn verbaut war, fällt dabei geringer ab als jenes der Leitschaufel, welche 216° vom Sporn versetzt war. In tieferer Teillast steigt das Leitschaufelmoment beider Zapfen wieder an. Bei einer Leitschaufelöffnung von 27,5° wirkt sich die rotierende Ablösung im Leitapparat deutlich auf das statische Leitschaufelmoment aus. Die Rezirkulation am Laufradeintritt und deren Auswirkung auf die Laufradabströmung dagegen hat nur einen geringen Einfluss auf das statische Leitschaufelmoment. Im Vergleich der beiden Laufradvarianten fällt auf, dass mit eingebautem Rotor 2 zwar genauso Ablösungen, Rezirkulationen und instationäre Strömungszustände, welche sich auf die Druckpulsationen oder Leitschaufelzapfenmomentmessungen auswirken, auftreten, diese sich jedoch kontinuierlich aufbauen und keine abrupten Änderungen aufweisen.

6.4 Qualitative Strömungsvisualisierung der instabilen Betriebsbereiche

Mit der Analyse der durchgeführten Highspeed- sowie stroboskopischen Strömungsvisualisierungen soll eine qualitative Aussage über die vorherrschenden Strömungsmuster am Ein- und Austritt des Pumpsturbinenmodells ermöglicht werden. Sekundärströmungen in Form von Wirbel, welche durch Scherströmungen und Ablösungen verursacht werden, können durch Absenkung des Systemdrucks sichtbar gemacht werden. Dabei werden nicht die Wirbel selbst, sondern die kavitierenden Wirbelkerne fotografisch erfasst, um Hinweise über die Strömungssituation zu bekommen. Die so gewonnenen Erkenntnisse gaben Auskunft über die Positionierung der Lasermessebenen der Particle Image Velocimetry.

Die Methode der Strömungssichtbarmachung mit Kavitation wurde bereits in mehreren wissenschaftlichen Arbeiten genutzt [102]. Kavitation entsteht durch lokales Unterschreiten des statischen Drucks unter den Verdampfungsdruck des Wassers. Starke Neigung zu Kavitation besteht im Pumpbetrieb bei der Umströmung der Schaufeleintrittskante und der Energieübertragung der Laufschaufel auf das Medium. In die so entstandenen Blasen diffundieren die im Wasser gelösten Gase hinein. Bewegen sich die Gasblasen in einen Bereich höheren Drucks, kollabieren sie implosionsartig. Durch den Kollaps wird der Inhalt so stark komprimiert, dass hohe Drücke (100–1000 bar) und hohe Temperaturen (>1000 K) entstehen. Durch die dabei hervorgerufenen Schockwellen und Flüssigkeitsjets können Partikel aus festen Oberflächen heraus gelöst werden. Kavitation kann aber auch an anderen Stellen, an welchen der statische Druck örtlich absinkt, entstehen. Im Zuge der qualitativen Strömungsvisualisierungen wurden unterschiedliche Kavitationszustände auf der Saugseite und auch auf der Druckseite des Pumpsturbinenmodells detektiert. Voraussetzung für die Strömungsbeobachtung war, dass die verursachte Kavitation die Strömungsmuster selbst nicht oder nur geringfügig beeinflusst. Durch sukzessive Reduktion des Systemdrucks wurde darauf geachtet, die entstehende Kavitation gering zu halten. Wurde der absolute Druck im Prüfstand zu stark abgesenkt, war eine aussagekräftige Analyse der Strömungsmuster nicht mehr möglich.

6.4.1 Rückströmungsformen bei 15° Leitschaufelöffnung

Abb. 6-41 zeigt einen Auszug der qualitativen Strömungsvisualisierung für Rotor 1 bei einer Leitschaufelöffnung von 15° . Dargestellt sind die zwei den Förderhöhenabfall begrenzenden Betriebspunkte (OP2 und OP3). Die detaillierten Informationen zu den Betriebspunkten sind im Anhang in Tabelle Tab. A-1 aufgelistet.

Die Abbildungen zeigen sowohl den Austritt als auch den Eintritt des Laufrades aus unterschiedlichen Betrachtungsrichtungen. Der Blickwinkel in radiale Richtung war auf den Laufradaustritt, vorbei zwischen zwei Stützschaufeln und durch zwei Acrylglasleitschaufeln, gerichtet. Die Ein- und Austrittskante der Leitschaufeln überdeckten sich und sind als vertikale Teilungslinie erkennbar. In axialer Blickrichtung sind auf der Druckseite zwei Leitschaufeln im Profil erkennbar. Die saugseitigen Aufnahmen wurden durch den transparenten Saugrohrkonus sowie -krümmer gemacht. Sie zeigen den Laufradeintritt aus axialer und isometrischer Richtung.

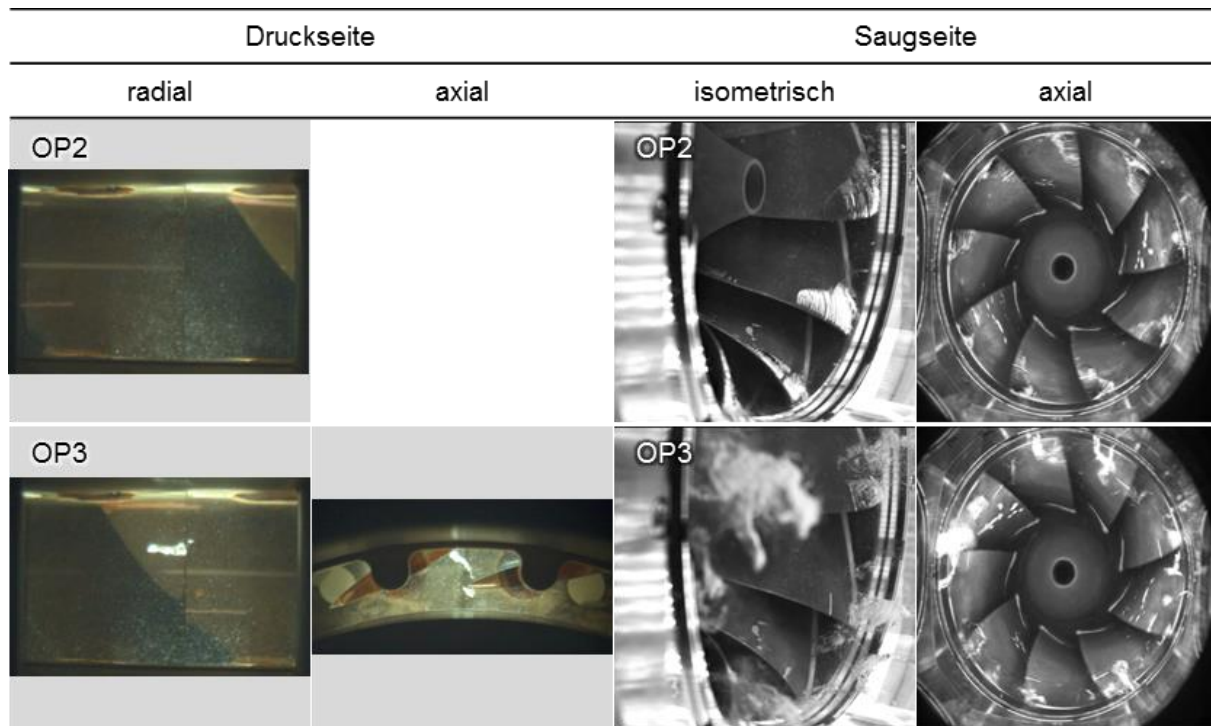


Abb. 6-41: Einzelbilder der qualitativen Visualisierung von Rotor 1 (GVO 15°)

Die oberen Aufnahmen zeigen den Betriebspunkt (OP2), welcher den stabilen Bereich der Kennlinie in Teillast limitiert. Bei einem NPSE-Wert von $40 \text{ m}^2/\text{s}^2$ war deutlich Eintrittskantenkavitation auf der Saugseite des Laufrades zu erkennen. Die Kavitationsblasen erstreckten sich bis zu 50% der Länge der Eintrittskante vom Kranz zur Nabe. Auch nahe der Nabe konnte Kavitation an der Eintrittskante detektiert werden. Die Ursache für das Auftreten der Kavitationsbereiche liegt im Design der Eintrittskante und dem geringen Eintrittswinkel der Strömung in Teillast. Die dadurch hervorgerufenen lokalen Zonen mit geringem statischem Druck begannen zu kavitieren. Die entstehenden Kavitationsblasen folgten gut sichtbar der Kontur der Laufschaufel und lagen an dieser stabil an. Auch wandernde Kavitationsblasen konnten zwischen den Schaufelkanten in den Kanälen beobachtet werden. Im kranzseitigen Spaltbereich am Eintritt des Laufrades konnte keine Kavitation beobachtet werden. Auch ist anhand der auftretenden Kavitation keine Indikation einer Teillastrezirkulation erkennbar. Auf der Druckseite im Bereich des Leitapparates und schaufelloser Ringräume trat in diesem Betriebspunkt auch bei Variation des Absolutdrucks im System keine Kavitation auf.

Direkt im Betriebspunkt, nach dem Kennlinienknick (OP3), wurden die in der Abbildung unten angeordneten Aufnahmen gemacht. Auf der Druckseite sind deutlich Kavitationsblasen erkennbar, wodurch sich die Wirbelkerne lokalisieren lassen. Die Wirbelstrukturen sind ein Indiz für eine stark dreidimensionale Strömung mit Ablösungen und Rezirkulationen im Leitapparat. Die Kavitation setzte am Leitschaufeleintritt an und bildet sich in Form eines Wirbelkerns im Leitschaufelkanal aus. In diesem Betriebspunkt tritt eine lokal begrenzte Rückströmung des Leitschaufelkanals ein. Am Laufradeintritt hoben sich die Kavitationsblasen von der Oberfläche der Laufschaufel ab und erstreckten sich entgegen der Hauptströmungsrichtung in den Saugrohrkonus. Im Gegensatz zum Betriebspunkt im stabilen Betriebszustand folgte die Strömung in diesen Zonen nicht mehr der Schaufelkontur. Im Bereich des äußersten Rohrquerschnitts setzte Rezirkulation ein. Mehrere Wirbelstrukturen entstanden an der Eintrittskante am Außenkranz der Schaufelkanäle als Folge der

Teillastrezirkulation. Die kavitierenden Bereiche der Eintrittskante nahe der Laufradnabe waren nicht mehr vorhanden, weil die Strömung durch den Einschnüreffekt der drallbehafteten Rückströmung in Richtung Nabe abgelenkt wurde. Die Wirbelstrukturen, deren axiale Erstreckung bis in den Schaufelkanal reichte, liefen mit einer deutlich geringeren Frequenz als das Laufrad selbst um. Abb. 6-42 zeigt die zeitliche Entwicklung der Wirbelstrukturen, welche mit der Hochgeschwindigkeitskamera aus axialer Perspektive aufgezeichnet wurden. Aus mehreren überlagerten Aufnahmen ließ sich eine Frequenz von $f=0,20xf_n$ für die umlaufenden Strukturen abschätzen. Dieses Erkenntnis korreliert mit den Frequenzanalysen der detektierten Druckpulsationen im Saugrohrkonus. Da die Wirbelstrukturen mit einer geringeren Drehfrequenz als das Laufrad selbst umliefen, wurden sie kontinuierlich von den Laufradeintrittskanten zerteilt. Dieser Mechanismus erklärt den deutlichen Anstieg der Vibrationen sowie des Geräuschpegels im instabilen Betriebspunkt. Aus der Literatur ist bekannt, dass am Laufradeintritt Kavitationsschäden durch die Teillastrezirkulation hervorgerufen werden können. Die Kavitationsschäden treten laut Fraser dabei am Laufradeintritt meist auf der Druckfläche auf [17]. Diese Beobachtung kann mit den Ergebnissen der Highspeed-Analyse durchaus untermauert werden.

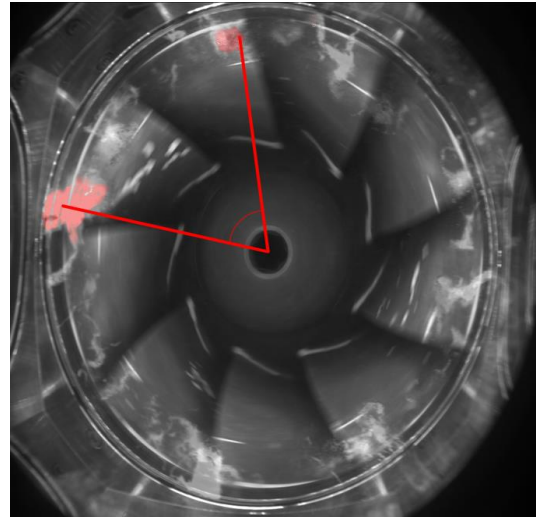


Abb. 6-42: Zeitliche Entwicklung der Wirbelstrukturen

Zusätzlich zur Bewegung in Umfangsrichtung rotierten die Wirbel mit einer wesentlich höheren Frequenz um ihre eigene Achse, was auch von Schiavello und Sen beschrieben wurde [18]. Die beschriebenen Effekte dokumentieren das Entstehen und die Ausbreitung einer Rückströmung im Leitapparat und die Teillastrezirkulation am Laufradeintritt.

In Abb. 6-43 ist ein Auszug der Strömungsvisualisierung für Rotor 2 bei einer Leitschaufelöffnung von 15° abgebildet. Wieder werden die zwei den Förderhöhenabfall begrenzenden Betriebspunkte (OP2 und OP3) dargestellt. Deutlich zu erkennen ist der größere Umschlingungswinkel der Laufschaufeln am Eintritt. Rotor 2 neigte bereits im lokalen Optimum (OP1) an der Kranzseite der Eintrittskanten zu Kavitation.

Die an jeder Laufschaufel auftretenden Kavitationsblasen verstärkten den Drehklang, was in der Frequenzanalyse der Druckpulsationen erkennbar war (siehe Kapitel 6.2.8). Im Gegensatz zu Rotor 1 war keine Kavitation nahe der Nabe zu erkennen. In Betriebspunkt OP2, welcher in der oberen Bildreihe gezeigt wird, ist auf der Druckseite bei einem NPSE-Wert von $44 \text{ m}^2/\text{s}^2$ keine Kavitation zu erkennen. Am Laufradeintritt zeigte sich die Kavitation an den Eintrittskanten der Laufschaufeln nahe der Kranzseite verstärkt. Die Kavitationsblasen, welche 20% der Länge der Eintrittskante bedecken, hoben bereits von der Oberfläche der Laufschaufeln ab. Eine Tendenz zur Rückströmung am Eintritt wird bereits im stabilen Kennlinienast vermutet.

Die an jeder Laufschaufel auftretenden Kavitationsblasen verstärkten den Drehklang, was in der Frequenzanalyse der Druckpulsationen erkennbar war (siehe Kapitel 6.2.8). Im Gegensatz zu Rotor 1 war keine Kavitation nahe der Nabe zu erkennen. In Betriebspunkt OP2, welcher in der oberen Bildreihe gezeigt wird, ist auf der Druckseite bei einem NPSE-Wert von $44 \text{ m}^2/\text{s}^2$ keine Kavitation zu erkennen. Am Laufradeintritt zeigte sich die Kavitation an den Eintrittskanten der Laufschaufeln nahe der Kranzseite verstärkt. Die Kavitationsblasen, welche 20% der Länge der Eintrittskante bedecken, hoben bereits von der Oberfläche der Laufschaufeln ab. Eine Tendenz zur Rückströmung am Eintritt wird bereits im stabilen Kennlinienast vermutet.

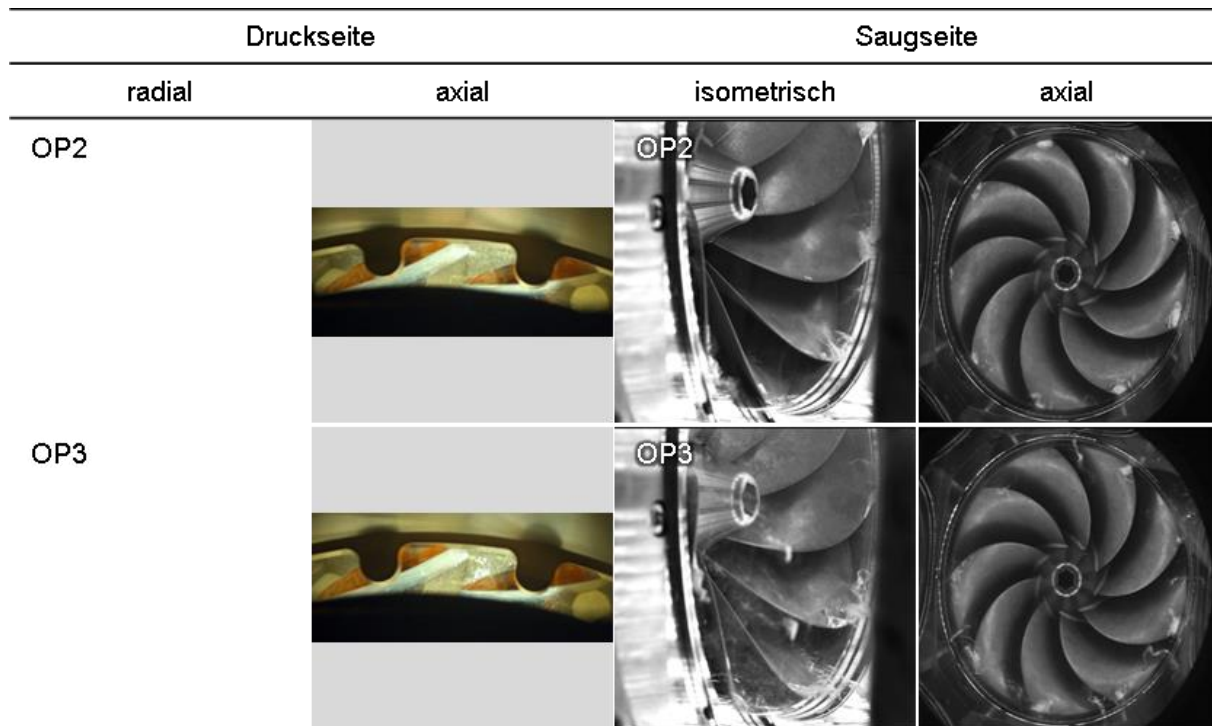


Abb. 6-43: Einzelbilder der qualitativen Visualisierung von Rotor 2 (GVO 15°)

Nach dem Förderhöhenabfall (OP3) zeigten sich die in der unteren Zeile dargestellten Einzelbilder. In regelmäßigem zeitlichem Abstand konnte Kavitation im Leitschaufelkanal erkannt werden. Auf der Saugseite des Laufrades waren am Außenkranz Wirbelkerne durch den lokal unterschrittenen Dampfdruck zu erkennen. Wie bei Rotor 1 erstreckten sich die durch die Rezirkulation hervorgerufenen Wirbelstrukturen entgegen der Hauptströmungsrichtung in den Saugrohrkonus. Die Frequenz der umlaufenden Wirbelstrukturen konnte aus den Aufnahmen wieder mit $f=0,20 \times f_n$ abgeschätzt werden. Die kavitierenden Wirbelkerne selbst hatten im Vergleich zu Rotor 1 eine geringere axiale und radiale Ausdehnung. Außerdem kann aus der qualitativen Strömungsvisualisierung ein mehr verminderter Versperrungseffekt als bei Rotor 1 am Außenkranz detektiert werden. Gülich ([15], S. 227) beschreibt die Entstehung der Rückströmung nicht direkt hinter den Laufschaufeleintrittskanten, sondern im Bereich des engsten Querschnitts, wo die größten Druckunterschiede über der Schaufelhöhe auftreten. Aufgrund der Schaufelkrümmung war eine Visualisierung dieses Bereiches jedoch nicht möglich.

6.4.2 Rückströmungsformen bei 27,5° Leitschaufelöffnung

Bei einer Leitschaufelöffnung von 27,5° wurden bei Rotor 1 die in Abb. 6-44 gezeigten Einzelaufnahmen aus den Videos extrahiert. Die abgebildeten Strömungsvisualisierungen zeigen vier Betriebspunkte (siehe Anhang Tab. A-3). In Betriebspunkt OP2 tritt bei $\phi/\phi_n = 0,9$ eine Abflachung der Kennlinie auf. In diesem Betriebspunkt waren auf der Druckseite des Laufrades Kavitationsblasen im Leitapparat zu erkennen. Die Eintrittskante der optischen Leitschaufel kavitierte auf halber Kanalbreite der Kranzseite.

In Betriebspunkt OP3 ist im Kennlinienverlauf ein Einbruch der Förderhöhe in Teillast vorhanden. Der Knick in der Charakteristik ging einher mit eintretender Rückströmung auf der

Saugseite des Modells. Die Eintrittskante der Leitschaufel auf gesamter Kanalbreite und Wirbelkerne deuteten auf eine Rückströmung im Leitschaufelkanal hin. Bis zu diesem Betriebspunkt war am Eintritt des Laufrades stabil an der Schaufelkontur anliegende Kavitation zu erkennen. Bei dieser Leitschaufelöffnung sind die Strömungsinstabilitäten auf der Druck- bzw. Saugseite voneinander entkoppelt.

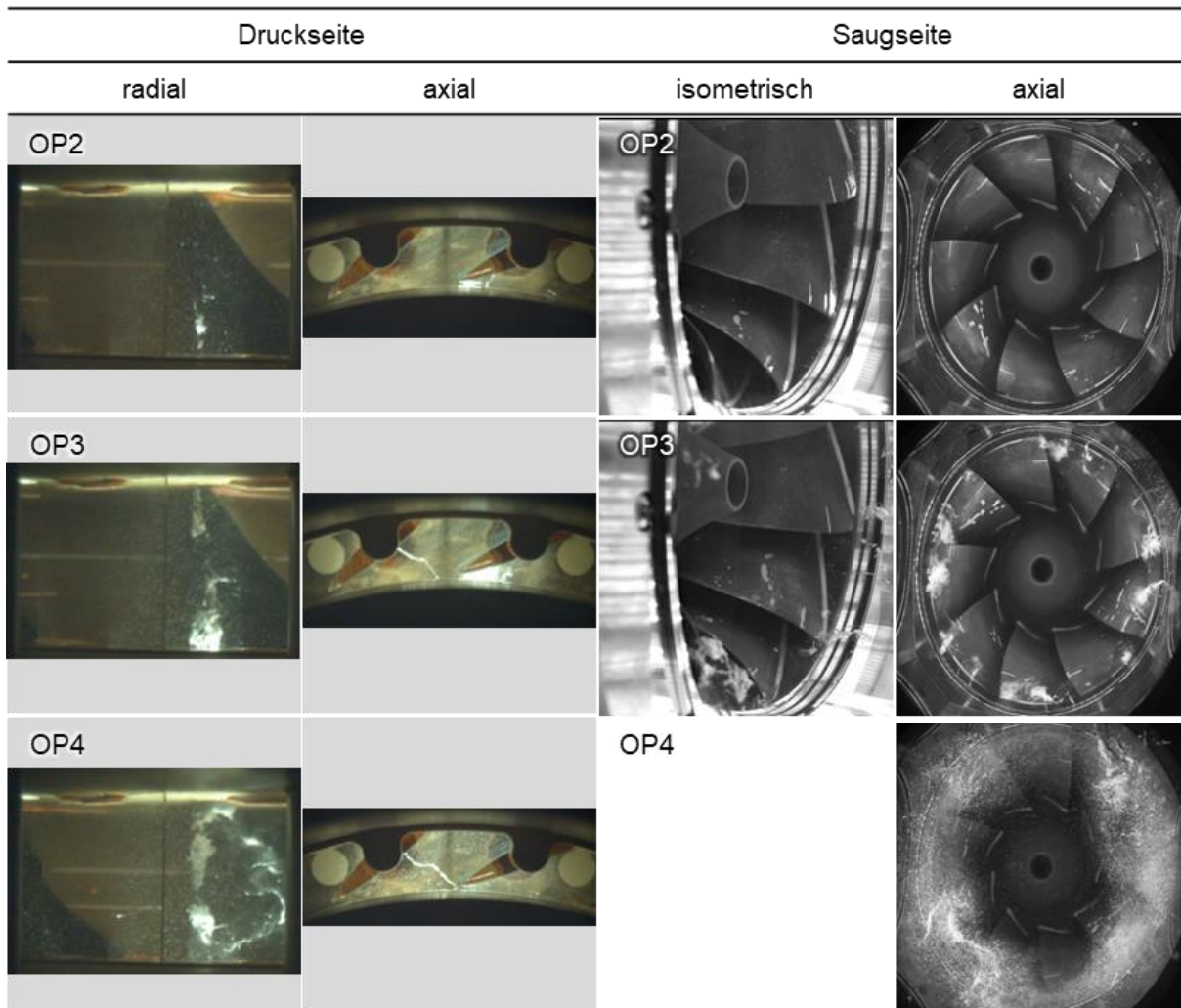


Abb. 6-44: Einzelbilder der qualitativen Visualisierung von Rotor 1 (GVO 27,5°)

In Betriebspunkt OP4 verstärkte sich die Kavitation im Leitschaufelkanal. Im Saugrohrkonus trat eine vollständig abgelöste Strömung auf, welche den gesamten äußeren Querschnitt einnahm. Die einzelnen Wirbelstrukturen hatten eine größere Ausdehnung und formierten eine stabil mit 75% der Drehfrequenz umlaufende ringförmige Struktur am Außenradius.

Für die Leitschaufelöffnung von 27,5° und Rotor 2 zeigt Abb. 6-45 drei Betriebspunkte im Bereich zwischen $\phi/\phi_n = 0,9$ und 0,55. In Betriebspunkt OP2, in welchem sich die Steigung der Kennlinie verringert, ist im Bereich der Leitschaufeln Kavitation zu erkennen. Die Eintrittskante der Leitschaufeln kavitierte verstärkt auf der Kranzseite. Auf der Saugseite wiesen die Eintrittskanten des Laufrades Kavitation nahe der Kranzseite auf. Die Kavitationsblasen waren bereits von der Oberfläche der Laufschaufeln abgehoben. Zusätzlich war auf halber Schaufelhöhe Kavitation zu erkennen. Mit Betriebspunkt OP3 und dem geringfügigen Rückgang der Förderhöhe war eine eindeutige Rückströmung auf der Saugseite des Modells vorhanden.

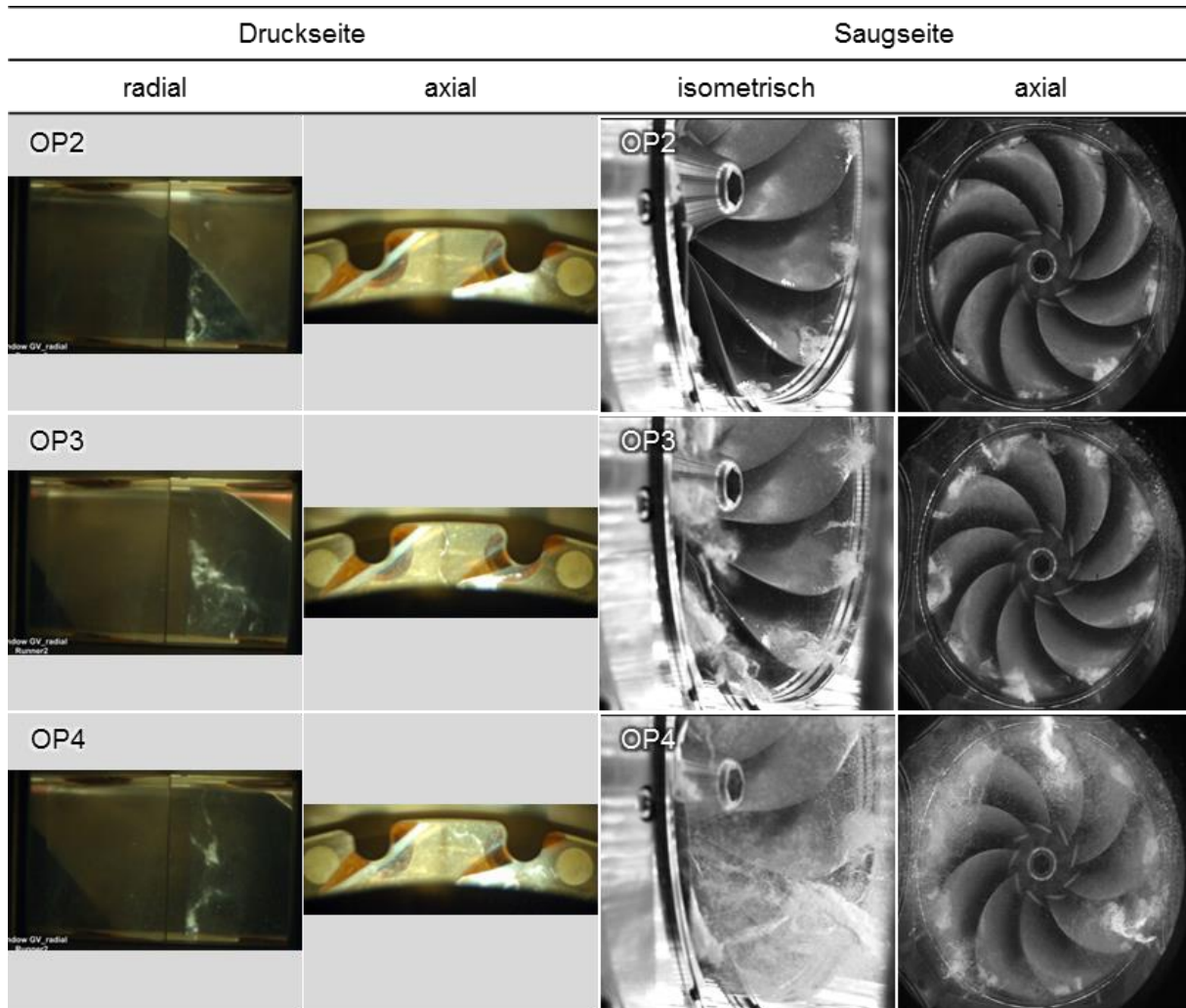


Abb. 6-45: Einzelbilder der qualitativen Visualisierung von Rotor 2 (GVO 27,5°)

Bei geringerem Durchfluss (OP4) verstärkte sich die Kavitation im Leitapparat und verlagerte sich auf die gesamte Kanalbreite. Wirbelkerne, die auf Rezirkulationsgebiete hinwiesen, entstanden im Leitschaufelkanal. Am Eintritt breiteten sich die kavitierenden Wirbelkerne verstärkt in den Saugrohrkonus aus. Wie bei Rotor 1 war der gesamte äußere Ringquerschnitt des Zulaufs von Kavitationsblasen durchzogen. Die anhand der qualitativen Strömungsvisualisierung gewonnenen Erkenntnisse wurden zusammen mit den Resultaten der Druckmessungen dazu genutzt, die Messebenen der Particle Image Velocimetry zu definieren. Damit wurden jeweils vier Messebenen auf der Druck- sowie auf der Saugseite des Pumpturbinenmodells aufgespannt, um darin die Strömung zu visualisieren und quantitativ zu analysieren.

Zusammenfassung

Sekundärströmungen in Form von Wirbeln, welche durch Scherströmungen und Ablösungen verursacht werden, können durch Absenkung des Systemdrucks sichtbar gemacht werden. Die Wirbelstrukturen sind ein Indiz für eine stark dreidimensionale Strömung mit Ablösungen und Rezirkulationen im Leitapparat. Die Kavitation setzte am Leitschaufeleintritt an und bildete sich in Form eines Wirbelkerns im Leitschaufelkanal aus. Am Laufradeintritt hoben sich die Kavitationsblasen von der Oberfläche der Laufschaufel ab und erstreckten sich entgegen der

Hauptströmungsrichtung in den Saugrohrkonus. Im Gegensatz zum Betriebspunkt am stabilen Kennlinienast folgte die Strömung in diesen Zonen nicht mehr der Schaufelkontur. Im Bereich des äußersten Rohrquerschnitts setzte Rezirkulation ein. Mehrere Wirbelstrukturen entstanden an der Eintrittskante am Außenkranz der Schaufelkanäle als Folge der Teillastrezirkulation. Die kavitierenden Bereiche der Eintrittskante nahe der Laufradnabe waren nicht mehr vorhanden, weil die Strömung durch den Einschnüreffekt der drallbehafteten Rückströmung in Richtung Nabe abgelenkt wurde. Die Wirbelstrukturen, deren axiale Erstreckung bis in den Schaufelkanal reichte, liefen mit einer deutlich geringeren Frequenz als das Laufrad selbst um.

6.5 Quantitative Strömungsvisualisierung

Mit Hilfe der laseroptischen Strömungsvisualisierung wurden die Strömungsmuster ausgewählter Betriebspunkte beider Laufradvarianten an deren Ein- und Austritt für die Leitschaufelstellungen 15° und $27,5^\circ$ untersucht. Der Fokus der Analyse lag im Auffinden von charakteristischen Geschwindigkeitsverteilungen, die nachweislich zum Auftreten von Instabilitäten im Pumpbetrieb führen.

Die Betriebspunkte entsprechen jenen der qualitativen Visualisierung bzw. decken sich mit den Analysen der Druckpulsationen und Leitschaufelmomente. Die Betriebspunkte sind in Tab. 5-2 aufgelistet. Neben dem Off-design-Betriebsbereich in Teillast wurde je ein Betriebspunkt im lokalen Optimum betrachtet. Somit konnte ein Vergleich zur optimalen Strömungssituation im lokalen Auslegungspunkt angestellt werden.

6.5.1 Analyse der Laufradabströmung bei einer Leitschaufelöffnung von 15°

Im Folgenden werden auszugsweise Ergebnisse der globalen Mittelung sowie jene der Phasenmittelung diskutiert. Der Fokus liegt in der Gegenüberstellung der Geschwindigkeitsverteilungen von unterschiedlichen Betriebspunkten der beiden Laufradvarianten. In diesem Unterkapitel werden die Messergebnisse des Laufradaustritts bzw. Leitapparateintritts gezeigt und diskutiert. Die globale Mittelung stellt einen Mittelwert der 20 um jeweils 2° versetzt aufgezeichneten Rotor-Stator-Positionen eines Betriebspunktes dar. Das Resultat ist ein Vektorfeld, welches repräsentativ für einen Betriebspunkt, eine Leitschaufelposition und einen Rotor ist. Jeder dargestellte Vektor ist der Mittelwert von zehntausend Einzelvektoren. Die Messebenen sind mit einem Konturplot der normalisierten und global gemittelten Absolutgeschwindigkeit $\overline{c_{PIV}^*}(\vec{x}, t, \varphi)$ überlagert. Der dargestellte Rotor dient lediglich zur Orientierung, da im globalen Mittel die Rotorposition nicht definiert ist. Die detaillierte Erläuterung der Darstellungen ist in Kapitel 4.3 gegeben.

In Abb. 6-46 ist die global gemittelte Absolutgeschwindigkeit für unterschiedliche Betriebspunkte des Rotors 1 bei einer Leitschaufelöffnung von 15° dargestellt. In Betriebspunkt OP1, welcher das lokale Optimum der Öffnung darstellt, kann eine weitgehend homogene Geschwindigkeitsverteilung über den Schaufelkanal festgestellt werden. Auf der radial-normalen Messebene dominiert die Umfangsgeschwindigkeit, da die Ebene 15 mm nach dem Laufradaustritt positioniert war. Die gemessene Geschwindigkeit liegt im Bereich zwischen 48 und 65% bezogen auf die Umfangsgeschwindigkeit am Laufradaustritt. Ein Gebiet mit einer lokalen Überhöhung der Geschwindigkeit kann auf der Kranzseite erkannt werden. Dieses

lokale Geschwindigkeitsmaximum zeigt die Auswirkung der erhöhten Abströmung aus dem Laufrad nahe der Deckscheibe. Auf den axial-normalen Messebenen ist die Verzögerungswirkung der Leitschaufeln erkennbar.

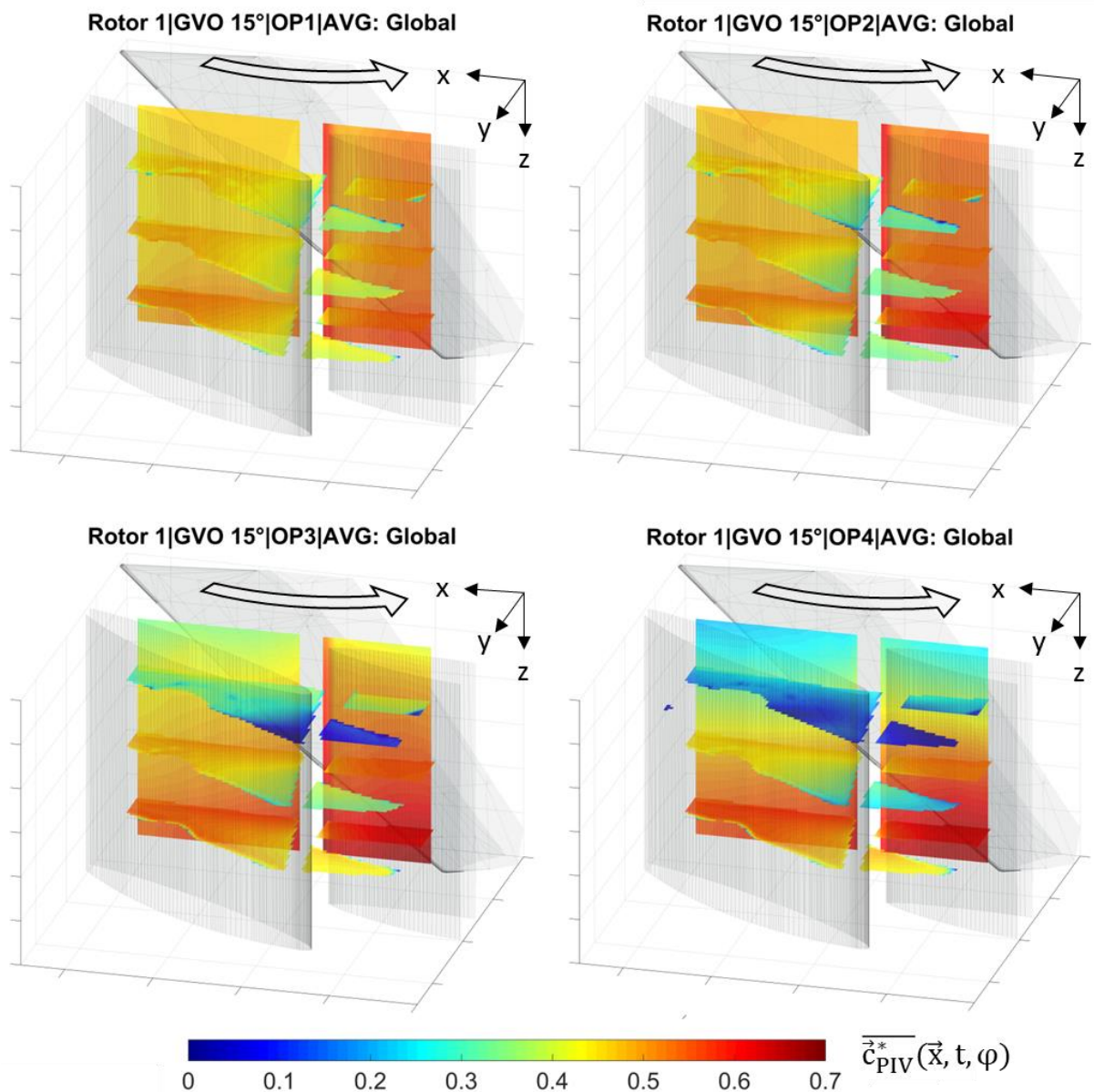


Abb. 6-46: Globale Mittelung der druckseitigen Messebenen von Rotor 1 (GVO 15°) in den Betriebspunkten OP1: lokaler Bestpunkt, OP2: stabiler Kennlinienast, OP3: instabiler Kennlinienast, OP4: Teillast

Die in den Messebenen abgebildete gemittelte Absolutgeschwindigkeit $\overline{c_{PIV}^*}(\vec{x}, t, \varphi)$ setzt sich aus der Drallkomponente und der meridionalen Komponente zusammen und nimmt von 0,55 auf bis zu 0,35 sukzessive ab. Eine um bis zu 5% verringerte Geschwindigkeit im Leitschaufelkanal der nabenseitigen Messebene gegenüber den anderen axial-normalen Messebenen kann festgestellt werden. Im schaufellosen Ringraum kann auf der kranzseitigen Messebene (GVO axial 25) die höchste Geschwindigkeit detektiert werden, woraus eine gute Übereinstimmung der unterschiedlichen Messebenen abgeleitet werden kann.

In Betriebspunkt OP2 bei $\phi/\phi_n = 0,83$, bevor die Unstetigkeit in der Kennlinie bei 15° Öffnung auftritt, zeigt sich eine verringerte Geschwindigkeit in den Leitschaufelkanälen. Dies war auch zu erwarten, da der Volumenstrom bezogen auf das Optimum um 17% geringer war, die durchströmte Fläche jedoch ident ist. Vergleicht man in diesem Betriebspunkt die axial-normalen Messebenen miteinander, fällt die erhöhte Absolutgeschwindigkeit im schaufelloren Ringraum bei der kranzseitig positionierten Messebene auf. Sowohl in der radial-normalen Messebene als auch in den axialen Messebenen ist ein lokaler Anstieg der Absolutgeschwindigkeit in diesem Bereich erkennbar. Zusätzlich kann im Leitschaufelkanal der nabenseitigen Messebene ein um 4% geringerer Geschwindigkeitsbetrag verzeichnet werden. Alles deutet auf eine ungleichförmige Abströmung aus dem Laufrad hin.

In Betriebspunkt OP3, der im Sattelpunkt der Kennlinie liegt, zeigt sich ein stark verändertes Strömungsbild. Die Verteilung der Umfangsgeschwindigkeit über der Höhe des Schaufelkanals ist stark ungleichförmig. In der radial-normalen Messebene liegen die Extrema der gemessenen Geschwindigkeitsverteilung um mehr als 30% auseinander: vom lokalen Maximum auf der Kranzseite mit $\overline{c_{PIV}^*}(\vec{x}, t, \varphi) = 0,72$ bis hin zur Nabenseite mit 0,35. Die Messungen in den axial-normalen Messebenen unterstreichen diesen Trend. Die kranzseitige Messebene zeigt im schaufelloren Ringraum eine um mehr als 20% erhöhte Geschwindigkeit verglichen mit dem lokalen Bestpunkt und eine um 10% erhöhte Geschwindigkeit im Leitschaufelkanal. Der Volumenstrom in diesem Betriebspunkt war jedoch um 20% kleiner. In der Kanalmitte (GVO axial 50) ist im Vergleich kaum eine Veränderung ersichtlich. Nabenseitig findet in diesem Betriebspunkt nur mehr eine stark verringerte Durchströmung des Leitschaufelkanals statt. Im Bereich des Leitschaufelkanalaustritts geht die Absolutgeschwindigkeit gegen null, was auf eine abgelöste Strömung auf der Saugseite hindeutet. Eine Rückströmung ist in der globalen Mittelung nur vor der Eintrittskante der Leitschaufel ersichtlich (siehe Abb. 6-47, links):

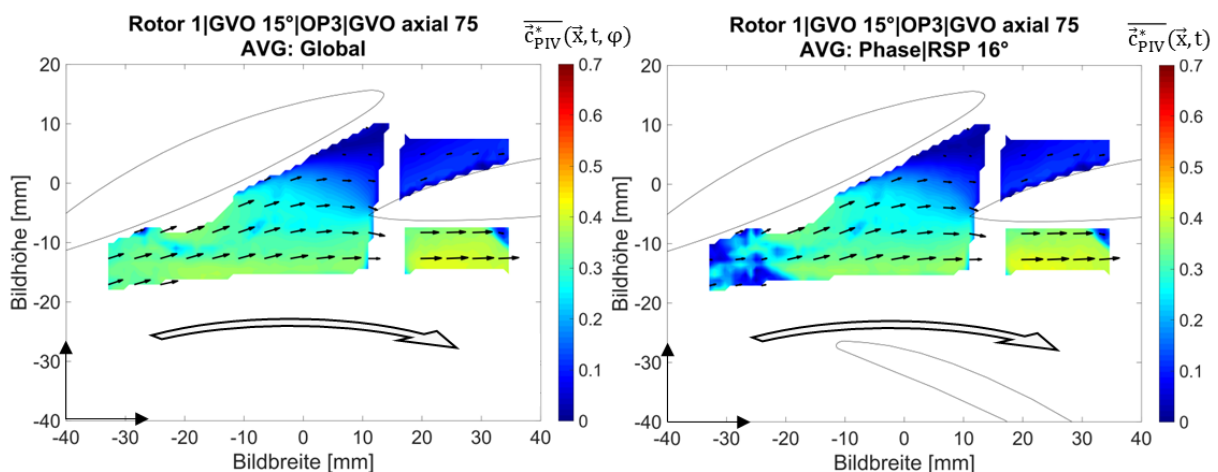


Abb. 6-47: Globale Mittelung und Phasenmittelung der nabenseitigen axial-normalen Messebene von Rotor 1 (GVO 15° , OP3)

Um die Abhängigkeit der absoluten Strömungsgeschwindigkeit in dieser Messebene von der Rotorposition zu analysieren, ist der global gemittelten Darstellung die phasengemittelte Rotor-Stator-Position gegenübergestellt (siehe Abb. 6-47, rechts). Die phasengemittelte Geschwindigkeitsmessung wurde, wie in Kapitel 3.7.5 detailliert beschrieben, für einen Schaufelkanal des Rotors mit einer Winkelauflösung von 2° durchgeführt. Dargestellt ist die

Mittlung der 8. Rotor-Stator-Position, was einem Winkelversatz von 16° entspricht. Vor der Eintrittskante der Leitschaufel ist ein lokal begrenztes Gebiet mit negativer Meridional Komponente detektierbar. Die Ergebnisse korrelieren sehr gut mit der Hypothese von Jaberg und Hergt, welche eine Fehlanströmung des Leitapparates und damit einhergehende erhöhte Verluste in eben diesem für die Kennlinieninstabilität verantwortlich machen [46]. Eine ausgeprägte Rückströmung konnte in Betriebspunkt OP3, aber weder in der dargestellten noch in den anderen Phasenpositionen detektiert werden. Ein an die Schaufelaustrittskante gebundenes, in der axial-normalen Messebene stillstehendes Gebiet zeigt den Einfluss der Phasenlage des Rotors. Eine Auswirkung der Rotorabströmung kann in diesem Betriebspunkt folglich am Leitradeintritt detektiert werden, jedoch nicht im Leitschaufelkanal selbst.

Der instationäre Strömungscharakter, der sich auch in den erhöhten Druckpulsationen in diesem Betriebspunkt widerspiegelt, legt nahe, dass von Zeit zu Zeit Rückströmungen auftreten, die in den durchgeführten Mittelungen aber nicht dominant sind. Um diese These zu überprüfen, wird im Nachhinein ein Auszug der Einzelbilder analysiert.

Der Betriebspunkt OP4 zeigte in Teillast bei $\phi/\phi_n = 0,66$ eine dramatische Verstärkung der Effekte, die für Messpunkt OP3 beschrieben wurden. Die Geschwindigkeitsunterschiede der von der Umfangsgeschwindigkeit dominierten radial-normalen Messebene betragen über 50% bezogen auf die Umfangsgeschwindigkeit am Laufradaustritt. Die nabenseitige axiale Messebene ist für diesen Off-design-Betriebspunkt dominiert von einer vollständigen Umströmung der Leitschaufel entgegen der Hauptströmungsrichtung. Das Rückströmgebiet erstreckt sich von der Saugseite der Leitschaufel bis an die Grenze der Auswerteebene in den schaufelloren Ringraum. Im Gegensatz zu Betriebspunkt OP3 ist die Rückströmung von stationärer Natur, wodurch diese sowohl in der globalen und auch in der Phasenmittlung eindeutig erfasst werden konnte (siehe Abb. 6-48):

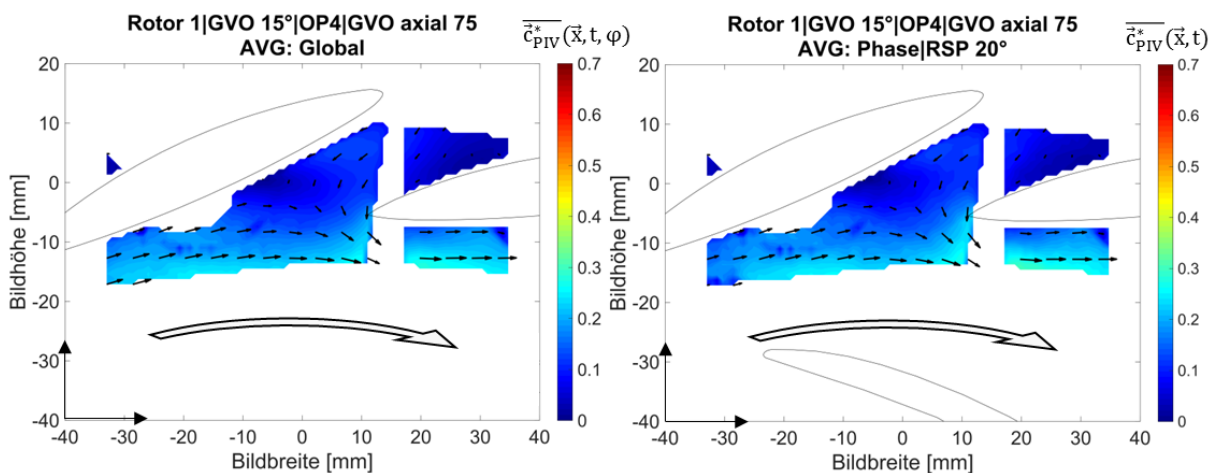


Abb. 6-48: Globale Mittelung und Phasenmittlung der nabenseitigen axial-normalen Messebene von Rotor 1 (GVO 15° , OP4)

Die ausgebildete Rückströmung aus dem Leitapparat in Richtung Laufrad in Betriebspunkt OP4 in tiefer Teillast untermauert die beschriebene These des Impulsaustausches. In diesem Betriebspunkt hat die Kennlinie stabilen Charakter, und die Förderhöhe steigt bis zum Nulldurchfluss an. Der erhöhte Impulsaustausch durch die Rezirkulation verstärkt den Energieeintrag ins Medium. Bei voll abgelöster Strömung ähnelt der Mechanismus einer Flüssigkeitskupplung bzw. der Arbeitsweise von Seitenkanalpumpen. Dadurch steigt die

Förderhöhe auch bei voll abgelöster Strömung mit der Intensität der Rückströmung ([15], S. 235).

Zusammenfassend kann anhand der Messergebnisse in Teillast auf eine stark ungleichförmige und zur Kranzseite verlagerte Laufradabströmung geschlossen werden. Die Geschwindigkeitsverteilung mit ihren geringen Geschwindigkeitskomponenten in radialer und tangentialer Richtung deutet, beginnend mit Betriebspunkt OP3, auf eine Ablösezone an der Nabenseite hin. Die Strömungsgeschwindigkeit in der kranzseitigen Messebene beträgt ca. 55% der Umfangsgeschwindigkeit am Laufradaustritt. Das entspricht einer Zunahme von 20% verglichen mit dem Betriebspunkt im lokalen Optimum, wenngleich der Durchfluss um 34% geringer ist. Ähnliche Werte werden in der Literatur angegeben: Eine Zusammenstellung von Messergebnissen von Radialrädern mit $n_q=20-80$ zeigt, dass unterhalb des Bestpunktes die Absolutgeschwindigkeit im Austrittsprofil Werte von 50 bis 70% der Umfangsgeschwindigkeit am Laufradaustritt annimmt. Ohne dass eine Ablösung auftritt, kann eine Strömung dieser Geschwindigkeit bei Nulldurchfluss nicht vollständig verzögert werden ([15], S. 228).

Abb. 6-49 zeigt das globale Mittel der Geschwindigkeitsverteilung überlagert mit der Vektordarstellung. Damit soll ein dreidimensionaler Eindruck der Strömungssituation in Betriebspunkt OP4 ermöglicht werden.

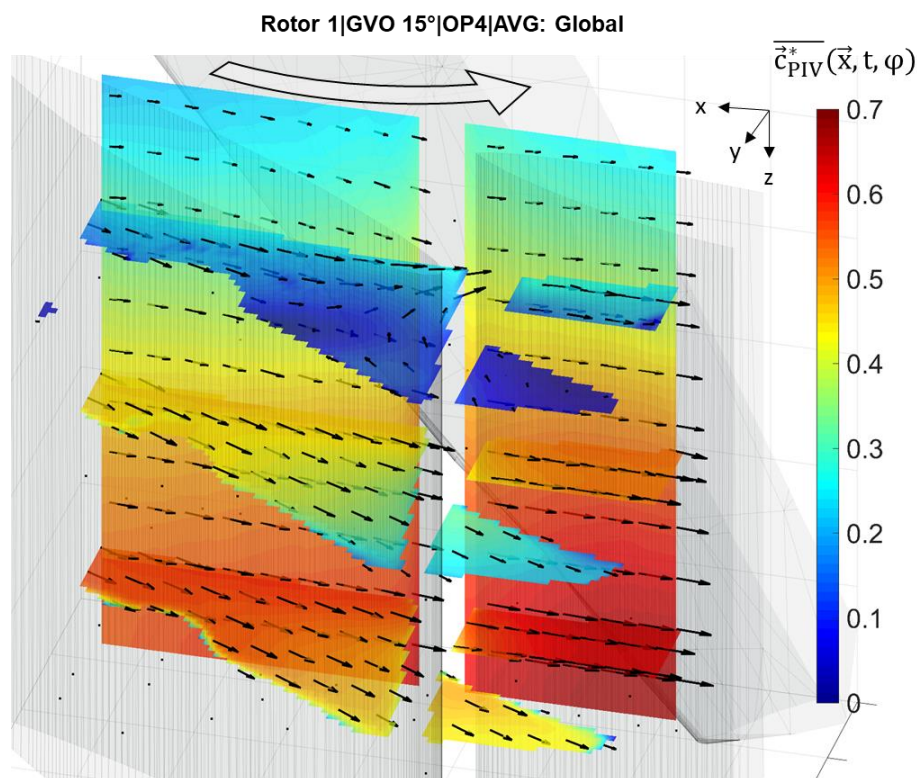


Abb. 6-49: Globales Mittel mit Vektordarstellung der Messebenen auf der Druckseite von Rotor 1 (GVO 15°) in Betriebspunkt OP4

Die Ergebnisse korrelieren ebenfalls sehr gut mit jenen von Raabe et al., welche in einer Pumpturbine mit $n_q=47$ stark erhöhte Verluste im Diffusor mit Eintreten der Volllastinstabilität nachwiesen [96]. Sie konnten eine Ablösezone an der Nabenseite des Eintritts der Leitschaufeln identifizieren, welche durch eine stark ungleichförmige Abströmung aus dem Laufrad verursacht wurde. Die Geschwindigkeitsverteilung zeigte, wie auch bei den vorliegenden Messergebnissen, ein Maximum auf der Kranzseite und ein Minimum auf der Nabenseite. Die

Instabilität der Kennlinie war verbunden mit einer stark reduzierten Geschwindigkeit auf der Nabenseite. Einen Einfluss der Relativstellung Leitschaufel zu Stützchaufel wurde ausgeschlossen.

Für Rotor 2 und die Leitschaufelöffnung von 15° zeigt Abb. 6-50 die globale Mittelung der Absolutgeschwindigkeit in den definierten Betriebspunkten beginnend mit dem lokalen Optimum (OP1) bis zur Teillast (OP4). Die dargestellte Austrittskante des Rotors dient der Orientierung:

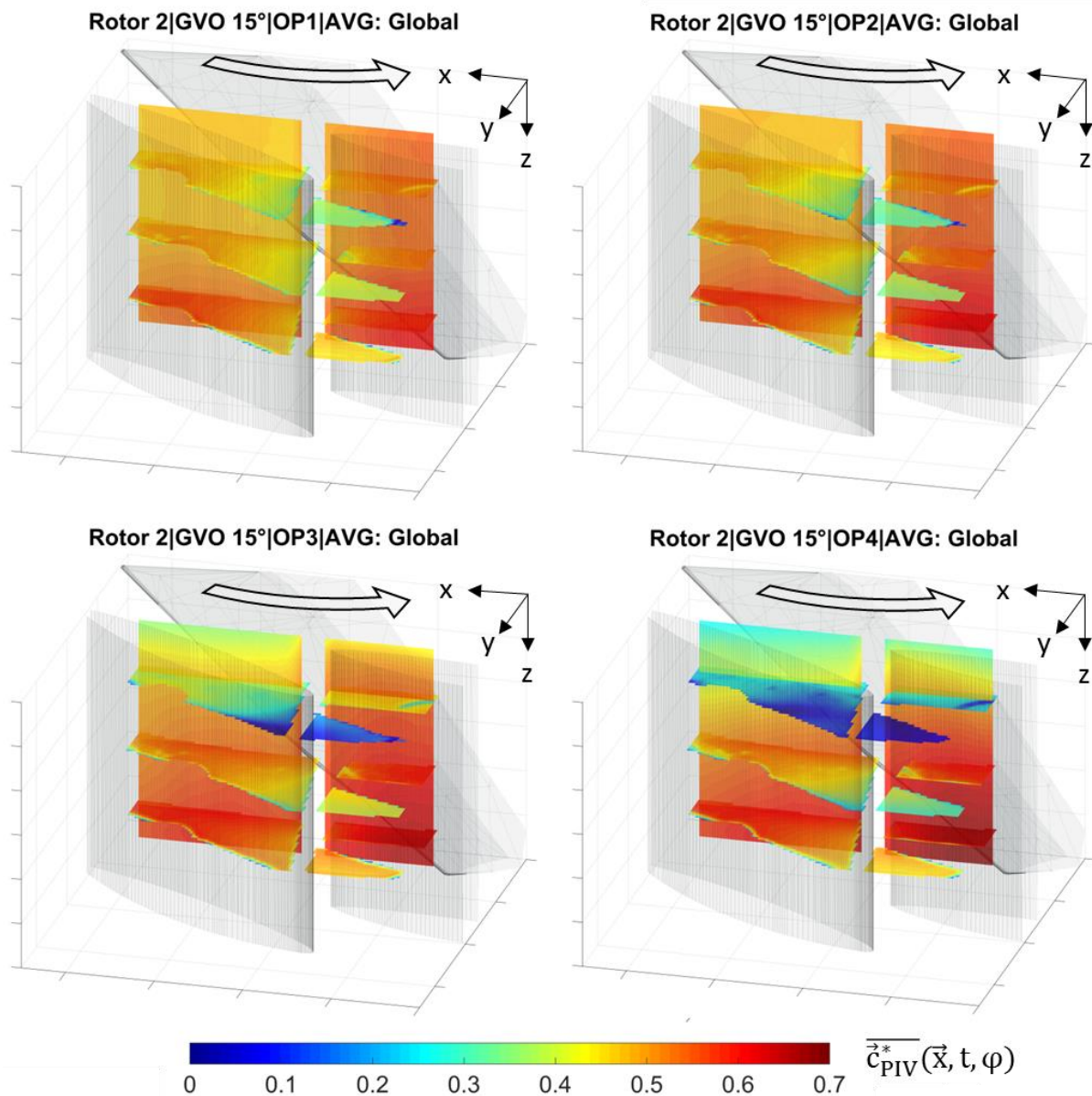


Abb. 6-50: Globale Mittelung der druckseitigen Messebenen von Rotor 2 (GVO 15°) in den Betriebspunkten OP1: lokaler Bestpunkt, OP2: stabiler Kennlinienast, OP3: instabiler Kennlinienast, OP4: Teillast

Die Abbildung zeigt eine gleichmäßige Verteilung der Strömungsgeschwindigkeit im schaufelosen Ringraum und dem Stator für den lokalen Bestpunkt (OP1). Das für Rotor 1 in der radial-normalen Messebene nahe der Kranzseite lokalisierte Gebiet mit erhöhter Umfangsgeschwindigkeit hat im Vergleich ähnlich hohe Werte, ist aber weniger stark lokal begrenzt. Die Zone mit erhöhter Umfangsgeschwindigkeit erstreckt sich bis zur halben

Kanalhöhe. Auch in den axial-normalen Messebenen kann eine sinkende Tendenz der Absolutgeschwindigkeit im Leitschaufelkanal von Kranz- zu Nabenseite erkannt werden. Rotor 2 besitzt im Vergleich zu Rotor 1 dementsprechend bereits im lokalen Bestpunkt eine asymmetrische Abströmung.

Der Betriebspunkt OP2, welcher den stabilen Kennlinienast begrenzt, unterscheidet sich zu OP1 lediglich durch eine um ca. 5% verringerte Geschwindigkeit in der Messebene auf halber Schaufelhöhe.

In Betriebspunkt OP3, welcher nach dem Einbruch der Kennlinie stabil eingestellt wurde, ist eine veränderte Geschwindigkeitsverteilung zu erkennen. Die radial-normale Messebene zeigt wie bei Rotor 1 einen Unterschied von bis zu 30% in den auftretenden Geschwindigkeitswerten. Die auftretenden Minima bzw. Maxima sind aber geringer ausgeprägt, und im Gesamten ist die Verteilung homogener. In den axial-normalen Messebenen ist auf der Kranzseite sowie auf halber Kanalhöhe ein Anstieg der Geschwindigkeit zu verzeichnen, wogegen der nabenseitige Bereich des Laufradaustritts eine Abnahme um bis zu 40% verzeichnet. Im Gegensatz zu Rotor 1 baut sich bei Rotor 2 die Ablösung auf der Nabenseite sukzessive auf – beginnend im lokalen Optimum. Die Änderung der Strömungssituation im Leitapparat erfolgt demnach nicht abrupt, sondern eher graduell. Zusätzlich ist ersichtlich, dass der nabenseitige Einbruch der Geschwindigkeit und des Volumenstromes im Leitschaufelkanal mit Rotor 2 durch die vergrößerte unversperrte Fläche besser ausgeglichen wird. Diese Effekte, die durch die Laufradabströmung

beeinflusst werden, haben eine positive Auswirkung auf das instabile Verhalten des Laufrades. Auch bei Laufradvariante 2 ist in der globalen Mittelung sowie in der Phasenmittelung der normierten Absolutgeschwindigkeit nur im lokal begrenzten Bereich vor der Leitschaufeleintrittskante eine Rückströmung erfassbar. Das Phasenmittel der Rotor-Stator-Position 20° ist in Abb. 6-51 dargestellt. Wie in Kapitel 6.2.8 beschrieben, verbindet beide

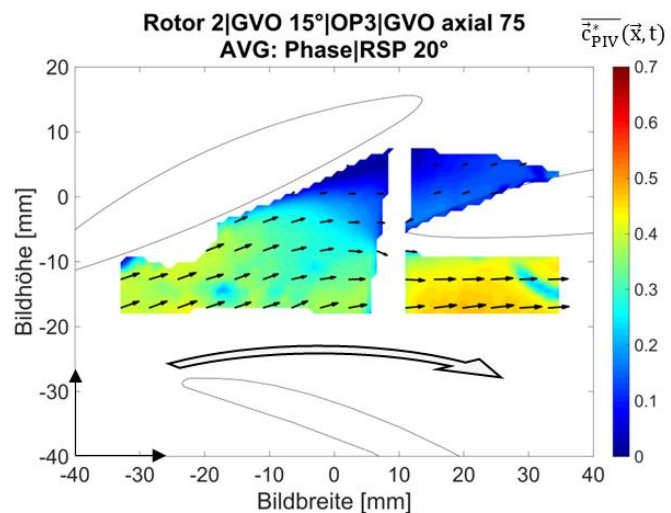


Abb. 6-51: Phasenmittelung der nabenseitigen axial-normalen Messebene von Rotor 2 (GVO 15° , OP3)

Laufradvarianten das Auftreten eines periodischen Strömungsphänomens im Bereich des Leitschaufelkanals. Der instationäre Charakter der Strömung am Laufradaustritt wird in der nachfolgenden Analyse der Einzelbilder überprüft.

Die radial-normale Messebene in Betriebspunkt OP4 weist mit 45% einen ähnlichen Unterschied in der Spanne der gemessenen Umfangsgeschwindigkeit wie Rotor 1 auf. Auch bei Rotor 2 ist die nabenseitige axiale Messebene dominiert von einer vollständigen Umströmung der Leitschaufel, welche auch in der globalen bzw. Phasenmittelung erfasst werden konnte. In der Kanalmitte wird der Leitschaufelkanal in Teillast mit einer um 15% geringeren Absolutgeschwindigkeit durchströmt als im Optimum. Die kranzseitige Messebene wird über den gesamten Betriebsbereich mit ca. 50% der Umfangsgeschwindigkeit am Laufradaustritt durchströmt.

Wie mit den globalen Mittelungen und Phasenmittelungen für die Leitapparatstellung von 15° gezeigt wurde, hat die Strömung am Laufradaustritt in Betriebspunkt OP3 beider Laufradvarianten stark instationären Charakter. Sowohl im globalen Mittel wie auch im Mittel einer Rotorposition war die Strömungsgeschwindigkeit der Absolutgeschwindigkeit im Leitschaufelkanal null. Wie beschrieben, müssen für eine Rückströmung eine Ablösung und ein quer zur Strömungsrichtung auftretender Druckgradient vorherrschen.

In den nicht gemittelten Einzelbildern, die in Abb. 6-52 auszugsweise für beide Rotoren dargestellt sind, ist die zeitlich schwankende Laufradabströmung sowie deren Interaktion mit dem Leitapparat ersichtlich:

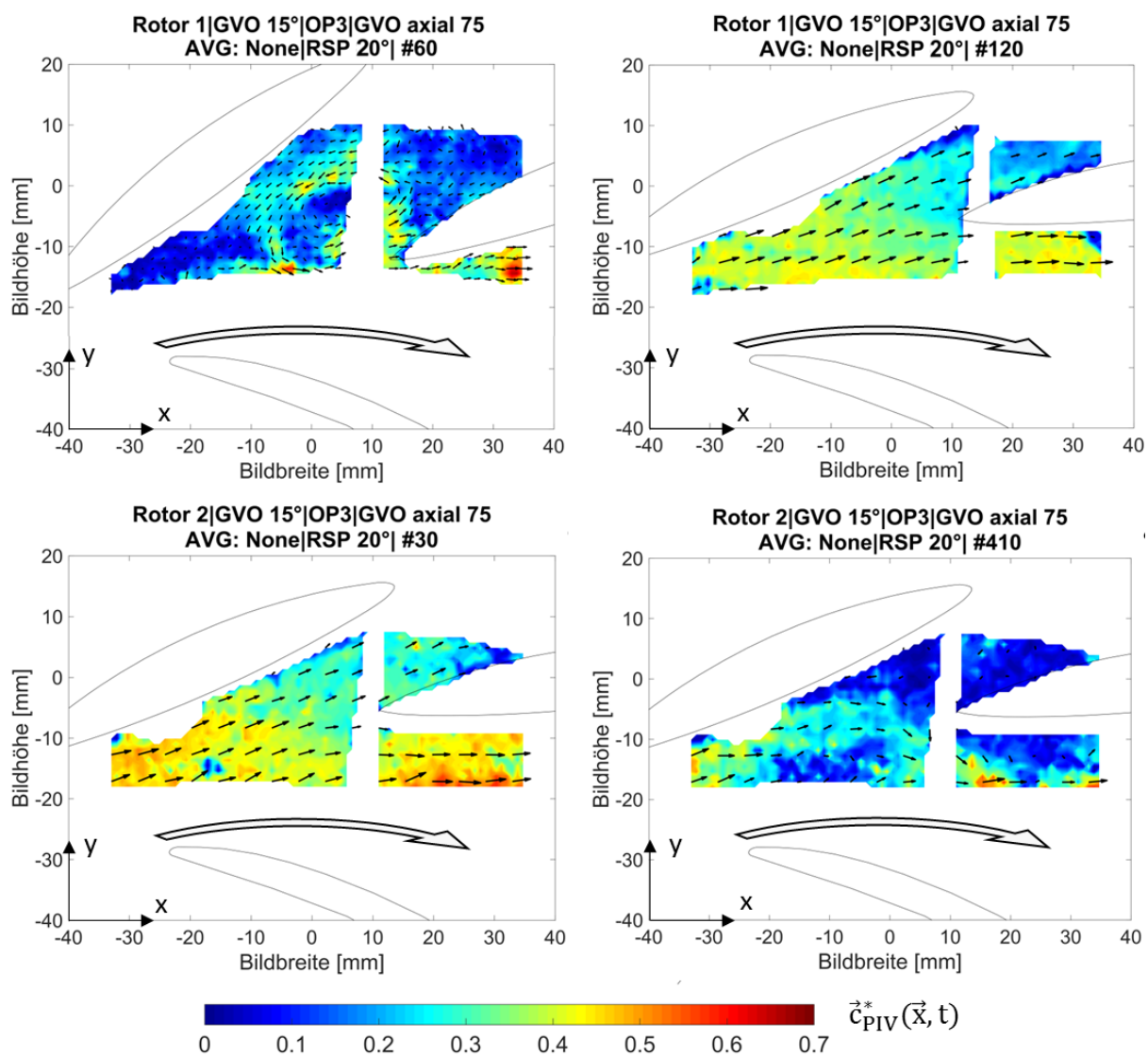


Abb. 6-52: Einzelbilder der axial-normalen Messebene (nabenseitig) von Rotor 1 und Rotor 2 ($GVO 15^\circ$) in Betriebspunkt OP3

Zeitweise ist eine gesunde Pumpenströmung zu finden und zeitweise wird der Leitschaufelkanal entgegen der Hauptströmungsrichtung durchströmt. Auch einzelne Wirbelstrukturen, welche sich zwischen Leitschaufeln bilden, können erkannt werden. Erst in der Mittelung ergibt sich ein Totstromgebiet. Die Aufnahme von Rotor 1 (obere Bildserie) mit der Nummer 60 zeigt das instationäre Rückströmgebiet im Leitschaufelkanal. In der Aufnahme

#120 ist dagegen eine homogene Pumpenströmung vorhanden. Auch Rotor 2, dessen Einzelaufnahmen in der unteren Bildserie zu sehen sind, zeigt in Aufnahme #30 eine Pumpenströmung. Aufnahme #410 dokumentiert eindeutig eine Rückströmung, die sich am Eintritt des Leitschaufelkanals bis in den schaufelloren Ringraum bildet. Bei beiden Laufradvarianten ist die Strömung im Leitschaufelkanal abgelöst, was durch ein Totstromgebiet in diesem Bereich zu erkennen ist.

Auch Guedes et al. beschreiben mit Hilfe von PIV-Messungen und numerischen Analysen in einer Pumpturbine eine stark irreguläre Abströmung aus dem Laufrad [103]. Die Geschwindigkeitsverteilung ist dabei sowohl über die Kanalbreite als auch in tangentialer Richtung unregelmäßig. Die Autoren zeigen eine anliegende und ungestörte Pumpenströmung auf der Eintrittskante der Leitschaufeln nahe der Kranzseite und eine abgelöste und diffuse Strömung auf der Nabenseite.

Vektorielle Analyse der Rückströmung am Laufradaustritt bei 15° Öffnung

Die bisher gezeigten Analysen ermöglichen eine Aussage über den Betrag der Geschwindigkeitsverteilung im Bereich der Leitschaufeln auf der Druckseite des Pumpturbinenmodells. Mit einem Vergleich der axial-normalen Messebenen und einer Vektordarstellung der Geschwindigkeit sollen die Laufradabströmung bzw. die Leitradzuströmung im Detail analysiert werden. Ein Vergleich der phasengemittelten Geschwindigkeitsvektoren in unterschiedlichen Betriebspunkten im Leitapparat ist für Rotor 1 in Abb. 6-53 dargestellt:

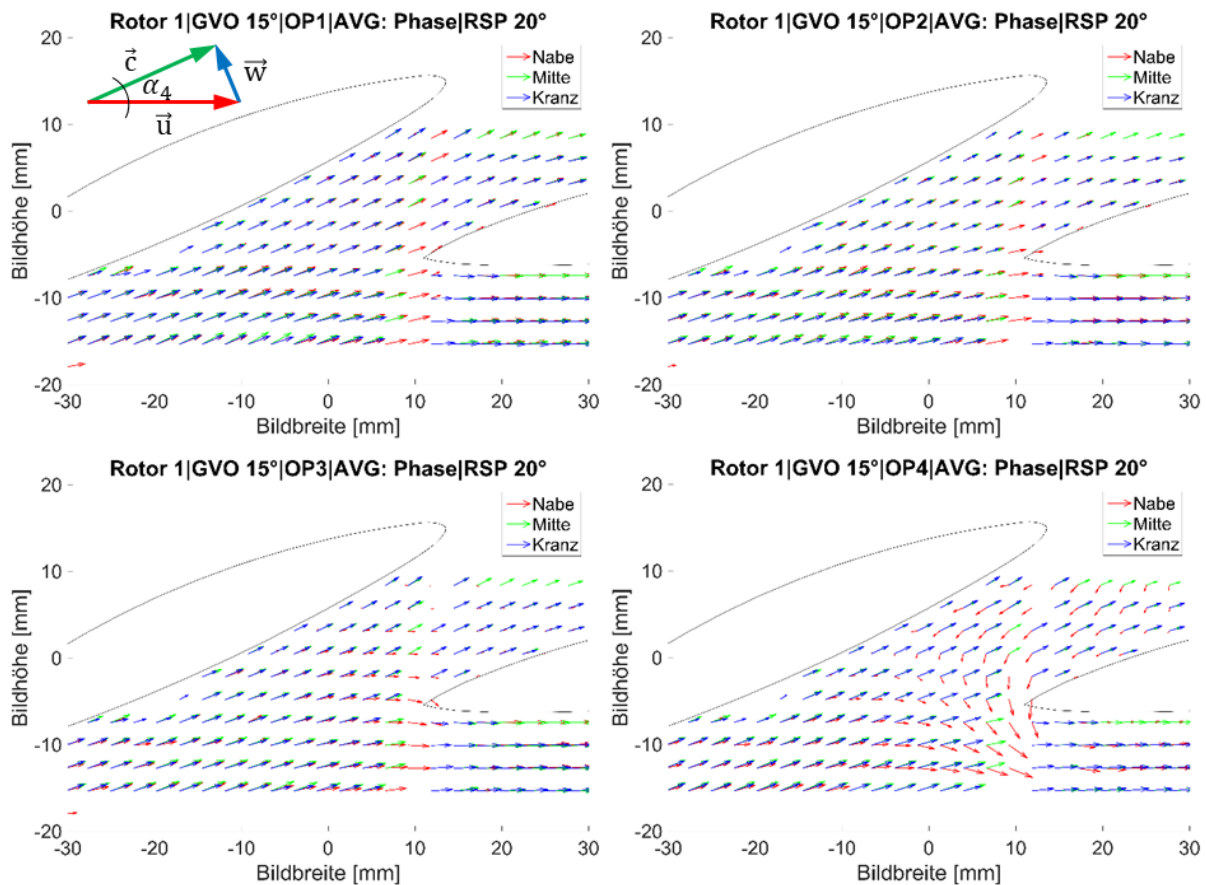


Abb. 6-53: Vektorieller Vergleich der axial-normalen Messebenen von Rotor 1 (GVO 15°)

Die Abbildung zeigt in den Betriebspunkten OP1 bis OP4 der Leitschaufelöffnung von 15° einen Mittelwert der 500 Einzelaufnahmen bei der Rotor-Stator-Position 20° . In jedem Vektorplot sind die Vektoren der einzelnen axial-normalen Messebenen überlagert, um den Verlauf der Strömungsrichtung im Leitschaufelkanal zu visualisieren.

Im lokalen Optimum der Leitschaufelöffnung ist eine gleichmäßige Abströmung aus dem Laufrad anhand der überlagerten Vektoren zu erkennen. Im Betriebspunkt vor dem Förderhöheneinbruch kann ein geringer Versatz der Vektoren zwischen Kranz und Nabe im schaufellosen Ringraum erkannt werden. Dabei ist eine vergrößerte Meridionalkomponente der nabenseitigen Vektoren erkennbar. Diese Entwicklung schlägt um, sobald der Betriebspunkt am instabilen Kennlinienast (OP3) betrachtet wird. Die Vektoren auf der Nabenseite weisen eine stark verringerte meridionale Komponente auf. Besonders im Bereich vor dem engsten durchströmten Querschnitt zwischen zwei Leitschaufeln kann eine starke Richtungsänderung von der Hauptströmungsrichtung sowie eine Abnahme des Betrages der nabenseitigen Vektoren erkannt werden. Nahe der Tragscheibe liegt im Leitschaufelkanal nur eine schwache Durchströmung vor. Der Anströmwinkel der Leitschaufeln wird nabenseitig zu flach, und die Strömung folgt nicht mehr der Leitschaufelkontur. Die Änderung des Anströmwinkels erhöht die Tendenz zur Strömungsablösung. In Verbindung mit der ungleichmäßigen Abströmung aus dem Laufrad erhöht sich die Tendenz zur Rückströmung. Diese Erkenntnis korreliert mit den dargestellten Einzelbildern der qualitativen Visualisierung in Kapitel 6.4.1. In starker Teillast (OP4) ist die vollständige Rückströmung an der Nabenseite zu erkennen sowie ein weiterer Anstieg des Abströmwinkels $\overline{\alpha}_4(\vec{x}, t)$ auf der Kranzseite und auf halber Kanalhöhe im Bereich vor der Eintrittskante der Leitschaufel. Die Strömung in diesem Betriebspunkt ist nicht mehr geordnet und an der Nabenseite zur Schaufeldruckseite gerichtet. In der Zone vor dem engsten Kanalquerschnitt existiert eine Rückströmung zum Laufrad, die deutlich höhere Geschwindigkeiten in Laufraddrehrichtung aufweist.

Abb. 6-54 stellt einen Vergleich der phasengemittelten Geschwindigkeitsvektoren in unterschiedlichen Betriebspunkten im Leitapparat für Rotor 2 dar. Der lokale Bestpunkt ist gekennzeichnet von vollständig überlagerten Einzelvektoren und somit einer homogenen Abströmung aus dem Rotor. In Betriebspunkt OP2 ist keine Veränderung zu erkennen – weiterhin zeigen Geschwindigkeitsvektoren in den analysierten Messebenen in dieselbe Richtung. Im Betriebspunkt zu Beginn des instabilen Kennlinienastes (OP3) sind wie bei Rotor 1 die Reduktion sowie die Richtungsänderung der Geschwindigkeit auf der Nabenseite zu erkennen. Nahe der Tragscheibe ist der Strömungswinkel kleiner als ein kritischer Winkel, wodurch die Strömung innerhalb der Leitschaufelkanäle ablöst. In Teillast (OP4) ist eine vollständige Rückströmung an der Nabenseite zu erkennen, wobei diese weiter in den schaufellosen Ringraum ausgebildet ist als bei Rotor 1. Die Rückströmung beeinflusst in diesem Betriebspunkt aber nicht den gesamten Schaufelkanal. Auch kann bei Rotor 2 ein Anstieg des Abströmwinkels $\overline{\alpha}_4(\vec{x}, t)$ auf der Kranzseite sowie halber Kanalhöhe im Bereich vor der Eintrittskante der Leitschaufel festgestellt werden.

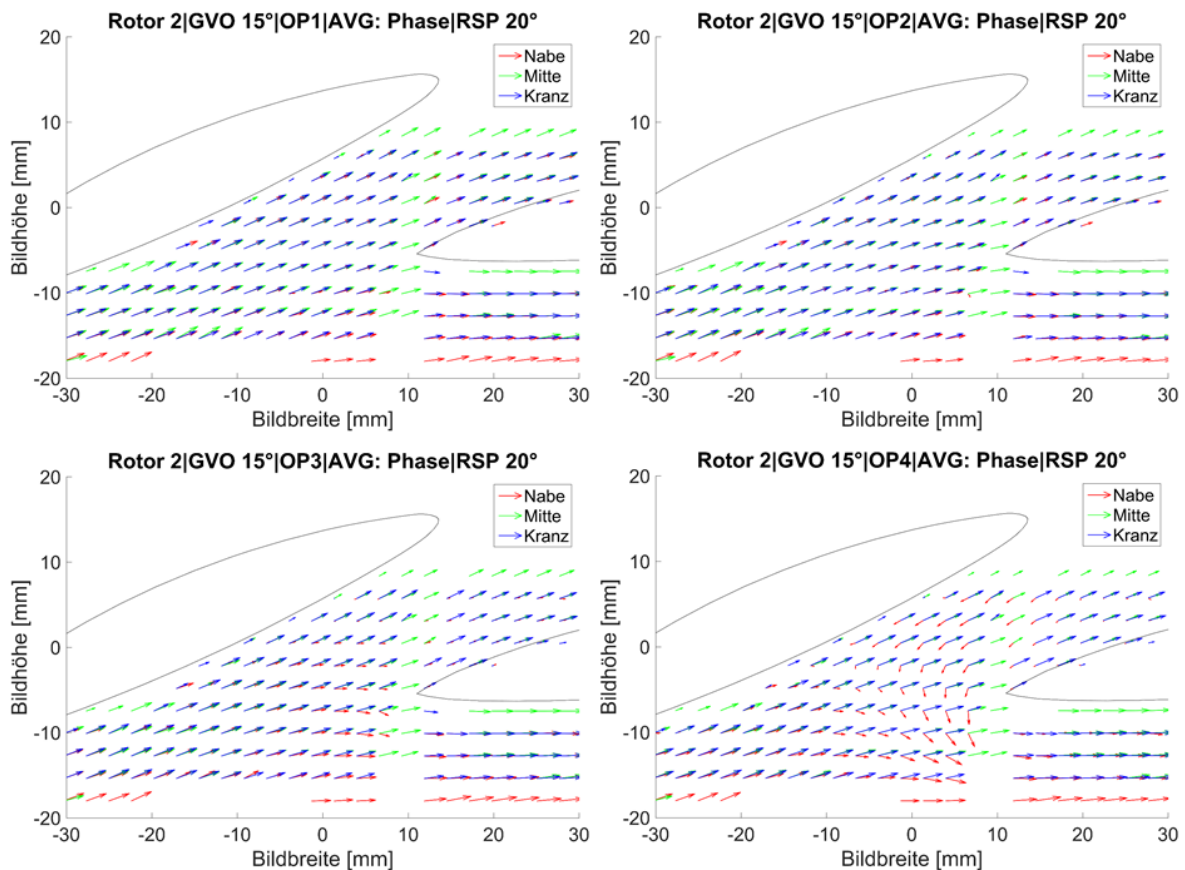


Abb. 6-54: Vektorieller Vergleich der axial-normalen Messebenen von Rotor 2 (GVO 15°)

Zur Verdeutlichung der Abströmung aus dem Laufrad bzw. Anströmung der Leitschaufeleintrittskante wurde in Abb. 6-55 die axial-normale Messebene nahe der Nabenseite mit jener nahe der Kranzseite in den Betriebspunkten, welche den Förderhöhenabfall begrenzen, verglichen. Um einen detaillierten Eindruck der Veränderung des Austrittswinkels $\bar{\alpha}_4(\vec{x}, t)$ zwischen Umfangs- und Absolutgeschwindigkeit zu bekommen, wurde dieser jeweils als Skalarplot der Vektordarstellung überlagert. Die Darstellung des mit der Leitschaufelöffnung normierten Strömungswinkels wurde für eine Rotor-Stator-Position von 20° ausgewertet.

In Betriebspunkt OP2 der Leitschaufelöffnung von 15° ist bei beiden Rotorvarianten auf der nabenseitigen Ebene (GVO axial 75) im Bereich vor dem Eintritt der Leitschaufel eine zu flache Anströmung zu erkennen. Die Messebene auf der Kranzseite (GVO axial 25) zeigt diese Zone nicht. Größtenteils ist die Strömung im Leitschaufelkanal mit einem Winkel $\bar{\alpha}_4(\vec{x}, t)$ im Bereich der 15° gekennzeichnet, der sich zwischen der Umfangskomponente und der meridionalen Geschwindigkeitskomponente aufspannt. Im instabilen Betriebspunkt OP3 ist das Fehlen der Meridiankomponente der Geschwindigkeitsvektoren durch die verringerten Austrittswinkel von kleiner als 15° zu erkennen. Wie bereits erwähnt, folgt die Strömung nicht mehr dem Leitschaufelwinkel, wodurch Ablösungen auf der Druckseite der Leitschaufel entstehen. Xia et al. analysieren numerisch die Laufradabströmung in drei Ebenen zwischen Naben- und Kranzseite [55], welche ident platziert waren, wie jene der vorliegenden Arbeit. Die Autoren kommen zu dem Schluss, dass in jenem Bereich, in welchem der Winkel zwischen Absolutgeschwindigkeit und Tangentialgeschwindigkeit am kleinsten ist, die Ablösezone ansetzt.

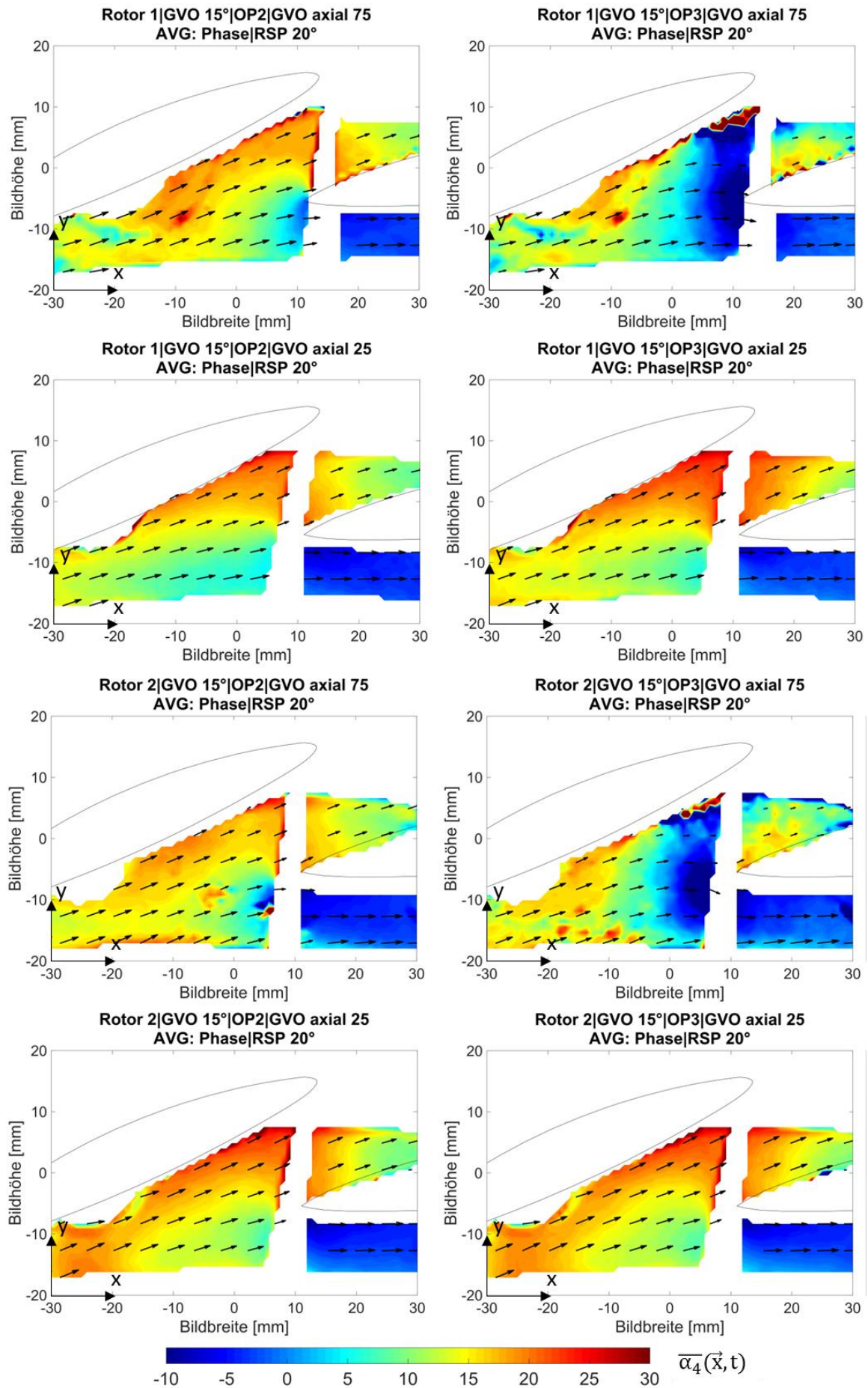


Abb. 6-55: Vergleich des Austrittswinkels $\bar{\alpha}_4(\vec{x}, t)$ von Rotor 1 und 2 (GVO 15°)

Eine verstärkte Fehlanströmung führt zu erhöhter Tendenz zur Ablösung und zu verstärkten Druckpulsationen. Im Fall der Autoren breitet sich die Ablösung ausgehend von der Eintrittskante auf halber Höhe der Leitschaufel zu Naben- und Kranzseite aus.

Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass es zu einer lokalen Verringerung des Austrittswinkels durch asymmetrische Laufradabströmung zwischen Naben- und Kranzseite kommt. Zusätzlich treten periodische Veränderungen des Strömungswinkels infolge einer ungleichmäßigen Verteilung der Laufradabströmung durch die Schaufelteilung auf.

Analyse der Phasenabhängigkeit der Laufradaustrittsströmung

In Abb. 6-56 ist die Abhängigkeit der phasengemittelten Absolutgeschwindigkeit für den Betriebspunkt am instabilen Kennlinienast (OP3) von Rotor 1 dargestellt. Neben der radial-normalen Messebene (GVO radial) ist die nabenseitige (GVO axial 75) sowie die kranzseitige Messebene (GVO axial 25) auszugsweise für sechs aufeinanderfolgende Rotor-Stator-Positionen gezeigt. Der Winkelversatz der Laufradposition zwischen den einzelnen Phasenmittlungen beträgt 6° . Zur Orientierung ist jeweils die Laufradaustrittskante skizziert. In der radial-normalen Messebene ist die lokale Überhöhung des Geschwindigkeitsbetrages zu erkennen. Diese Zone befindet sich nahe der Kranzseite und ist an die Austrittskante von Rotor 1 gebunden – eindeutig zu erkennen durch die Änderung der Position, welche ident mit der Phasenänderung des Laufrades ist. Nahe der Nabenseite kann, wie bereits in Abb. 6-46 gezeigt wurde, eine verringerte Strömungsgeschwindigkeit in der radialen Messebene erkannt werden. Die Ungleichförmigkeit der phasengemittelten Geschwindigkeitskomponenten über die Laufradaustrittsbreite ist bedeutsam für hydraulische Verluste und die Kennlinienstabilität. Die asymmetrische Geschwindigkeitsverteilung am Laufradaustritt führt zu Druckgradienten, wenn das Leitrad angeströmt wird. Dadurch variiert der Druckaufbau im Leitrad über der Kanalbreite. In der nabenseitigen Messebene ist kein Einfluss der Rotorposition auf den Betrag der Absolutgeschwindigkeit erfassbar. Die stark verringerte Durchströmung des nabenseitigen Leitschaufelkanals ist im Phasenmittel entkoppelt von der Lage der Rotoraustrittskante. Kranzseitig ist in der axial-normalen Messebene die von der Rotorposition abhängige lokale Überhöhung der absoluten Geschwindigkeit erkennbar.

Im Vergleich zeigt Abb. 6-57 die Phasenmittelung im äquivalenten Betriebspunkt (OP3) von Rotor 2. Auf der radial-normalen Messebene ist nahe der Kranzseite ein Gebiet mit einer normierten Geschwindigkeit $\overline{c_{PIV}^*}(\vec{x}, t)$ von 0,7 zu erkennen, welches der Austrittskante des Laufrades vorgelagert ist und diesem in Drehrichtung folgt. Eine Phasenabhängigkeit kann – ident wie bei Rotor 1 – in der nabenseitig angeordneten Messebene nicht detektiert werden. Das im Phasenmittel erfasste Totstromgebiet im Leitschaufelkanal ist unbeeinflusst von der Rotor-Stator-Position. Die Messebene nahe der Kranzseite (GVO axial 25) zeigt in dem Vergleich der Phasenmittlungen das Gebiet mit lokal überhöhter Geschwindigkeit. Eine gute Korrelation der normierten Absolutgeschwindigkeit der einzelnen Messebenen kann auch in der Phasenmittelung erkannt werden.

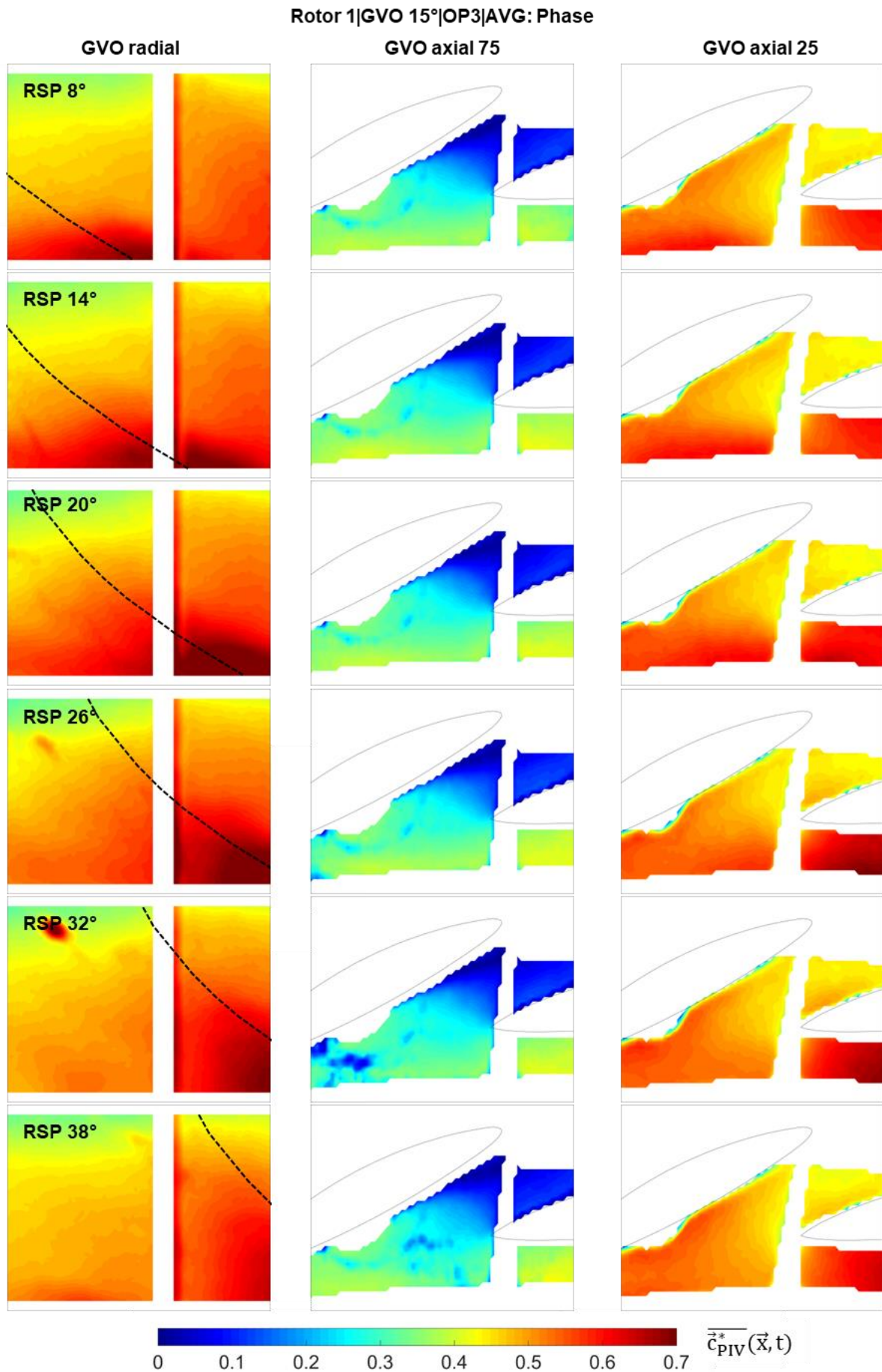


Abb. 6-56: Vergleich der Phasenmittelung in Betriebspunkt OP3 von Rotor 1 (GVO 15°)

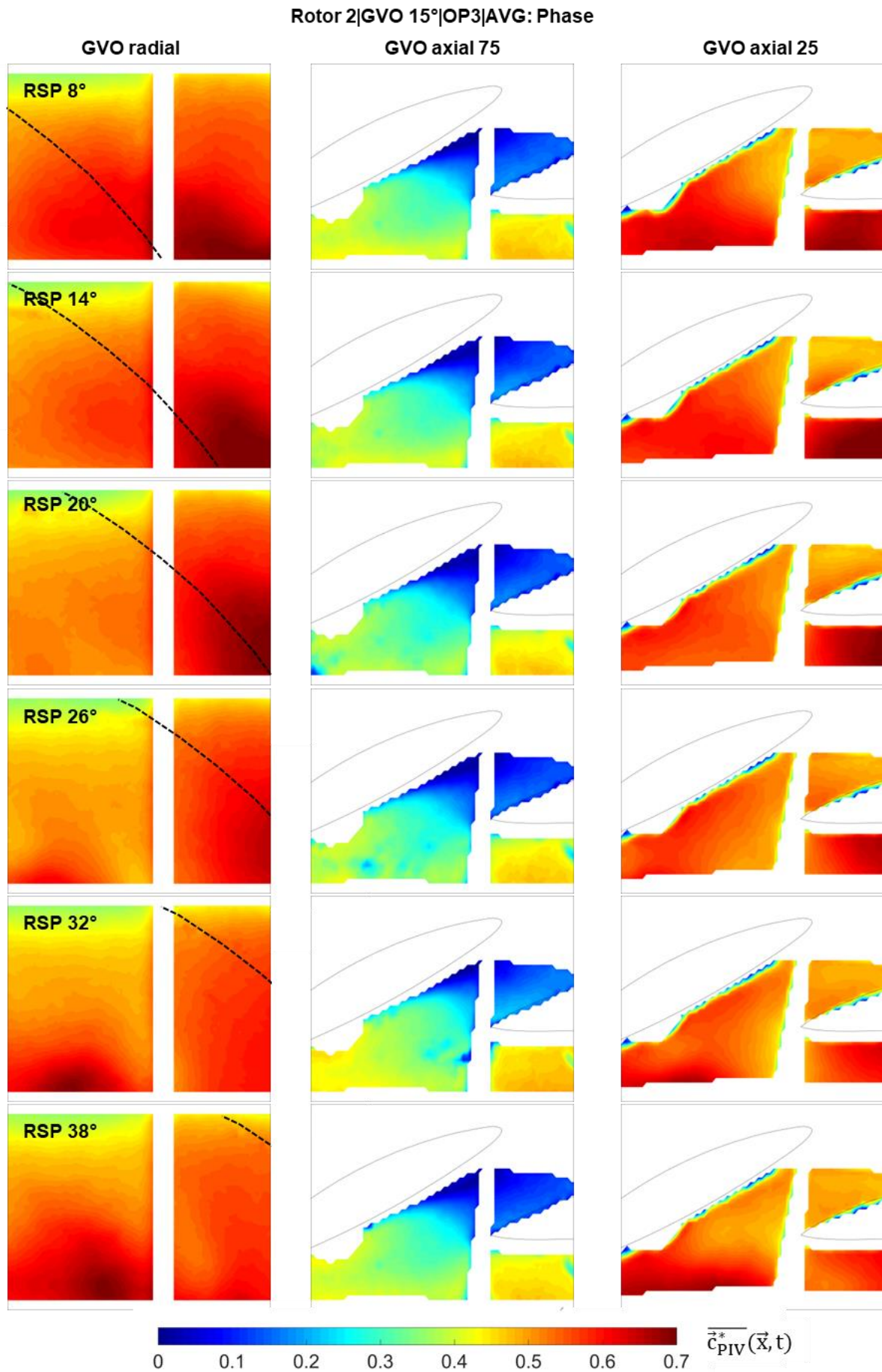


Abb. 6-57: Vergleich der Phasenmittelung in Betriebspunkt OP3 von Rotor 2 (GVO 15°)

Statistische Analyse der instationären Strömung im Leitschaufelkanal

In Abb. 6-58 ist das Resultat der Standardabweichung von jeweils 500 phasengemittelten Geschwindigkeitsfeldern gezeigt. Somit kann eine statistische Betrachtung der Schwankungsgröße innerhalb einer Messebene durchgeführt werden. Für Rotor 1 ist ein Vergleich der den instabilen Betriebsbereich begrenzenden Messpunkte dargestellt:

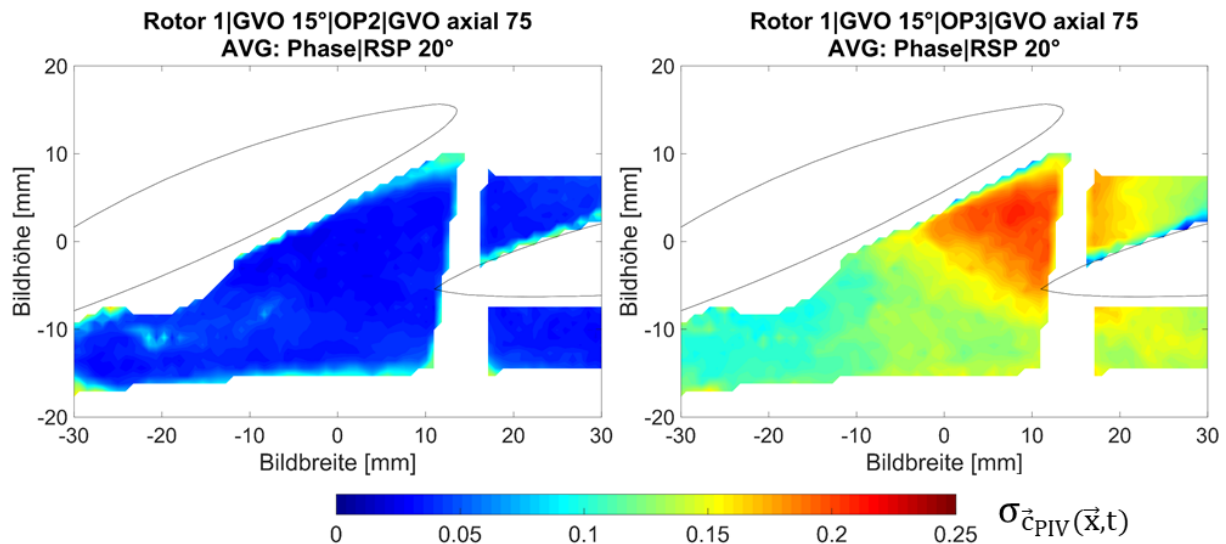


Abb. 6-58: Standardabweichung der Phasenmittelung der nabenseitigen axial-normalen Messebene in den Betriebspunkten OP2 und OP3 von Rotor 1 (GVO 15°)

Die Standardabweichung der phasengemittelten und normalisierten Absolutgeschwindigkeit $\sigma_{c_{PIV}(\vec{x},t)}$ im Betriebspunkt des stabilen Kennlinienasts ist minimal. Das weist auf eine stabile und stationäre Strömungsgeschwindigkeit bei konstanter Rotorposition in diesem Betriebspunkt hin. Im nabenseitigen Leitschaufelkanal des Betriebspunktes OP3 dagegen sind Schwankungen von bis zu 22% der Umfangsgeschwindigkeit in der Standardabweichung zu erkennen. Diese Verteilung der Standardabweichung der Absolutgeschwindigkeit konnte unabhängig von der Phasenlage des Rotors detektiert werden und ist die Bestätigung für den instationären Strömungscharakter im Betriebspunkt der Kennlinieninstabilität. Die Zone mit der hohen Fluktuation der Strömungsgeschwindigkeit befindet sich im Bereich des engsten Querschnitts zwischen zwei Leitschaufeln. Die Beschreibung der Rückströmungszone kann analog auch in anderen Forschungsarbeiten gefunden werden. Jaberg und Hergt [33] sowie Hergt und Starke [30] beschreiben eine dreieckförmige Zone vor der engsten Stelle des Kanals, in welcher eine Rückströmung zum Laufrad existiert.

Braun folgert anhand numerischer Analysen, dass im Betrieb auf dem instabilen Kennlinienast die Strömung im Leitschaufelkanal stark asymmetrisch verläuft, wodurch ein starker Wirbel entsteht [20]. Die dadurch verursachten Verluste reduzieren die Förderhöhe und führen zu der beschriebenen Instabilität mit einem positiven Gradienten. Erst mit Auftreten einer Rückströmung in das Laufrad steigt in seiner Berechnung die Förderhöhe in Teillast wieder an. Die Messergebnisse der Rezirkulation am Laufradaustritt haben eine gute Übereinstimmung mit Ciocan et al. [29]. Die Autoren machen mit PIV, LDA (Laser Doppler Anemometrie) und numerischen Analysen einer Pump turbine im teillastigen Pumpbetrieb dieselben Beobachtungen.

6.5.2 Analyse der Laufradzuströmung bei einer Leitschaufelöffnung von 15°

Analog zu den Messergebnissen der laseroptischen Strömungsvisualisierung der Laufradabströmung werden im Folgenden die gemessenen Geschwindigkeitsverteilungen der Laufradzuströmung in den bereits definierten Betriebspunkten gezeigt. Mit der globalen Betrachtung bzw. der Phasenmittelung sollen die Unterschiede der Geschwindigkeitsfelder der Laufradvarianten für die Leitschaufelöffnung von 15° untersucht werden.

Die in Abb. 6-59 dargestellte global gemittelte Absolutgeschwindigkeit zeigt auf der Saugseite des Laufrades eine gleichmäßig verteilte Zuströmung in den radial-normalen Messebenen. Die gemittelte Absolutgeschwindigkeit $\overline{\vec{c}_{PIV}^*}(\vec{x}, t, \varphi)$ setzt sich in dieser Messebene aus der projizierten Umfangskomponente sowie der meridionalen Komponente zusammen.

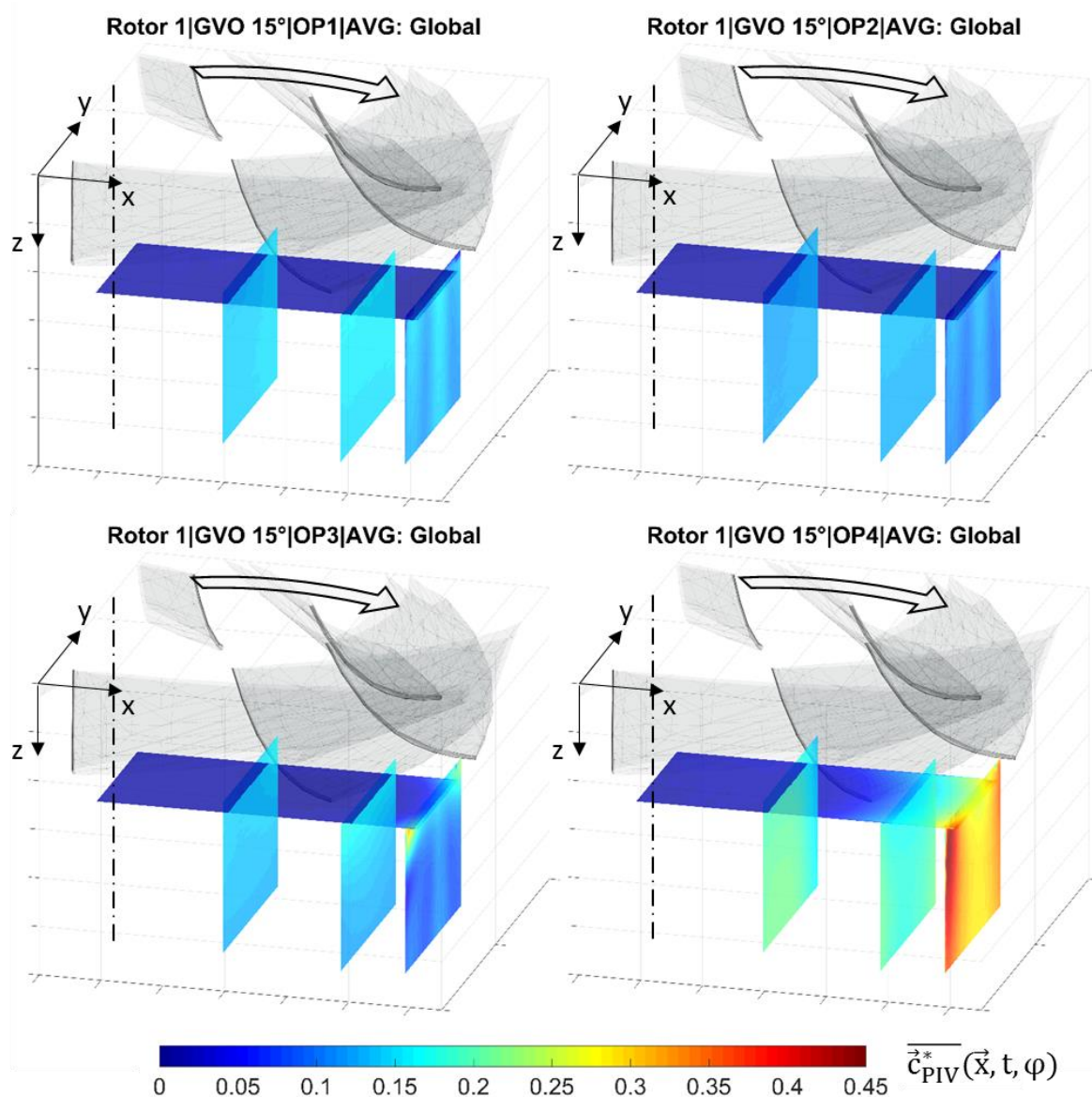


Abb. 6-59: Globale Mittelung der saugseitigen Messebenen von Rotor 1 (GVO 15°) in den Betriebspunkten OP1: lokaler Bestpunkt, OP2: stabiler Kennlinienast, OP3: instabiler Kennlinienast, OP4: Teillast

Die radial um 110 mm in Richtung des Außenradius versetzte Messebene zeigt bereits im lokalen Bestpunkt eine ungleichförmige Verteilung in diesem Bereich, welche auf die

Umlenkung der Strömung durch den Saugrohrkrümmer zurückzuführen ist. In der axial-normalen Messebene, welche 20 mm vor dem Eintritt in das Laufrad positioniert wurde, kann keine erhöhte Geschwindigkeit erkannt werden. Durch die axial-normale Anordnung ist mit dieser Messebene nur die Umfangskomponente der Geschwindigkeit eindeutig erfassbar. Der dargestellte Rotor dient in der globalen Mittelung der Orientierung und hat keine weitere Bedeutung.

In Betriebspunkt OP2 ist der verringerte Volumenstrom durch die geringere Geschwindigkeit in den Messebenen erkennbar. Der auf dem stabilen Kennlinienast gelegene Betriebspunkt zeigt in der globalen Mittelung keine lokale Abweichung der Strömungsgeschwindigkeit. Diese Erkenntnis stimmt mit den Beobachtungen aus den Hochgeschwindigkeitsaufnahmen überein. Auch eine Abhängigkeit der Phasenposition kann in den einzelnen Messebenen nicht festgestellt werden.

Mit dem Förderhöhenabfall (OP3) treten Wirbelstrukturen verursacht durch die Rezirkulation am Laufradrentritt auf (siehe Abb. 6-60). Die Rückströmzonen können als Zonen erhöhter Geschwindigkeit in der wandnahen radial-normalen sowie in der axial-normalen Messebene vor dem Laufrad erkannt werden. Auch Stoffel zeigt, dass mit dem Auftreten lokaler Rückströmungen aus dem Laufrad eine starke Änderung der Strömungsrichtung verbunden ist [14]. Ohne Rückströmung ist die Geschwindigkeitsverteilung am Eintritt drallfrei, mit Rückströmung dagegen im Außenbereich der Saugleitung stark drallbehaftet.

Auch im Mittel über 20 Rotor-Stator-Positionen war es möglich, die Auswirkung der in den Hochgeschwindigkeitsaufnahmen detektierten Rückströmung und in der Scherschicht auftretenden Wirbelstrukturen (siehe Kapitel 6.4.1) quantitativ mit PIV zu erfassen. Zu beachten ist die verringerte Skala der gemessenen Geschwindigkeit in folgender Abbildung:

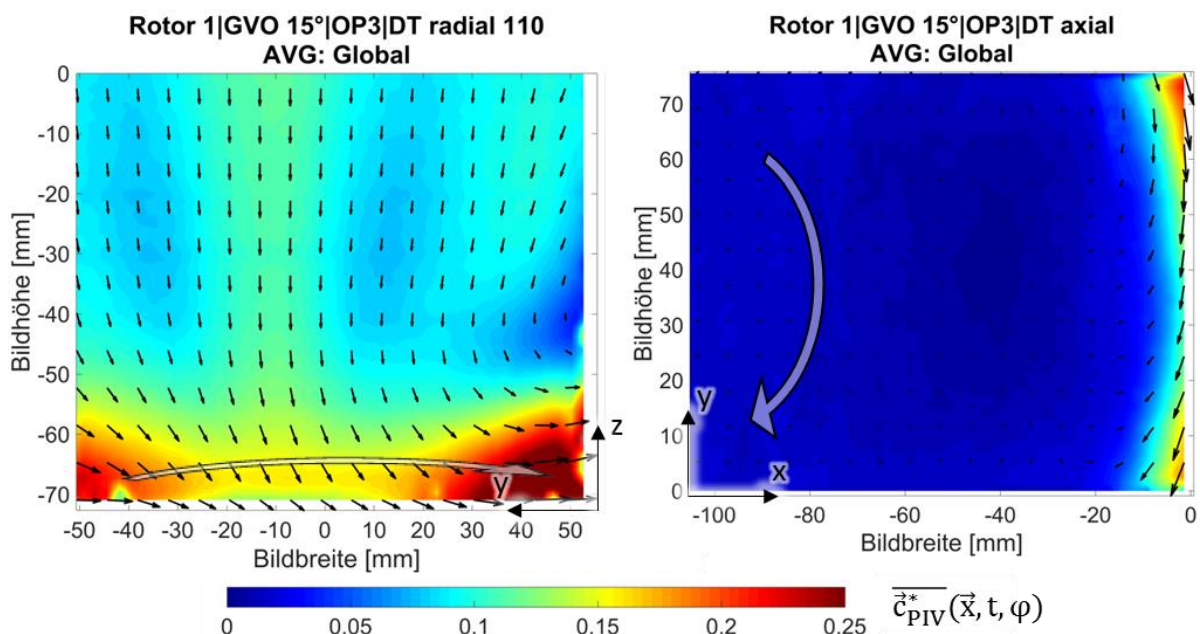


Abb. 6-60: Globale Mittelung der wandnahen radial-normalen sowie der axial-normalen Messebene in Betriebspunkt OP3 von Rotor 1 (GVO 15°)

Die Zonen mit stark erhöhter Umfangsgeschwindigkeit in Richtung der Laufraddrehung reichen bis 25 mm in den Saugrohrkonus, was in diesem Betriebspunkt auch mit dem Anstieg der Energiehöhe in den lokalen Wanddrucksensoren im Bereich der Messebene erfasst wurde

(siehe Kapitel 0). Der Wert der meridionalen Geschwindigkeitskomponente ist auf einen Wert von 0,08 verringert – 70% geringer als in den beiden radial-normalen Messebenen, welche näher zur Laufradachse angeordnet sind. Die vektorielle Darstellung der Geschwindigkeit zeigt eine Rückströmung im rechten Bereich der Messebene. In der axial-normalen Messebene kann die radiale Ausdehnung der drallbehafteten Rückströmung detektiert werden. Vom Außenradius reicht die Auswirkung der sogenannten Teillastrezirkulation bis zu 20 mm zur Laufradachse hinein, was ca. 30% des Eintrittsquerschnitts entspricht. Die dargestellte Geschwindigkeitsverteilung ist eindeutig mit dem in der Literatur bekannten Vordralleffekt zu beschreiben ([21], [17], [4], [24]). Schiavello und Sen [18] beispielsweise beschreiben das Auftreten der Teillastrezirkulation wie folgt: Mit dem Abriss der Förderhöhe wird das Strömungsbild am Laufradeintritt stark dreidimensional. Die Strömung hat eine negative axiale Geschwindigkeitskomponente am Außenradius der Rohrleitung (Rückströmung) und eine positive Geschwindigkeit im Bereich der Nabe. Die Strömung hat insgesamt einen Drallcharakter mit abnehmender Umfangsgeschwindigkeit von der Rohrwand zur Rotorachse. Breugelmans und Sen zeigten in ihren umfassenden experimentellen Arbeiten, dass die Rückströmung am Außenradius bis zu 40% des gesamten Eintrittsquerschnitts besetzte [21]. Das Fluid erhält mehr und mehr Energie vom rotierenden Laufrad durch die Rezirkulation, wodurch sich der Mitnahmeeffekt im Eintrittsquerschnitt immer weiter ausbreitet.

In den vorliegenden Messergebnissen kann eine Abhängigkeit der Rotorposition für die analysierten Messebenen nicht festgestellt werden. Eine zeitliche Abhängigkeit des instationären Strömungscharakters im Randbereich des Laufradeintritts ist jedoch gegeben. Die radial-normal weiter zur Laufradachse angeordneten Messebenen (DT radial 50 und DT radial 90) zeigen eine gleichmäßige Geschwindigkeitsverteilung in Hauptströmungsrichtung. Die mittlere Absolutgeschwindigkeit in den Messebenen am Laufradeintritt ist um 16% größer als der in diesem Betriebspunkt mit der induktiven Volumenstrommessung erfasste Wert. Folglich kann festgestellt werden, dass die verringerte Zuströmung im Randbereich durch eine erhöhte Kernströmung ausgeglichen wird. Diese Modellvorstellung der Zuströmung erörtert auch Fraser und beschreibt die ringförmige Rezirkulation am Eintritt, welche sich in die Saugleitung ausbreitet [17]. Auch die kavitierenden Wirbelkerne, welche sich durch den steilen Gradienten zwischen der rotierenden, ringförmigen Rückströmung und der Kernströmung bilden, wurden beschrieben. Bei der Leitschaufelöffnung von 15° überlagert sich in Betriebspunkt OP3 der Beginn der Rückströmung auf der Saugseite mit dem ungleichförmig durchströmten Leitschaufelkanal, der ein Totstromgebiet im Bereich der Nabenseite und folglich eine zur Kranzseite verlagerte Strömung zur Folge hat.

Die Frage, welcher Effekt früher eintritt bzw. eventuell als Trigger für das Auftreten des anderen Effekts fungiert, kann für diesen Öffnungswinkel wie folgt beantwortet werden: Die schlagartig einsetzende Teillastrezirkulation an der Kranzseite des Laufradeintritts, welche unabhängig von der Leitapparatstellung bei konstantem Volumenstrom auftritt, beeinflusst die Laufradabströmung. In weiterer Folge entsteht ein Ablösegebiet im Leitapparat, welches die Druckrückgewinnung vermindert und damit zu Kennlinieninstabilität führt. Eine Auswirkung der Ablösung bzw. Rezirkulation am Laufradaustritt auf die Strömung am Eintritt des Laufrades kann nicht festgestellt werden. Dagegen kann eine eindeutige Trennung der Effekte bei der zusätzlich untersuchten Leitschaufelstellung von $27,5^\circ$ verzeichnet werden, bei welcher das Auftreten der beschriebenen instationären Strömungsphänomene in unterschiedliche Betriebsbereiche verschoben ist. Bei dieser Leitschaufelöffnung konnte nahe Vollast zum

einen eine Ablösung am Laufradaustritt, welche keine Rückwirkung auf den Eintritt hatte, detektiert werden. Zum anderen trat in Teillast eine Rückströmung am Eintritt des Rotors auf, welche am Austritt einen Wechsel der Strömungsablösung von Kranz- zu Nabenseite zur Folge hatte.

In Betriebspunkt OP4, in Teillast, steigt im globalen Mittel der 20 Phasenpositionen am Außenradius der Betrag der Absolutgeschwindigkeit um Werte von bis zu 50% der Umfangsgeschwindigkeit am Laufradaustritt an (Abb. 6-59). Bei einem Durchmesser Verhältnis $D_2/D_{1A}=0,72$ beträgt die gemessene Drallkomponente am Eintritt dementsprechend 70% der Umfangsgeschwindigkeit am Laufradeintritt. Der hohe Geschwindigkeitsbetrag ist in Teillast nur von der Umfangskomponente der Geschwindigkeit dominiert. Der Vordralleffekt unterdrückt die axiale Strömungskomponente am Außenradius, und der Eintrittswinkel wird nahezu tangential. Der starke Anstieg des Vordralls kann auch in der axial-normalen Messebene deutlich erkannt werden. Der Betrag der Strömungsgeschwindigkeit im Kern der Zuströmung steigt um 5% an, obwohl der Durchfluss um mehr als 35% im Vergleich zum Optimum abgesunken ist.

In Abb. 6-61 sind die radial-normale sowie die axial-normale Messebene in Betriebspunkt OP4 dargestellt. Die Vektordarstellung der nahe am Außenradius positionierten radial-normalen Messebene (DT radial 110) ist dominiert von der Umfangskomponente in Drehrichtung des Laufrades.

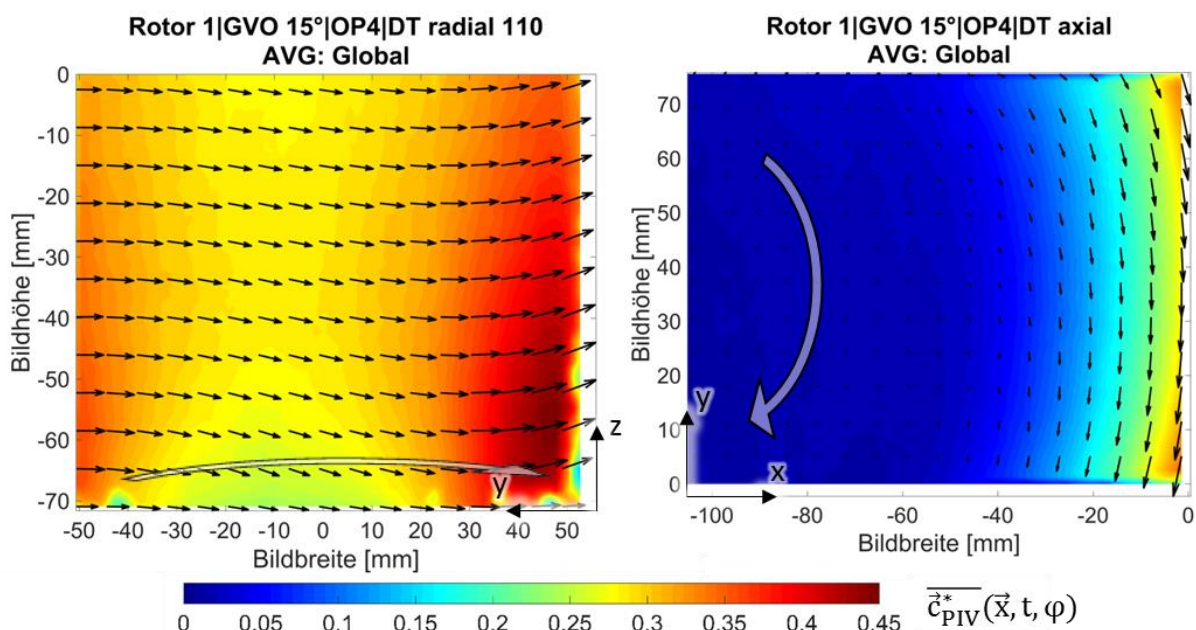


Abb. 6-61: Globale Mittelung der wandnahen radial-normalen sowie der axial-normalen Messebene in Betriebspunkt OP4 von Rotor 1 (GVO 15°)

Der detektierte Vordrall nimmt bis zu 50% der Umfangsgeschwindigkeit am Laufradaustritt an. Eindeutig kann eine stark verringerte Durchströmung der Messebene festgestellt werden. Teilweise ist die meridionale Geschwindigkeitskomponente null, was durch die Vektoren, welche ausschließlich in Umfangsrichtung zeigen, erkannt werden kann. Aus der Geschwindigkeitsverteilung in den Messebenen kann indirekt auf Laufradzuströmung geschlossen werden, welche zur Nabenseite verlagert ist. Im rechten Bereich der Messebene kann eine negative Meridionalkomponente bzw. eine Rückströmung erkannt werden. Die

Auswirkung der Teillastzirkulation ist über die Höhe der Messebene hinaus erkennbar. Aus der statischen Analyse der Druckmessungen im Saugrohrkonus kann in diesem Betriebspunkt die Auswirkung des Vordralls auch 150 mm vor dem Laufradeintritt erfasst werden (siehe Kapitel 6.2.3). Eine ähnlich ausgeprägte Teillastzirkulation wurde auch von Kaupert gemessen [57]. Die radiale Ausdehnung der von der Teillastzirkulation verursachten ringförmigen Geschwindigkeitsverteilung erreicht in Teillast bis zu 45 mm. Das bedeutet, dass 60% des Eintrittsquerschnitts vom Vordrall beeinflusst werden.

Die saugseitige Zuströmung zu Rotor 2 ist in Abb. 6-62 in Form der globalen Mittelung der Geschwindigkeitsfelder dargestellt. Zwischen den Betriebspunkten im lokalen Optimum (OP1) und Betriebspunkt OP2 ist kein Unterschied zu Rotor 1 zu erkennen. Im instabilen Betriebspunkt OP3 können in der wandnahen radial-normalen Messebene die instationären Strömungsmuster erkannt werden. Auch die Rückströmung findet in identer Form statt.

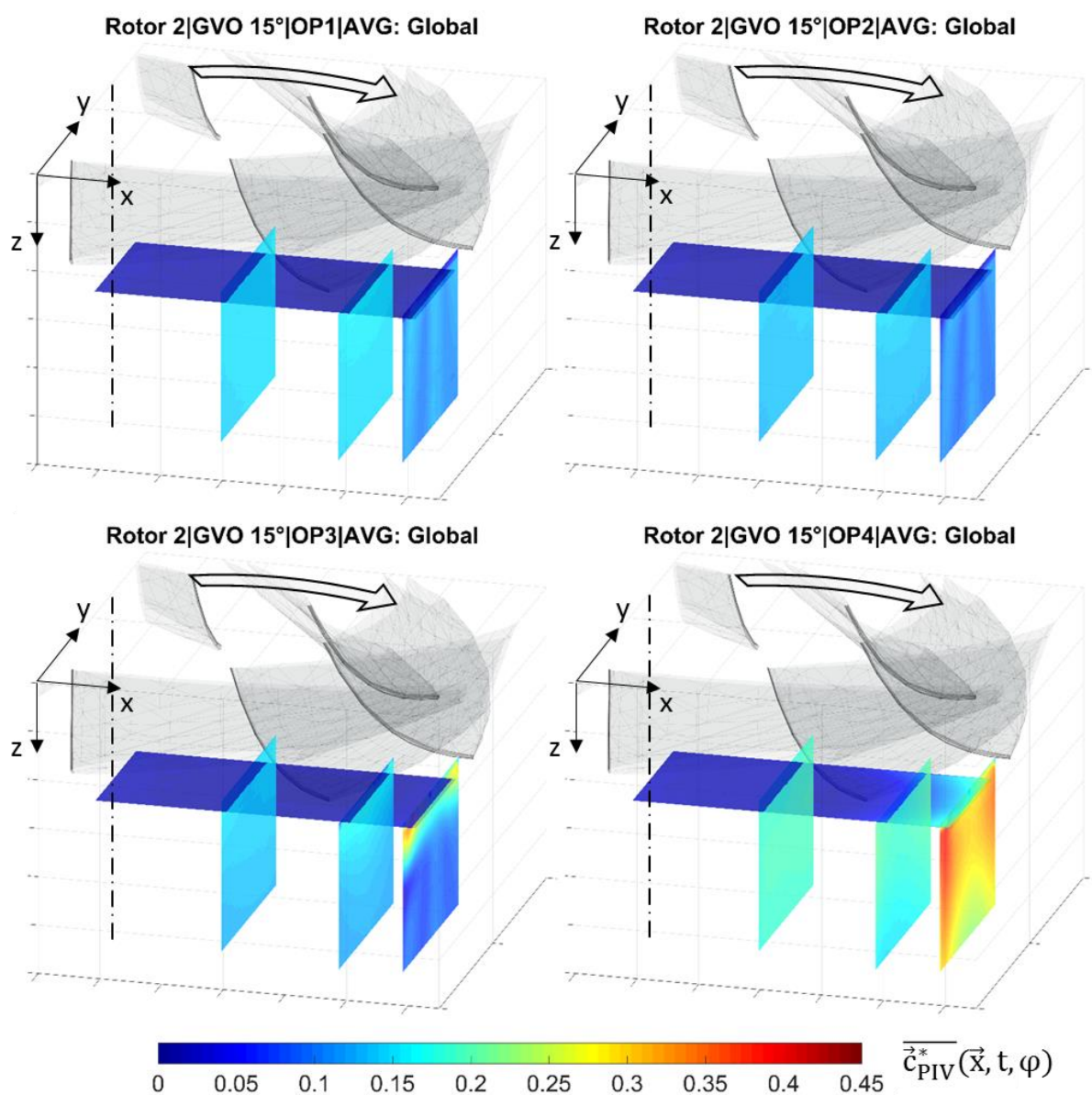


Abb. 6-62: Globale Mittelung der saugseitigen Messebenen von Rotor 2 (GVO 15°) in den Betriebspunkten OP1: lokaler Bestpunkt, OP2: stabiler Kennlinienast, OP3: instabiler Kennlinienast, OP4: Teillast

Das Resultat der PIV-Messung von Rotor 2 ist ähnlich der Strömungsverteilung von Rotor 1. Somit kann keine dominante Auswirkung der unterschiedlichen Form der Eintrittskante auf die Zuströmung in diesem Betriebspunkt erkannt werden. Diese Erkenntnis entspricht der Annahme der Literatur, dass mit größerem Radienverhältnis r_{1a}/r_{1i} der Naben- und Kranzseite am Eintritt die auftretenden Druckdifferenzen normal zur Hauptströmung größer werden und die Rezirkulation früher und intensiver einsetzt [27]. Wie bei Laufradvariante 1 wird die verringerte Durchströmung der Kranzseite durch eine erhöhte Strömungsgeschwindigkeit im Bereich der Nabe kompensiert.

Der Betriebspunkt in tiefer Teillast (OP4) ist dominiert von der hohen Umfangskomponente der Geschwindigkeit am Außenbereich des Laufradeintritts. Im Vergleich zu Rotor 1 ist die vom Drall dominierte Zone in der axial-normalen Messebene jedoch weniger stark ausgeprägt, was auch im Vergleich in den Abbildungen Abb. 6-61 und Abb. 6-63 erkannt werden kann.

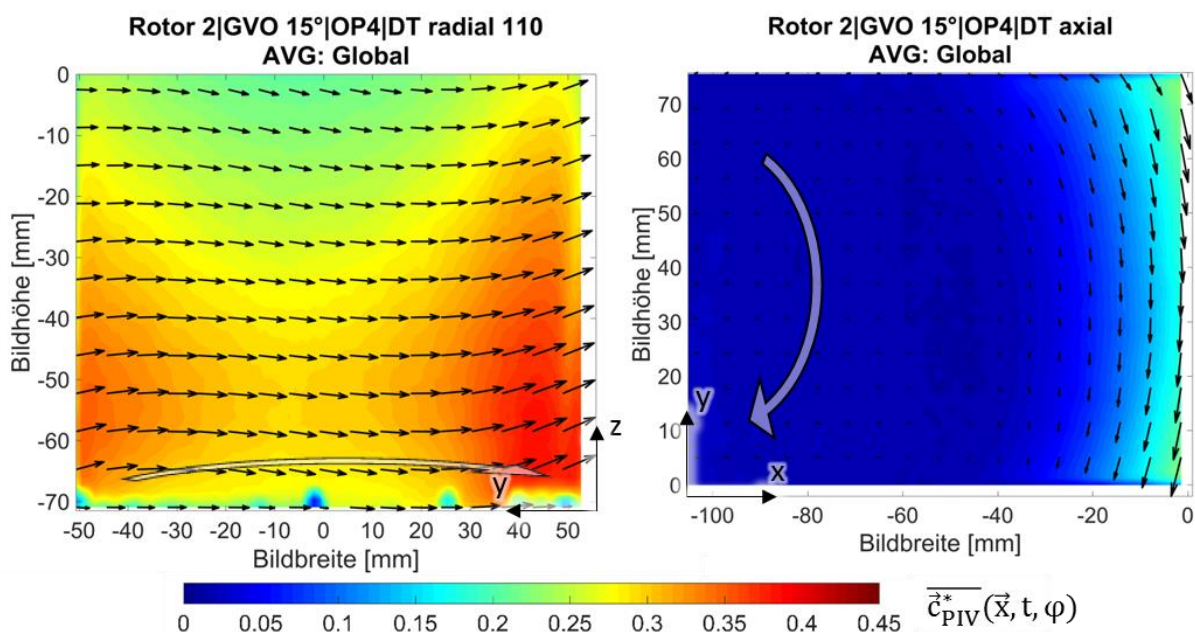


Abb. 6-63: Globale Mittelung der wandnahen radial-normalen sowie der axial-normalen Messebene in Betriebspunkt OP4 von Rotor 2 (GVO 15°)

In den Messungen von Brennen beeinflusst die Rezirkulation am Eintritt 30% der Fläche des Eintrittsquerschnitts [24]. Außerhalb der Rückströmzone hat die Strömung nahezu keine Drallkomponente. Daraus schließt er, dass der Rotor die Drallenergie an die ringförmige Strömung entgegen der Hauptströmungsrichtung überträgt. Bei weiter reduziertem Volumenstrom beschreibt er die Ausbreitung der Drallkomponente in Richtung Rotorachse. Nahe Nulldurchfluss ist nahezu dem gesamten Eintrittsquerschnitt eine Drallströmung aufgeprägt, was er wie folgt erklärt: Die instationäre Rückströmung am Laufradeintritt in Teillast führt gekoppelt mit einem starken Einfluss der Laufradeintrittskanten (Drehklang) zu einer flächigen Durchmischung und Ausbreitung des Vordralls.

6.5.3 Analyse der Laufradabströmung bei einer Leitschaufelöffnung von $27,5^\circ$

Im Folgenden werden charakteristische Geschwindigkeitsverteilungen am Austritt der untersuchten Laufradvarianten bei einer Leitschaufelstellung von $27,5^\circ$ analysiert. Mit der Analyse der Druckpulsationen konnte eine eindeutige Trennung der Effekte auf der Saugseite und der Druckseite des Laufrades hinsichtlich ihres Auftretens im Kennfeld detektiert werden. Die auftretende instationäre Strömung, welche zum Anstieg der Druckpulsationen auf der Druckseite führt, ist bei der großen Leitschaufelöffnung mit einem abgeflachten Kennlinienast bei $\phi/\phi_n = 0,9$ verbunden. Zusätzlich tritt ein Kennlinienknick bei 70% der Menge des lokalen Bestpunktes auf, welcher bei Laufradvariante 1 stärker ausgeprägt ist. Die Messergebnisse der globalen Mittelung der Geschwindigkeitsverteilung des Laufradaustritts bzw. Leitapparateintritts sind in Abb. 6-64 gezeigt:

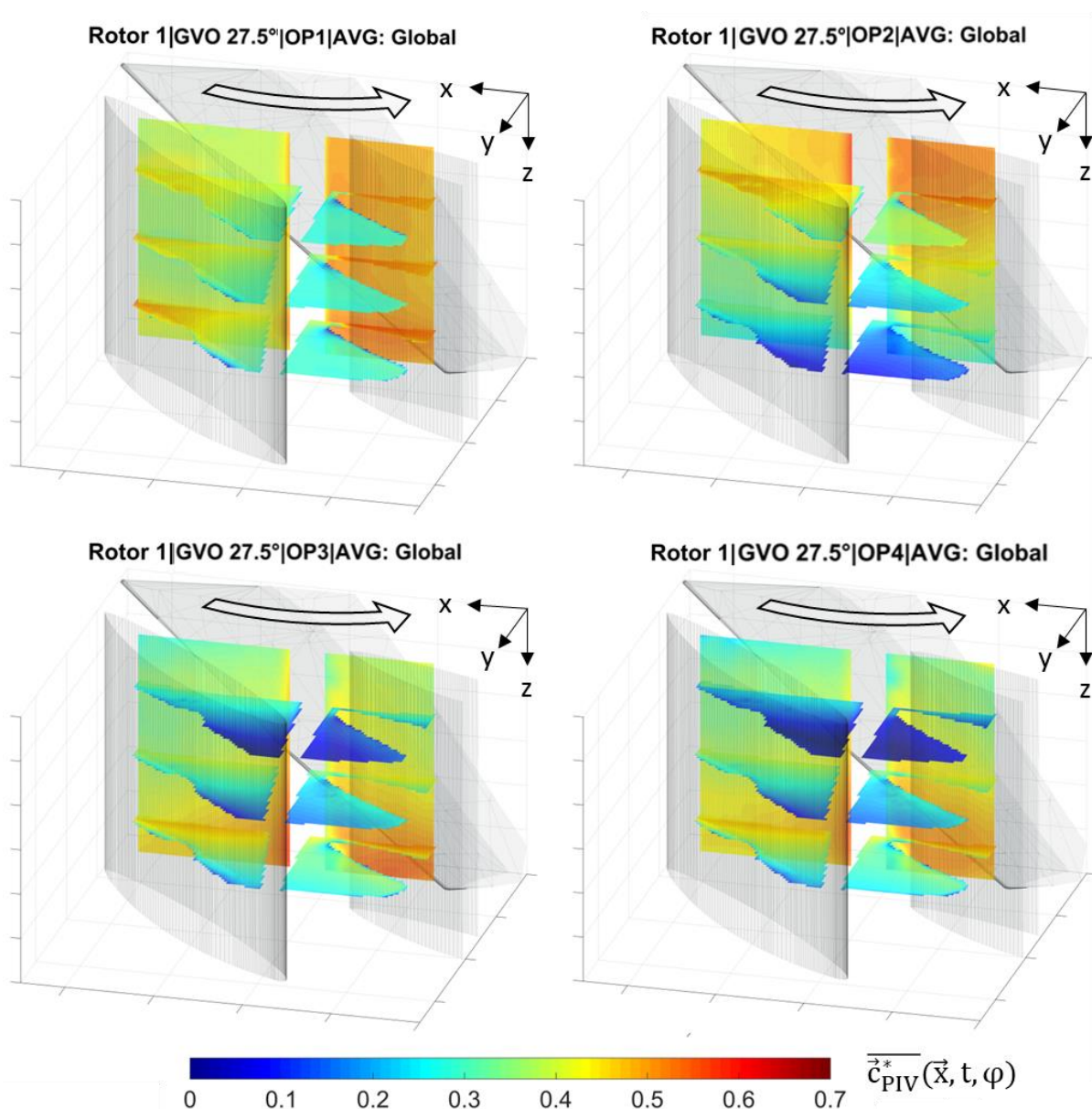


Abb. 6-64: Globale Mittelung der druckseitigen Messebenen von Rotor 1 ($GVO 27,5^\circ$) in den Betriebspunkten OP1: lokaler Bestpunkt, OP2: abgeflachter Kennlinienast, OP3: instabiler Kennlinienast, OP4: Teillast

In der Darstellung ist der größere Öffnungswinkel der Leitschaufeln erkennbar. Die Austrittskante des Rotors dient der Orientierung. Im Vergleich zur Leitapparaturposition 15° können die deutlich geringeren Geschwindigkeiten im schaufelloren Ringraum bzw. den Leitschaufelkanälen erkannt werden. Der Konturplot der normalisierten und global gemittelten Absolutgeschwindigkeit $\overline{c_{PIV}^*}(\vec{x}, t, \varphi)$ im lokalen Optimum zeigt einen starken Einfluss des größeren Öffnungswinkels und eine Zunahme der Absolutgeschwindigkeit nach der Leitschaufeleintrittskante. Die Geschwindigkeitsverteilung über die Höhe der radial-normalen Messebene ist gleichmäßig. In den axial-normalen Messebenen kann die Verzögerungswirkung des Leitapparates erkannt werden, welche von Nabe zu Kranz gleichmäßig auftritt.

In Betriebspunkt OP2, welcher in den Analysen der Druckmessungen durch eine umlaufende Druckschwankung aufgefallen ist, können eine um 15% verringerte Durchströmung der kranzseitigen Messebene ($\overline{c_{PIV}^*}(\vec{x}, t)=0,15$) sowie ein lokales Geschwindigkeitsmaximum nahe der Tragscheibe des Laufrades erkannt werden. Im Gegensatz zum lokalen Bestpunkt ist die Verteilung der Umfangsgeschwindigkeit über der Höhe des Schaufelkanals ungleichförmig. In der radial-normalen Messebene liegen die Extrema der gemessenen Geschwindigkeitsverteilung um 20% auseinander. Eine Phasenabhängigkeit der Zone mit erhöhter Umfangskomponente in der radial-normalen Messebene ist nicht vorhanden, weshalb der Anstellwinkel der Leitschaufel als Ursache vermutet wird. Auf der nabenseitigen Messebene ist die Absolutgeschwindigkeit im Vergleich zum Optimum deutlich gestiegen. Die Kanalmitte zeigt eine Verringerung der Geschwindigkeit um 5% im Vergleich zum Optimum. Im Mittel ist die Geschwindigkeit im gesamten Kanal reduziert, da der Volumenstrom bei konstantem Kanalquerschnitt abgenommen hat.

Die axial-normale Messebene nahe der Kranzseite zeigt eine lokal begrenzte Rückströmung, welche in Abhängigkeit der Rotorposition vor der Leitschaufeleintrittskante auftritt (siehe Abb. 6-65). Zur Verdeutlichung der Rückströmzone ist in folgender Abbildung nur der Betrag der normalisierten meridionalen Geschwindigkeitskomponente in negativer y-Richtung dargestellt. Die Konturplots zeigen einen Einfluss des Anstellwinkels der Leitschaufeleintrittskante von der Rotorposition sowie eine lokal begrenzte Rückströmung.

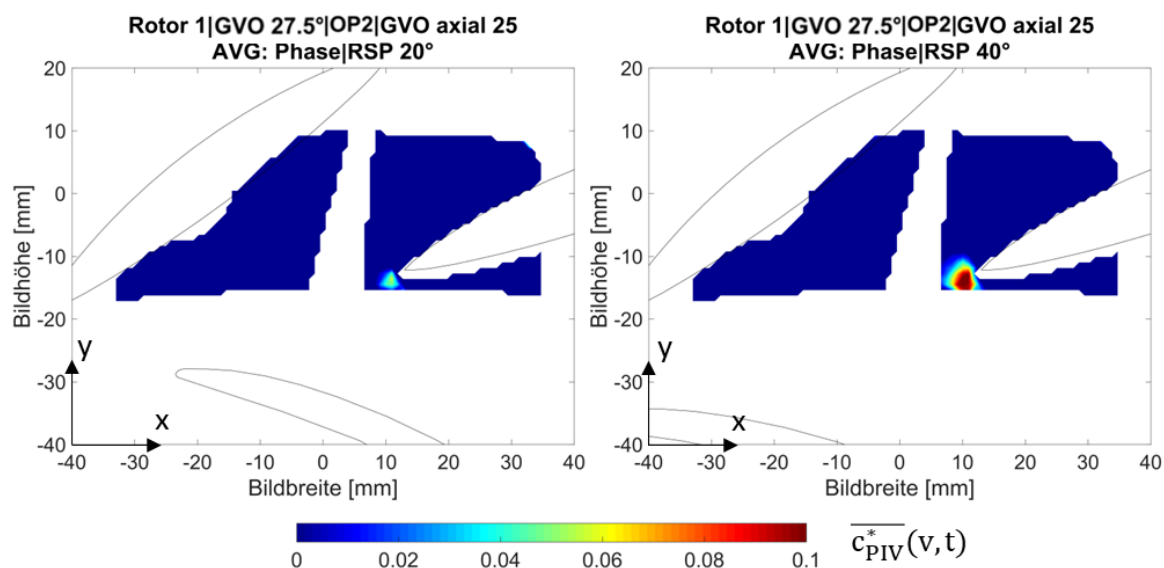


Abb. 6-65: Phasenmittelung meridionale Geschwindigkeit in der kranzseitigen axial-normalen Messebene von Rotor 1 (GVO 27.5°, OP2) bei Rotor-Stator-Position 20° und 40°

Eine vollständige Umströmung der Leitschaufel ist in der Mittelung nicht erkennbar. Dass die Strömung in diesem Betriebspunkt jedoch instationären Charakter besitzt, kann in den Einzelbildern der PIV-Messung erkannt werden (siehe Abb. 6-66). Bild #72 zeigt eine Strömungsumkehr in Form einer Wirbelstruktur im Leitschaufelkanal mit einer ausgeprägten Rückströmung. Bei diesem Öffnungswinkel ist eine erhöhte Tendenz zur Ausbildung von Wirbelstrukturen im Leitschaufelkanal gegeben. Bild #75 zeigt eine Pumpenströmung mit höheren Geschwindigkeitsbeträgen als jene der Umfangsgeschwindigkeit am Laufradaustritt. Diese Messergebnisse deuten phänomenologisch auf eine rotierende Ablösung hin, bei welcher ein Kanal durch eine Ablösung versperrt wird und der jeweils benachbarte Kanal eine stark überhöhte Strömungsgeschwindigkeit aufweist ([54], [55]).

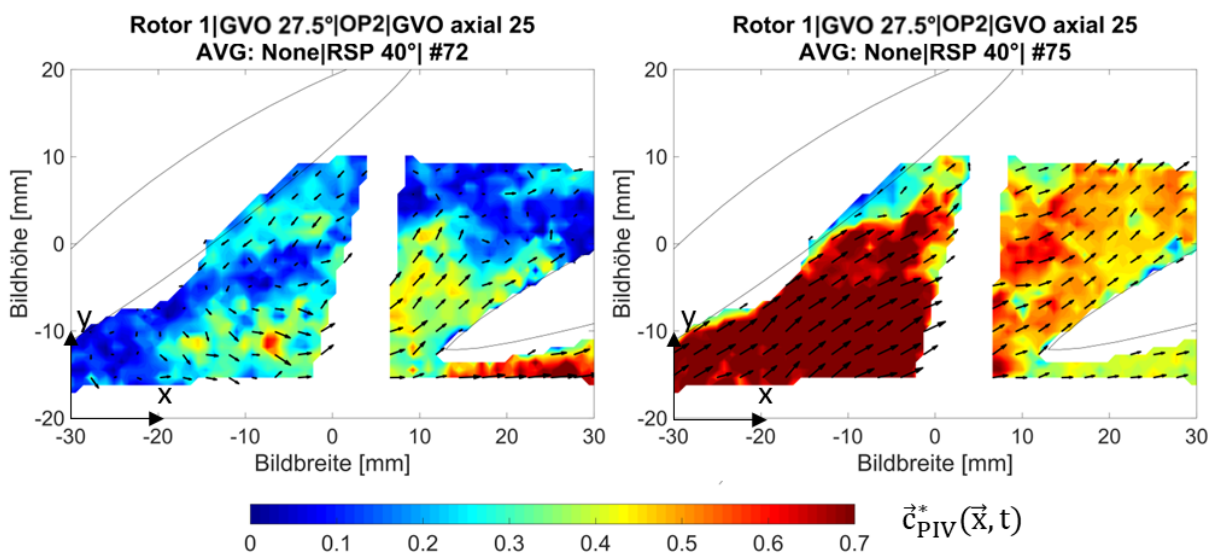


Abb. 6-66: Einzelbilder der kranzseitigen axial-normalen Messebene von Rotor 1 (GVO 27.5°, OP3) bei Rotor-Stator-Position 40°

Ein vollständiger Wechsel der Geschwindigkeitsverteilung am Laufradaustritt hat in Betriebspunkt OP3 stattgefunden. Wie beschrieben, ändert sich durch Einsetzen der Laufradeintrittsrezirkulation die Strömungsverteilung am Laufradaustritt schlagartig. Das führt dazu, dass die Ablösezone von der Kranz- zur Nabenseite springt. Sowohl die Zone mit erhöhter Umfangsgeschwindigkeit als auch die stark verringerte Durchströmung des Leitschaufelkanals haben die Seite gewechselt. Ähnliche Mechanismen beschreiben auch andere Untersuchungen an einer Leitradpumpe mit instabiler Kennlinie [26]. Auch in dieser Untersuchung sprang die Rezirkulationszone von der Kranz- zur Nabenseite.

In der nabenseitigen Messebene beträgt nach dem Wechsel die normierte Geschwindigkeit $\vec{c}_{PIV}^*(\vec{x}, t)$ im globalen Mittel weniger als 10% der Umfangsgeschwindigkeit am Laufradaustritt. Allgemein kann daraus geschlossen werden, dass jede Änderung des Gradienten der Pumpenkennlinie durch eine Änderung im Strömungsfeld verursacht wird. Die Kennlinienstabilität ist empfindlich auf kleine Unterschiede in der Zuströmung zum Laufrad. Die Geschwindigkeitsverteilung vor dem Laufrad kann dessen Abströmung stark beeinflussen, wenn die Strömung einen labilen Zustand besitzt. Der Laufradeintritt und die Umlenkung im Meridianschnitt bestimmen weitgehend die Verteilung der Meridional Komponente am Laufradaustritt ([15], S. 262).

Der Betriebspunkt fällt im Kennlinienverlauf durch einen Wechsel des Vorzeichens des Gradienten auf, der bei identer Durchflussziffer wie der ausgeprägte Förderhöhenabfall bei der Leitschaufelöffnung von 15° eintritt. Ähnlich wie bei OP2 kann eine lokal begrenzte Rückströmung vor der Leitschaufeleintrittskante im Phasenmittel erkannt werden. In den nicht dargestellten Einzelbildern kann über der gesamten Kanalhöhe eine instationäre Strömung in diesem Betriebspunkt detektiert werden.

Deyou et al. [104] und Zhu [105] beschreiben den Einfluss der Leitapparaturöffnung auf die Charakteristik anhand einer numerischen Untersuchung eines Pumpturbinenmodells mit $n_q=30$. Durch in Teillast auftretende Ablösungen und Wirbelstrukturen, die je nach Öffnungswinkel die Stützschaufeln oder Leitschaufeln betreffen, verändert sich die Strömungssituation in der gesamten Maschine. Im Gegensatz zu den vorliegenden Messergebnissen wurde eine Rückwirkung der Ablösung im Diffusor auf den Anströmwinkel am Eintritt detektiert.

Für Laufradvariante 1 kann Folgendes zusammengefasst werden: Ein Abflachen der Charakteristik kann mit einer instationären Strömungsverteilung am Laufradaustritt nahe am lokalen Optimum in Verbindung gebracht werden (Volllastinstabilität). Ein Abfall der Förderhöhe und ein damit verbundener Einbruch der Kennlinie entstehen in Teillast durch Eintreten einer instationären Zuströmung am Laufradeintritt (Teillastzirkulation). Die Volllastinstabilität tritt bei konstanten Werten der relativen Durchflussziffer auf, wogegen die Teillastinstabilität bei identen Werten der absoluten Durchflussziffer auftritt.

Im Off-design-Betriebspunkt OP4, bei 54% des Nennvolumenstromes, zeigt die global gemittelte Absolutgeschwindigkeit eine weitere Abnahme des Geschwindigkeitsbetrages in der nabenseitigen Messebene. Im Bereich des nabenseitigen Leitschaufelkanalaustritts geht die Absolutgeschwindigkeit gegen null. Eine ausgeprägte Rückströmung wie bei einem Öffnungswinkel von 15° kann im globalen Mittel nicht erfasst werden. In den nicht dargestellten Phasenmittelungen der nabenseitigen Messebene kann eine lokale Rückströmung vor der Leitschaufelkante beobachtet werden. Die Strömungsverteilung in den weiteren Messebenen bleibt unverändert.

Vergleicht man die beiden Laufradvarianten, kann im lokalen Bestpunkt bei $27,5^\circ$ Öffnungswinkel kein Unterschied in der Absolutgeschwindigkeit am Austritt detektiert werden (siehe Abb. 6-64 und Abb. 6-67). In Betriebspunkt OP2 bei $\phi/\phi_n=0,8$ ist eine verringerte Absolutgeschwindigkeit am Austritt des Leitschaufelkanals zu erkennen. Das Maximum der Strömungsgeschwindigkeit ist im Vergleich zu Rotor 1 gleichmäßiger über die Kanalhöhe verteilt. In der radial-normalen Messebene ist auch eine Zone mit einem Geschwindigkeitsmaximum zu erkennen, jedoch ist der Unterschied in den gemessenen Umfangsgeschwindigkeiten über die Kanalhöhe deutlich geringer. Auch bei Rotor 2 ist die Abströmung zwar ungleichförmig, jedoch besitzt das Geschwindigkeitsprofil keine ausgeprägten lokal begrenzten Überhöhungen wie jenes von Rotor 1.

Verbunden mit der Veränderung des Gradienten der Kennlinie ist wieder eine instationäre Strömungsverteilung am Laufradaustritt. Im Betriebspunkt OP3 kann nahezu kein Einbruch der Kennlinie erkannt werden, dennoch kommt es sowohl auf der Saugseite (siehe 6.5.4) wie auch auf der Druckseite des Laufrades zu ungleichmäßigen Strömungsverteilungen. Diese Beobachtung machte auch Knapp bei der Vermessung der Strömung am Ein- und Austritt einer Kreiselpumpe: Unterhalb bzw. oberhalb einer bestimmten Leitschaufelöffnung war nahezu kein Einbruch der Förderhöhe mehr bemerkbar [97]. Ähnlich dem globalen Mittel der Absolutgeschwindigkeit von Rotor 1 ist der Volumenstrom im Bereich der Nabenseite in OP3

reduziert. Die Strömung wird instationär, und zeitweise treten Rückströmungen auf, die im globalen Mittel als lokale Rückströmung vor der Leitschaufeleintrittskante zu erkennen sind.

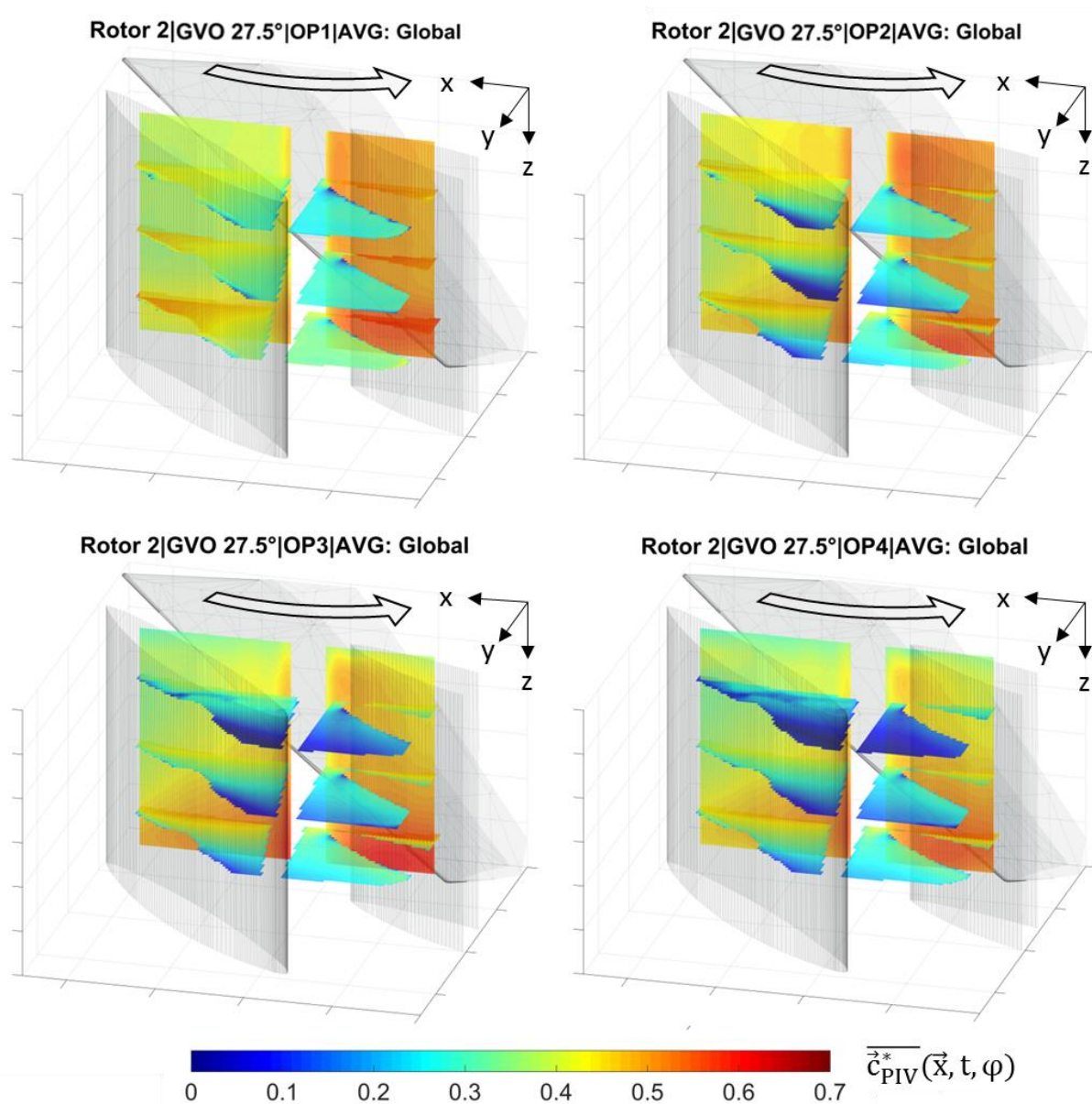


Abb. 6-67: Globale Mittelung der druckseitigen Messebenen von Rotor 2 (GVO 27,5°) in den Betriebspunkten OP1: lokaler Bestpunkt, OP2: abgeflachter Kennlinienast, OP3: instabiler Kennlinienast, OP4: Teillast

Deutlich zu erkennen ist die um bis zu 20% höhere Umfangskomponente der gemessenen Geschwindigkeit nahe der Tragscheibe in der Ebene tangential zum Laufradaustritt. Im Betriebspunkt in Teillast, in OP4, haben Rotor 2 und Rotor 1 eine äquivalente Geschwindigkeitsverteilung in den Leitschaufelkanälen. Bei beiden Laufradvarianten kann am Austritt keine vollständige Rückströmung zum Laufrad detektiert werden. Unterschiedlich ist bei den Laufrädern die Verteilung der Geschwindigkeit über die Kanalhöhe.

Laufradvariante 2 kann dahingehend als optimierte Version betrachtet werden, als dass die hydraulische Form eine stabilisierende Wirkung auf die Abströmung besitzt. Zwar ist ebenfalls eine ungleichmäßige Geschwindigkeitsverteilung über der Kanalhöhe zu finden, jedoch treten

die Ablösungen im Leitschaufelkanal weniger abrupt auf, und der Wechsel der Ablösung von der Naben- zur Kranzseite wird vollständig unterdrückt. Die instationären Effekte der Teillastzirkulation am Eintritt des Laufrades wirken sich in verminderter Form auf die Strömung am Laufradaustritt aus, was sich in einer stabilisierten Kennlinienform widerspiegelt.

Statistische Analyse der instationären Strömung am Laufradaustritt bei 27,5°

Abb. 6-68 soll einen Vergleich der beiden Laufradvarianten sowie der Betriebspunkte in welchen am Laufradaustritt der Wechsel der Geschwindigkeitsverteilung passiert, darstellen. Der überlagerte Konturplot stellt das Maß der Schwankungsbreite der Absolutgeschwindigkeit dar. Je höher die Standardabweichung, desto wahrscheinlicher ist die Strömung in diesem Bereich instationär und abgelöst. In Betriebspunkt OP2 ist die Geschwindigkeitsverteilung am Laufradaustritt (GVO radial) von Rotor 2 deutlich stabiler. Bei Rotor 1 ist bereits eine instationäre Strömung an der Kranzseite (GVO axial 25) der Leitschaufeleintrittskante sichtbar.

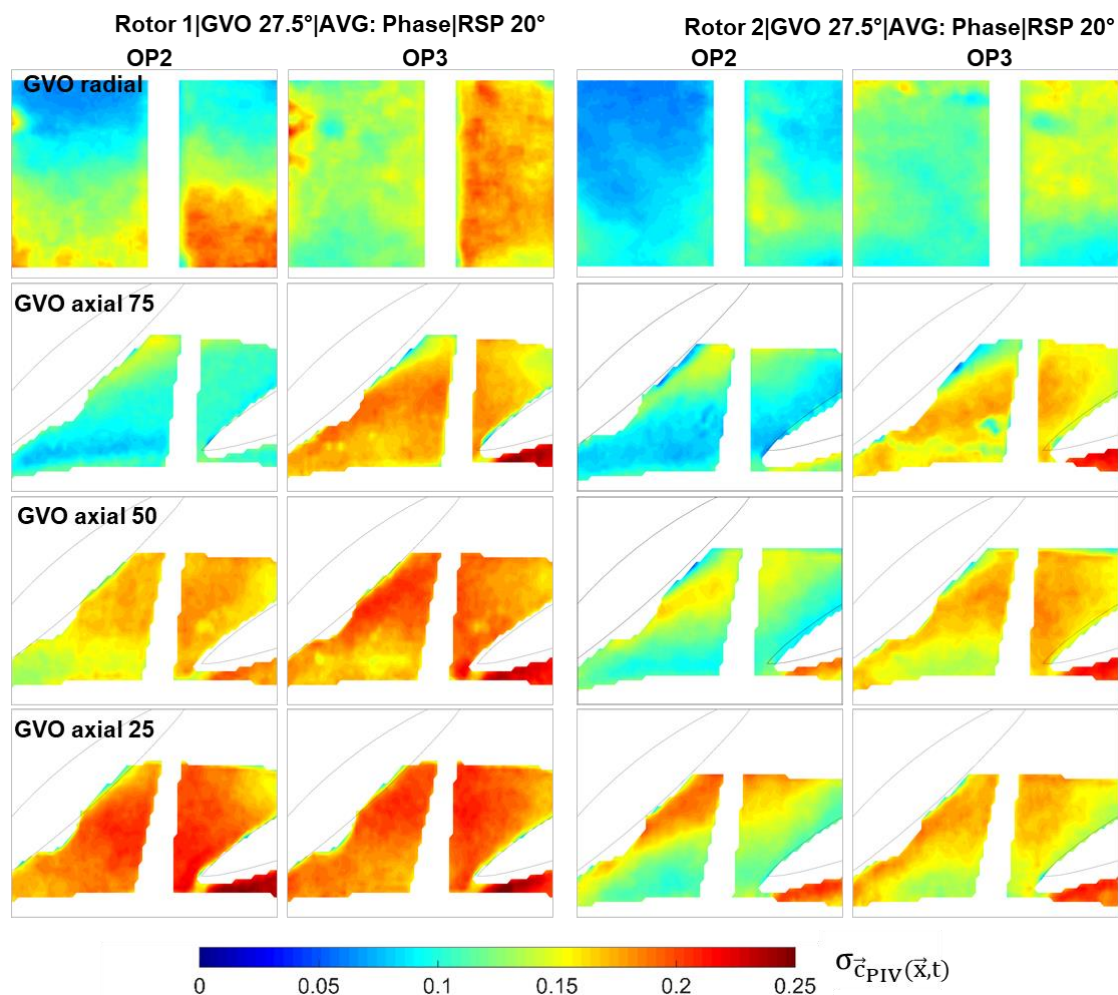


Abb. 6-68: Vergleich der Standardabweichung der Phasenmittelung der druckseitigen Messebenen in den Betriebspunkten OP2 und OP3 von Rotor 1 und 2 (GVO 27,5°)

Dagegen zeigen beide Laufradvarianten eine stabile Durchströmung der nabenseitigen Messebene (GVO axial 75), was durch eine geringe Standardabweichung der phasengemittelten und normalisierten Absolutgeschwindigkeit $\sigma_{\vec{c}_{PIV}(\vec{x},t)}$ belegt ist.

Betriebspunkt OP3 ist, wie bereits gezeigt, durch einen Wechsel der verzögerten Strömungsgeschwindigkeit von der Kranz- zur Nabenseite charakterisiert. Bei der Analyse der Standardabweichung der Absolutgeschwindigkeit am Austritt von Rotor 1 ist eine instationäre Strömung hinter der Leitschaufeleintrittskante in der radial-normalen Messebene zu erkennen. Im gesamten Leitschaufelkanal ist die Strömung instationär. Eine abgelöste Strömung verursacht eine hohe Standardabweichung von bis zu 23%. Rotor 2 dagegen zeigt am Laufradaustritt und für die Strömung im Leitschaufelkanal deutlich geringere Fluktuationen.

6.5.4 Analyse der Laufradzuströmung bei einer Leitschaufelöffnung von 27,5°

Die gemessenen Geschwindigkeitsverteilungen der Laufradzuströmung für die Leitschaufelöffnung von 27,5° und Rotor 1 sind in Abb. 6-69 dargestellt:

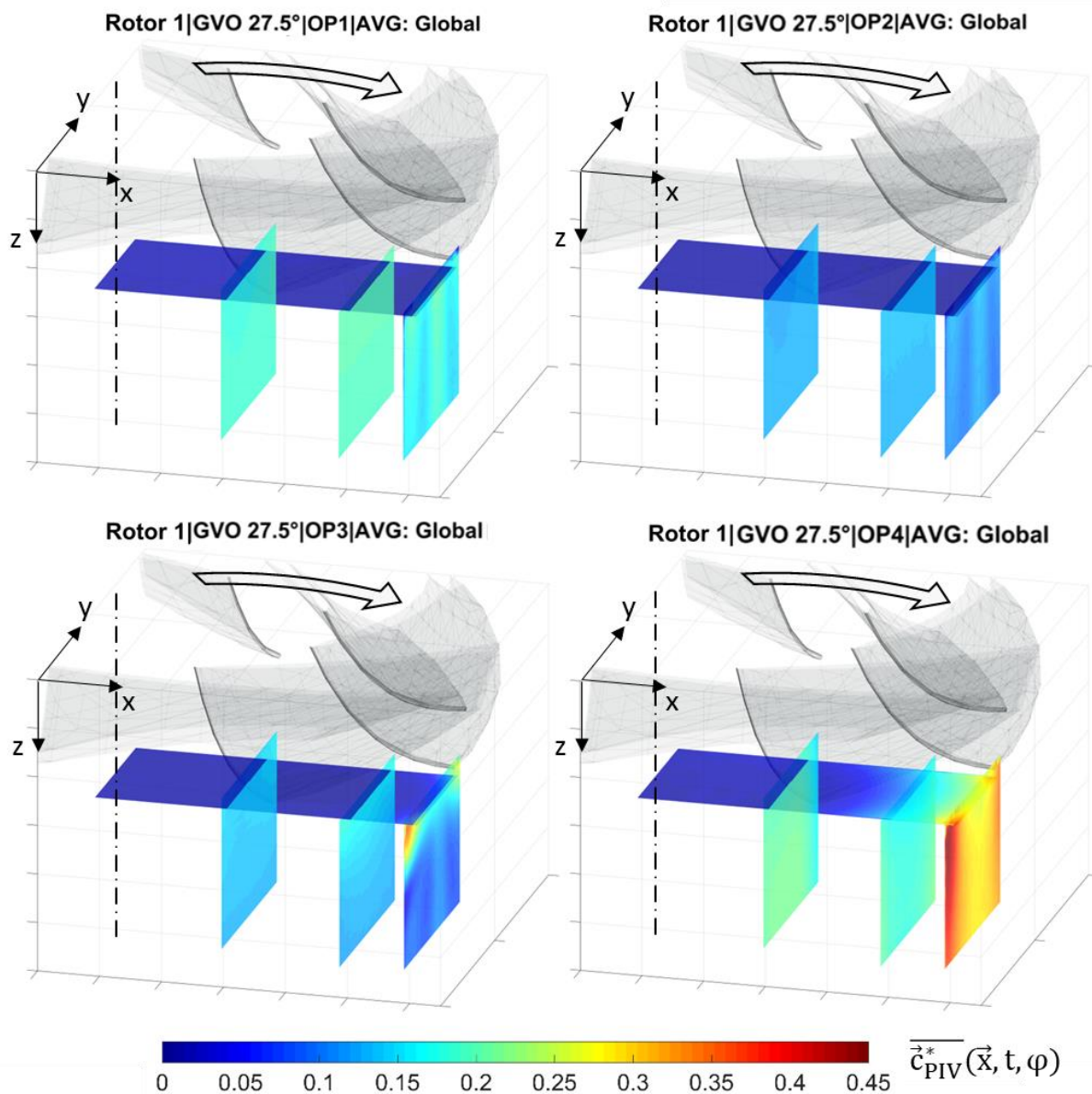


Abb. 6-69: Globale Mittelung der saugseitigen Messebenen von Rotor 1 (GVO 27,5°) in den Betriebspunkten OP1: lokaler Bestpunkt, OP2: abgeflachte Kennlinie, OP3: eingebrochene Kennlinie, OP4: Teillast

Die global gemittelte Absolutgeschwindigkeit in den Betriebspunkten OP1 und OP2 zeigt eine homogene Verteilung. Die Abnahme des Volumenstromes ist in den radial-normalen Messebenen zu erkennen. In Betriebspunkt OP3, der, wie bereits beschrieben, mit dem Knick der Kennlinie zusammenfällt und in welchem ein Wechsel der Strömungsverteilung am Laufradaustritt passiert, kann eine inhomogene Geschwindigkeitsverteilung nahe der Kranzseite detektiert werden. Die erhöhte Umfangsgeschwindigkeit wird durch das Auftreten der drallbehafteten Rezirkulation am Eintritt des Laufrades verursacht. In Abb. 6-70 ist eine mit PIV erfasste Wirbelstruktur, welche sich in der Scherschicht zwischen der rotierenden Rezirkulation und der „gesunden“ Kernströmung ausbildet, in der axial-normalen Messebene dargestellt. In Kapitel 6.4 zeigen die Highspeed-Aufnahmen die kavitierenden Wirbelkerne, welche als Resultat der Wirbelstrukturen auftreten. Die Detailansicht mit verdichteten Geschwindigkeitsvektoren zeigt die Ausdehnung der rotierenden Wirbelstruktur. Die Geschwindigkeit erreicht dabei lokal bis zu 25% der Umfangsgeschwindigkeit.

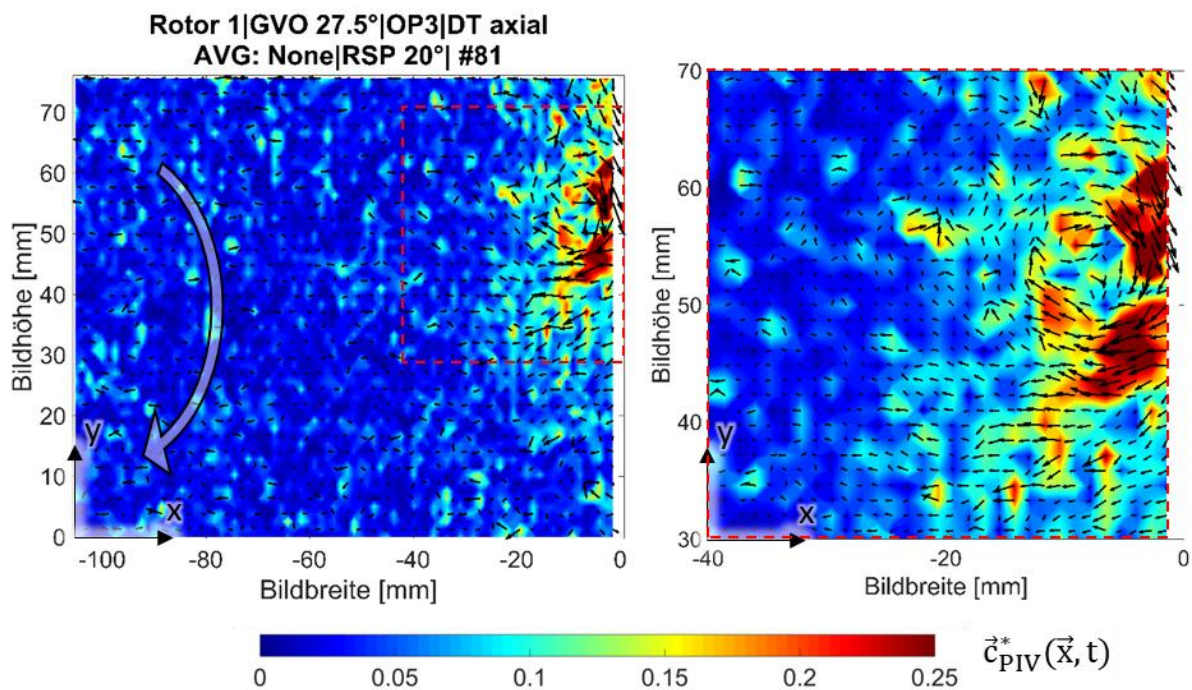


Abb. 6-70: Einzelbild der axial-normalen Messebene auf der Saugseite von Rotor 1 (GVO 27.5°) in Betriebspunkt OP3

Das globale Mittelbild von Betriebspunkt OP4 zeigt den Anstieg der Absolutgeschwindigkeit am Außenradius äquivalent zu der kleineren Leitschaufelöffnung von 15°. Die hohe Umfangsgeschwindigkeit wird durch den Vordrall verursacht. Durch die Versperrung auf der Kranzseite wird die Nabenseite am Laufradeintritt verstärkt durchströmt. Dieser Effekt ist in den radial-normalen Messebenen, welche weiter zur Rotorachse angeordnet sind deutlich zu erkennen.

Mit Abb. 6-71 soll anhand der Superposition der Vektorfelder und der Konturplots ein räumlicher Eindruck der Zuströmung zum Laufrad in Betriebspunkt OP4 gegeben werden. Dabei ist der Anstieg der Drallkomponente mit größer werdendem Abstand zur Rotorachse zu erkennen, welcher sein Maximum am Außenradius besitzt.

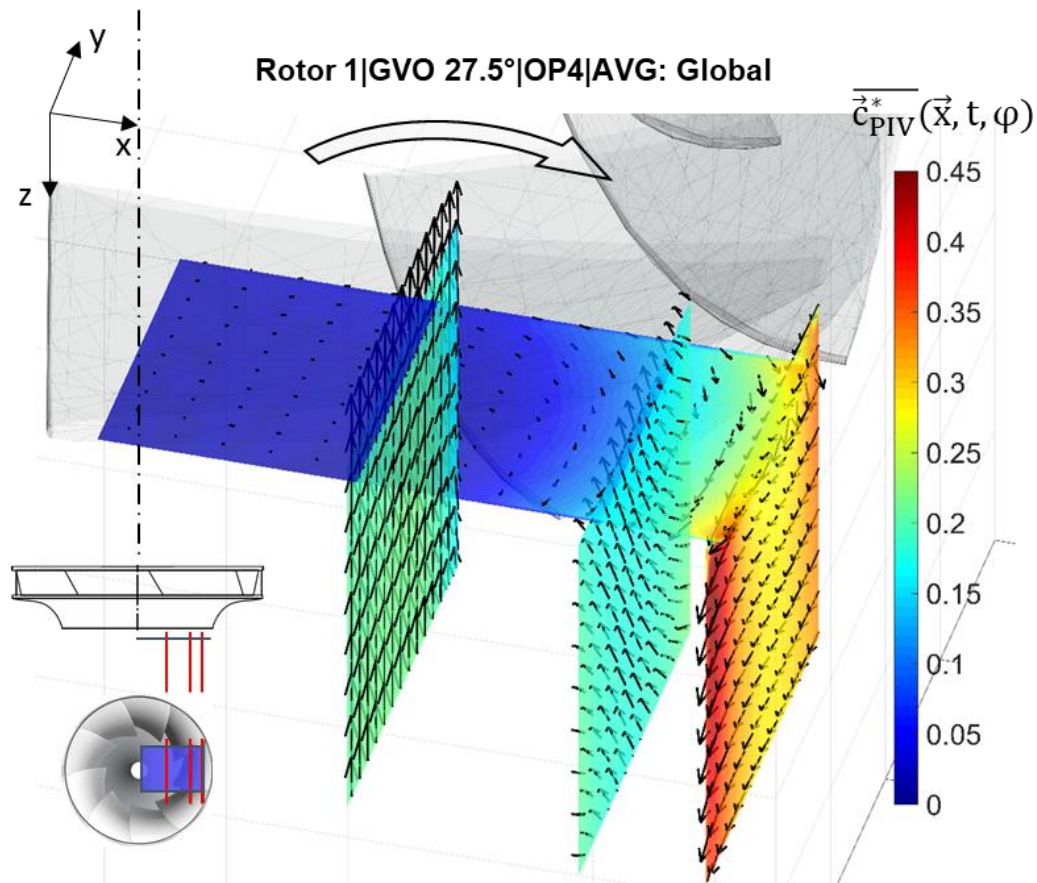


Abb. 6-71: Globales Mittel mit Vektordarstellung der Messebenen auf der Saugseite von Rotor 1 (GVO 27.5°) in Betriebspunkt OP4

Die gemessene Geschwindigkeitsverteilung sowie das Auftreten der Teillastrezirkulation auf der Saugseite sind stark vom Volumenstrom abhängig. Wird ein kritischer Wert unterschritten, ändert sich die Geschwindigkeitsverteilung drastisch. Eine Abhängigkeit von der Leitapparatöffnung bezüglich der auftretenden Effekte ist nicht vorhanden: Bei identem Volumenstrom tritt die qualitativ idente Strömungsverteilung im Geschwindigkeitsfeld auf. Die Intensität des Einsetzens der Teillastrezirkulation ist bei kleiner Leitschaufelöffnung allerdings ausgeprägter.

Auch die globale Geschwindigkeitsverteilung auf der Saugseite des Rotors 2 zeigt qualitativ keine Unterschiede im Vergleich zur Messung bei 15° Öffnungswinkel (siehe Abb. 6-72 und Abb. 6-62). Wie eben beschrieben, ist das Einsetzen der Instabilität auf der Saugseite in Betriebspunkt OP3 weniger stark ausgeprägt. Die höhere Absolutgeschwindigkeit in den Messebenen ist dem höheren Volumenstrom geschuldet. In Betriebspunkt OP4 kann am Außenradius eine verringerte Drallkomponente der gemessenen Absolutgeschwindigkeit beobachtet werden. Die Ursache ist in einer verringerten radialen Ausdehnung der Zone erhöhten Dralls zu finden. In dieser Hinsicht unterscheidet sich Laufradvariante 1 von Variante 2.

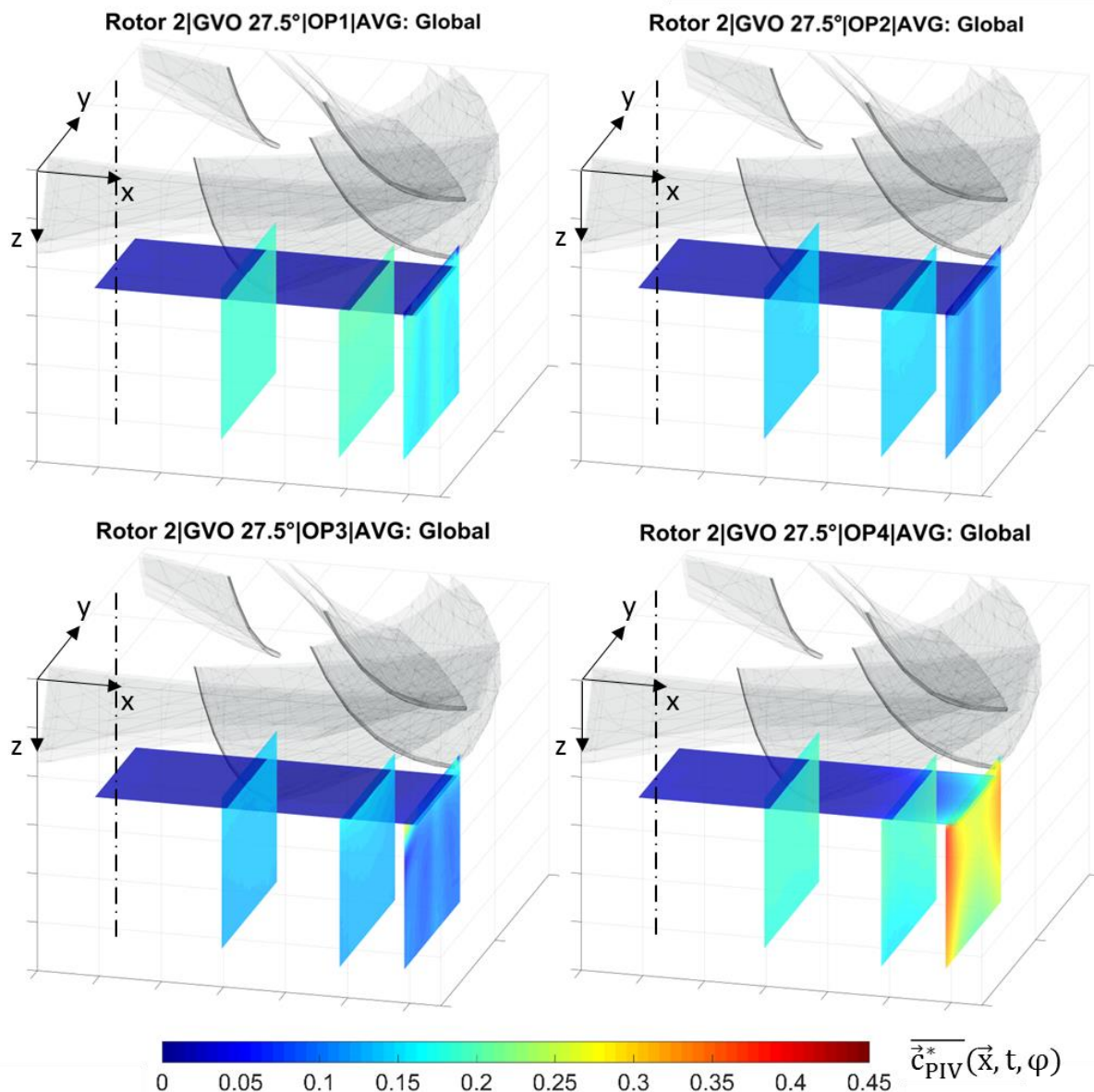


Abb. 6-72: Globale Mittelung der saugseitigen Messebenen von Rotor 2 (GVO 27.5°) in den Betriebspunkten OP1: lokaler Bestpunkt, OP2: abgeflachte Kennlinie, OP3: eingebrochene Kennlinie, OP4: Teillast

6.5.5 Vergleich der Strömungsmuster der getesteten Laufradvarianten

Die folgenden Abbildungen stellen eine globale Übersicht der Messergebnisse in Bezug zu den Kennlinien dar. Die visualisierte Strömung am Eintritt und Austritt des Pumpturbinenmodells in den auftretenden Kennlinieninstabilitäten und über den ganzen Bereich der Kennlinie bei verschiedenen Leitapparatstellungen wird gezeigt. In der abschließenden Zusammenfassung erfolgen eine detaillierte Beschreibung sowie eine Kategorisierung der untersuchten Strömungsphänomene und deren Beeinflussung der Kennlinienform. In Abb. 6-73 sind die gesammelten PIV-Messergebnisse bei einer Leitradöffnung von 15° dargestellt. Abb. 6-74 zeigt die äquivalenten Resultate des Öffnungswinkels von 27,5°.

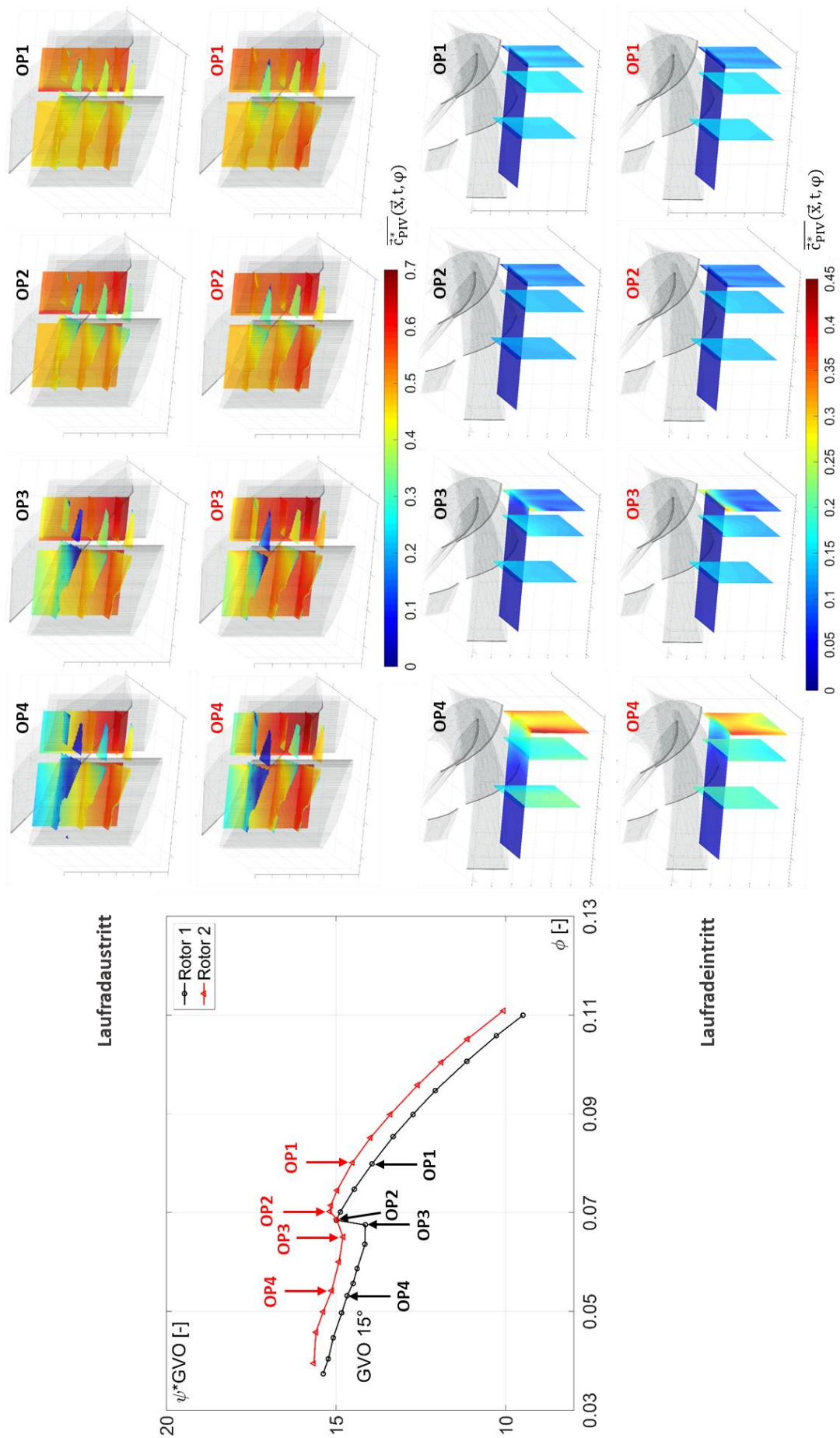


Abb. 6-73: Vergleich der Strömungsmuster bei 15° Leitschaufelöffnung

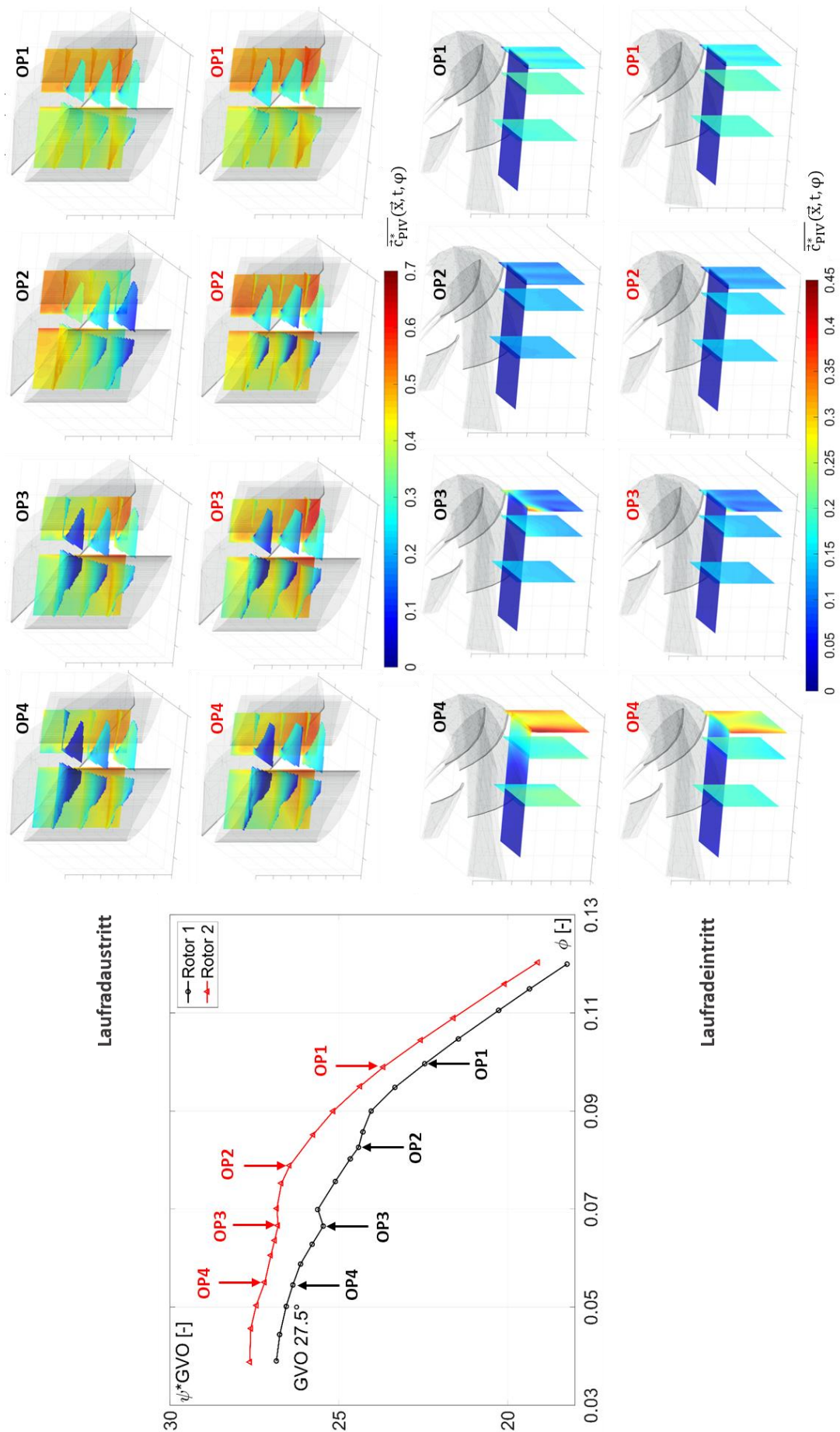


Abb. 6-74: Vergleich der Strömungsmuster bei 27,5° Leitschaufelöffnung

Abb. 6-75 und Abb. 6-76 stellen die Geschwindigkeitsverteilung im engsten Querschnitt eines Leitschaufelkanals zwischen Naben- und Kranzseite dar. Zusätzlich sind in den Kennlinien für die jeweilige Laufradvariante der Beginn und die Ausbildung der Teillastzirkulation am Laufradeintritt dargestellt. Die Rückströmung ist bei beiden Laufradvarianten erkennbar.

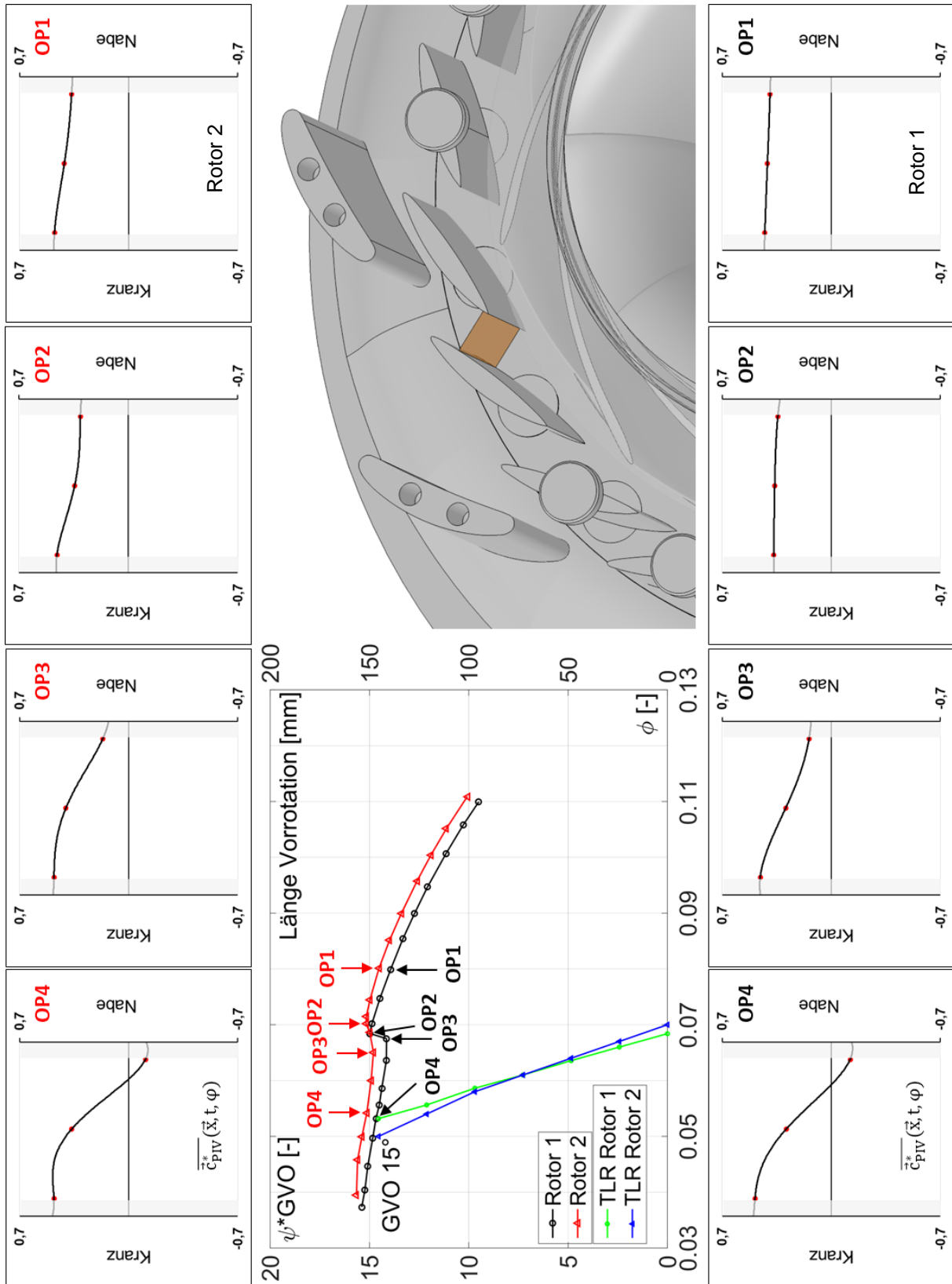


Abb. 6-75: Vergleich der Strömung im engsten Querschnitt des Leitapparats bei 15° Leitschaufelöffnung

Bei der Leitschaufelöffnung von 27,5° kann bei Rotor 1 der Wechsel der Ablösezone von der Kranz- zur Nabenseite erkannt werden. Eine eindeutige Rückströmung ist im Mittel der Geschwindigkeit nicht detektierbar.

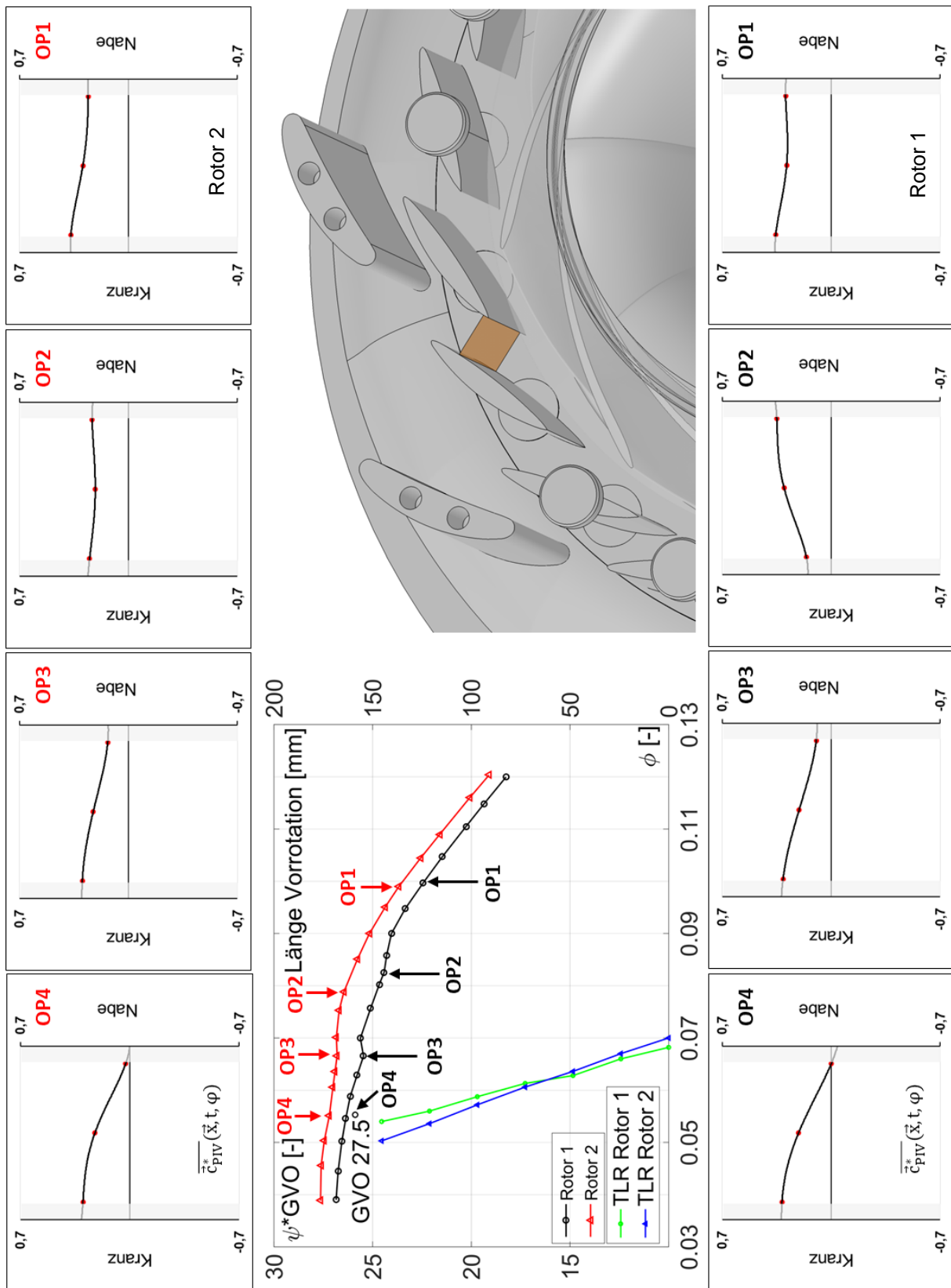


Abb. 6-76: Vergleich der Strömung im engsten Querschnitt des Leitapparats bei 27,5° Leitschaufelöffnung

7 Zusammenfassung und Ausblick

7.1 Zusammenfassung

In der vorliegenden Arbeit wurde das Betriebsverhalten von Francis-Pumpturbinen im Teillastbetrieb im Pumpenquadranten analysiert. Die Verhältnisse der auftretenden Strömungsmuster, welche zu Kennlinieninstabilitäten führen, wurden auf experimentellem Weg untersucht. Dazu wurden an zwei Laufradvarianten mit $n_q=50$, deren Charakteristiken sich in der Stabilität der Kennlinien unterscheiden, umfangreiche Messungen durchgeführt.

Ein Pumpturbinenmodell wurde modifiziert, ohne Vereinfachungen oder Änderungen an strömungsführenden Bauteilen vorzunehmen, damit die Einhaltung der Abnahmenorm (IEC 60193) gewährleistet wurde. Das gesamte Modell wurde mit hochauflösenden Wanddrucksensoren ausgestattet, was einen Überblick der auftretenden Strömungsphänomene erlaubte. Strömungsvisualisierungen mit einer Hochgeschwindigkeitskamera gaben Auskunft über die Entstehung und die Ausprägung von Ablösungen am Eintritt und Austritt des Laufrades der Modellturbine. Lokale Rückströmgebiete konnten mit PIV-Messungen eindeutig erfasst und quantifiziert werden. Acht Messebenen (vier am Laufradaustritt und vier am Laufradeintritt) erlaubten eine quasi-dreidimensionale Betrachtung der Strömung auf der Saug- und Druckseite der Laufräder in insgesamt 16 Betriebspunkten, verteilt über jeweils zwei Leitschaufelöffnungen. In Kombination mit den Wanddrucksensoren und zusätzlich durchgeführten Leitschaufelmomentmessungen wurde eine zeitaufgelöste Analyse der Schlüsselmechanismen, die zu Kennlinieninstabilität im Pumpbetrieb führen, ermöglicht.

Ein Resümee der verschiedenen Analysemethoden ist in den jeweiligen Kapiteln gegeben. Im Folgenden soll eine Zusammenfassung der instationären Strömungseffekte, welche für die Laufradvarianten detektiert wurden, sowie deren unterschiedliche Auswirkungen auf die Stabilität der Kennlinie gegeben werden. Für das Auftreten der Kennlinieninstabilitäten sind der Teillastwirbel am Laufradeintritt sowie das Versagen der Diffusorfunktion im Leitrad (Volllastinstabilität) verantwortlich zu machen. Im Folgenden sollen deren Auftreten, Ausprägung und Interaktion auf Basis der mit den experimentellen Untersuchungen gewonnenen Erkenntnisse im Detail beschrieben werden.

Drallbehaftete Rezirkulation am Laufradeintritt

Am Laufradeintritt setzte unabhängig von der Leitschaufelöffnung und Rotorvariante bei konstanter Durchflussziffer Vordrall ein. Als Teillastrezirkulation wurde eine Rückströmung, welche am Außenkranz des Laufrades ansetzte identifiziert. Wie beschrieben, muss die Strömung lokal ablösen, und zusätzlich müssen Druckunterschiede normal zur Hauptströmungsrichtung auftreten, damit eine Rezirkulation auftreten kann. Die Neigung zur Ablösung kann durch einen verringerten Volumenstrom in Teillast und damit einer verstärkten Falschanströmung erklärt werden. Ab einem kritischen Anströmwinkel löste die Strömung an der Eintrittskante nahe der Kranzseite ab. Mit einem bestehenden Druckgradienten, welcher durch das Verhältnis der Verzögerung der Relativgeschwindigkeit vor der Schaufeleintrittskante zum engsten Querschnitt im Laufrad entstand, waren die Bedingungen für eine Rückströmung erfüllt. Die Rezirkulation am Eintritt hat durch einen Mitnahmeeffekt des Rotors eine hohe Umfangskomponente am Außenradius, welche in Richtung Rotorachse

abnimmt. Diese Rezirkulation ist in Kombination mit dem Vordralleffekt die Hauptursache für Druckpulsationen im Saugrohrkonus im Pumpbetrieb. Die Drallkomponente wird durch die Koppelung des Rotors mit dem rückströmenden Fluid verursacht. Abb. 7-1 zeigt die Modellvorstellung der Strömungsmuster auf der Saugseite in einem Betriebspunkt in Teillast:

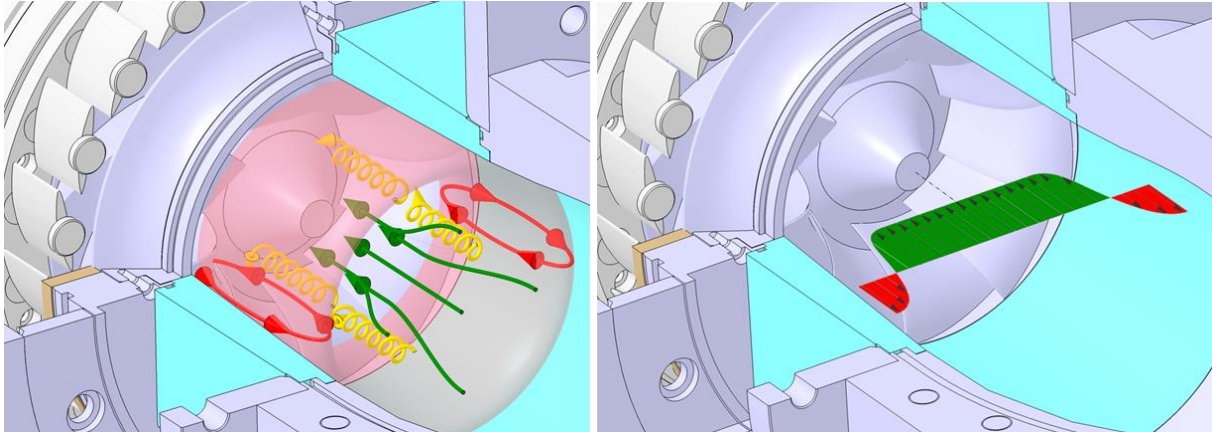


Abb. 7-1: Modellvorstellung der Teillastrezirkulation im Pumpbetrieb

Während die grünen Pfeile die in Richtung Nabe abgelenkte Hauptströmung darstellen, ist kranzseitig der Rezirkulationsbereich mit roten Pfeilen skizziert. Die Teillastrezirkulation hat ihren Ursprung in den Laufradkanälen und vermindert den durchströmten Querschnitt. Die eingeschnürte Kernströmung besitzt eine erhöhte Strömungsgeschwindigkeit. In der Scherschicht zwischen der beschleunigten Kernströmung und der drallbehafteten Rückströmung treten Wirbelstrukturen, welche als gelbe Pfeile dargestellt sind, auf. Die Wirbel, deren kavitierende Wirbelkerne visualisiert wurden, entstehen durch den steilen Geschwindigkeitsgradienten zwischen der rotierenden, ringförmigen Rückströmung und der Kernströmung. Sie laufen mit einer Frequenz von 20% der Drehfrequenz um und rotieren zusätzlich um die eigene Achse. Da die Wirbelstrukturen mit einer geringeren Drehfrequenz als das Laufrad selbst umlaufen, werden diese kontinuierlich von den Laufradeintrittskanten zerteilt. Dieser Mechanismus ist verantwortlich für den deutlichen Anstieg der Vibrationen sowie des Geräuschpegels in Teillast. Auch Kavitationsschäden können durch die Wirbel hervorgerufen werden.

Die Rückströmung breitet sich umso weiter entgegen der Hauptströmungsrichtung aus, je geringer der Volumenstrom ist. In den Druckmessungen können eine axiale Ausbreitung bis $0,6x D_e$ festgestellt werden. Die radiale Ausdehnung der von der Rezirkulation verursachten ringförmigen Geschwindigkeitsverteilung erreicht in Teillast bis zu 45 mm, was bedeutet, dass 60% des Eintrittsquerschnitts vom Vordrall beeinflusst wird. Der Übergang des Auftretens der Rezirkulation zu einer Drallströmung am Außenkranz geschieht in einem kleinen Bereich des Volumenstromes. Erstreckt sich die Teillastrezirkulation weiter in den Saugrohrkonus, nehmen die Druckpulsationen wieder ab. Das Maximum an Druckpulsationen wurde in der Region detektiert, in welcher der Übergang von axialer zu tangentialer Strömungskomponente auftrat. In tiefer Teillast konnte eine stabil ausgebildete rotierende Rückströmung über dem gesamten Umfang des Saugrohrkonus detektiert werden. Eine Beeinflussung des einsetzenden Vordralls und des damit verbundenen Einschnüreffekts am Laufradeintritt auf die

Geschwindigkeitsverteilung am Austritt war eindeutig gegeben. Die Rezirkulation am Eintritt führte zu veränderten Strömungsmustern am Laufradaustritt.

Ablösung und Rezirkulation im Leitapparat bei 15° Öffnungswinkel

Im lokalen Bestpunkt bei 15° Leitschaufelöffnung bestand eine weitgehend homogene Geschwindigkeitsverteilung am Laufradaustritt über den gesamten Schaufelkanal. Zusammen mit der Kennlinieninstabilität trat bei 84% des Förderstromes im lokalen Bestpunkt eine rotierende Ablösung nahe der Tragscheibe im Leitapparat auf. Der Rotating Stall bestand aus einer einzelnen Stall-Zelle, welche mit 30% der Drehfrequenz umlief.

Die Ursache dafür war eine stark ungleichförmige und zur Kranzseite verlagerte Laufradabströmung. Eine verstärkte Fehlanströmung führte zu erhöhter Tendenz zur Ablösung und zu verstärkten Druckpulsationen. Die ungleichförmige Abströmung wurde durch eine lokale Überhöhung der Geschwindigkeitsverteilung am Laufradaustritt besonders bei Rotor 1 sichtbar. Das Gebiet mit erhöhter Umfangsgeschwindigkeit war im Vergleich bei Rotor 2 weniger stark lokal begrenzt. Die abgelöste Strömung begann auf der Saugseite des visualisierten Leitschaufelkanals, und vor der Eintrittskante der Leitschaufel war ein lokal begrenztes Gebiet mit negativer Meridional Komponente detektierbar. Eine Zone mit hoher Fluktuation der Strömungsgeschwindigkeit wurde im Bereich des engsten Querschnitts zwischen zwei Leitschaufeln lokalisiert. Der instationäre Strömungscharakter, der sich auch in den erhöhten Druckpulsationen in diesem Betriebspunkt widerspiegelte, legt nahe, dass zeitlich instationäre Rückströmungen auftraten, welche durch eine Fehlanströmung der Leitschaufel auf der Nabenseite verursacht wurden.

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass im instabilen Kennlinienast die Strömung im Leitschaufelkanal stark instationär war. Die abrupt einsetzende Teillastrezirkulation, welche unabhängig von der Leitapparatstellung bei konstantem Volumenstrom auftrat, beeinflusste die Laufradabströmung. Bei der Leitapparatöffnung von 15° entstand aufgrund des labilen Zustandes der Strömung im Leitschaufelkanal ein Ablösegebiet im Leitapparat, welches die Verluste verstärkte bzw. die Druckrückgewinnung verminderte und damit zu einer Instabilität mit einem positiven Gradienten führte. Erst mit Auftreten einer Rückströmung in das Laufrad stieg die Förderhöhe in Teillast wieder an. Die Darstellung der Geschwindigkeitsverteilung im engsten Querschnitt eines Leitschaufelkanals zeigte im lokalen Bestpunkt eine gleichmäßige Durchströmung in Pumpenrichtung. In der Instabilität war eine stark verringerte Durchströmung auf der Nabenseite zu erkennen, welche sich bei weiter verringertem Volumenstrom in Form einer Rückströmung manifestierte.

In Teillast war der nabenseitige Kanalquerschnitt des Leitapparats dominiert von einer vollständigen Umströmung der Leitschaufel entgegen der Hauptströmungsrichtung. Das Rückströmgebiet erstreckte sich von der Saugseite der Leitschaufel bis an die Grenze der Auswerteebene in den schaufelloren Ringraum. In diesem Betriebsbereich hatte die Kennlinie stabilen Charakter, und die Förderhöhe stieg bis zum Nulldurchfluss. Ein erhöhter Impulsaustausch durch die Rezirkulation wird vermutet. Dieser verstärkt den Energieeintrag in das Medium und ähnelt im Mechanismus der Arbeitsweise einer Seitenkanalpumpe. So steigt mit der Intensität der Rückströmung die Förderhöhe auch bei voll abgelöster Strömung weiter an [27].

Im Gegensatz zu Rotor 1 baute sich bei Rotor 2 die Ablösung auf der Nabenseite sukzessive beginnend im lokalen Optimum auf. Die Änderung der Strömungssituation im Leitapparat

erfolgte demnach nicht abrupt, sondern eher graduell. Zusätzlich war ersichtlich, dass der nabenseitige Einbruch der Geschwindigkeit und des Volumenstromes im Leitschaufelkanal mit Rotor 2 durch die vergrößerte unversperrte Fläche besser ausgeglichen wurde. Diese Effekte, die durch die Laufradabströmung beeinflusst wurden, hatten eine positive Auswirkung auf das instabile Verhalten des Laufrades.

Ablösung und Rezirkulation im Leitapparat bei 27,5° Öffnungswinkel

Die auftretende instationäre Strömung, welche zum Anstieg der Druckpulsationen auf der Druckseite führte, war bei der Leitschaufelöffnung von 27,5° mit einem abgeflachten Kennlinienast bei $\phi/\phi_n=0,9$ verbunden. Zusätzlich trat ein Kennlinienknick bei 70% der Menge des lokalen Bestpunktes auf, welcher bei Laufradvariante 1 stärker ausgeprägt war. Das Auftreten der instationären Strömungsphänomene am Eintritt bzw. Austritt des Laufrades war in unterschiedliche Betriebsbereiche verschoben. So kam es bei dieser Leitschaufelöffnung nahe Vollast zu einer Ablösung am Laufradaustritt, ohne dass sich eine Rückwirkung auf den Eintritt zeigte.

Bei Rotor 1 trat mit der Abflachung der Kennlinie eine Strömungsablösung auf der kranzseitigen Messebene im Leitapparat auf. Aus den dynamischen Druckmessungen konnte auf vier Ablösezellen, die symmetrisch mit einer Frequenz von $0,15x f_n$ am Umfang umliefen, geschlossen werden. Auch bei Rotor 2 entstanden im Betriebspunkt, der mit dem veränderten Gradienten der Kennlinie zusammenfiel, vier Rotating Stall-Zellen im schaufelloren Ringraum. Diese liefen jedoch langsamer mit einem Frequenzverhältnis von $f_{RS}=0,075x f_n$ um.

Weiteres Verringern des Volumenstromes führte dazu, dass es zu einer drastischen Veränderung der Strömungsmuster am Laufradaustritt kam. Mit Einsetzen der Laufradeintrittsrezirkulation wechselte die Ablösezone im Leitapparat von der Kranz- zur Nabenseite. Der plötzliche Umschlag der Strömungsverteilung war verbunden mit der Kennlinieninstabilität. Sowohl eine Zone mit erhöhter Umfangsgeschwindigkeit am Laufradaustritt als auch eine Ablösezone im Leitschaufelkanal wechselten die Seite.

Bei Rotor 2 war ebenfalls eine ungleichmäßige Geschwindigkeitsverteilung über der Kanalhöhe zu finden, jedoch traten die Ablösungen im Leitschaufelkanal weniger abrupt auf, und der Wechsel der Ablösung von der Kranz- zur Nabenseite wurde vollständig unterdrückt. Dadurch war im Kennlinienverlauf kein positiver Gradient zu verzeichnen. Die instationären Effekte der Teillastrezirkulation am Eintritt des Laufrades wirkten sich in verminderter Form auf die Strömung am Laufradaustritt aus, was die Kennlinienform stabilisierte.

Vergleich der Laufradvarianten und abgeleitete Erkenntnis

Im Vergleich der beiden Laufradvarianten kann Rotor 2 aufgrund der stabileren Kennlinie und des breiteren Betriebsbereichs bei hohem Wirkungsgrad als optimierte Version bezeichnet werden. Die veränderte hydraulische Kontur des Laufrades beeinflusst die Abströmung, wodurch diese eine stabilisierende Wirkung auf die Ablösung im Leitapparat hat. Durch die Vermeidung symmetrischer Laufradabströmprofile in Teillast, welche bei Rotor 1 zu energiearmen Zonen gleichzeitig an Trag- und Deckscheibe führen, besteht nicht die Gefahr einer abrupten Änderung der Strömungsmuster im Leitapparat.

Die naturgemäß auftretende Ablösung im Leitapparat bei verringertem Volumenstrom, welche unter bestimmten Bedingungen zu einer Rezirkulation führt, bildete sich bei Rotor 2 eher graduell aus. Bei Laufradvariante 1 dagegen erfolgte die Ablösung im Leitapparat mehr

schlagartig. Die Literatur ([15], S. 269) schlägt beispielsweise zur Vermeidung eines plötzlichen Umschlages in der Strömungsform die Schaffung einer „Sollablösestelle“ im Laufrad vor. Diese soll sicherstellen, dass die energiearme Zone und die Rezirkulation am Laufradaustritt immer am selben Ort auftreten. Eine asymmetrische Geschwindigkeitsverteilung am Laufradaustritt kann außerdem dazu führen, dass ein definierter Teil des Leitradkanals blockiert wird und der restliche Kanalquerschnitt quasi normal arbeitet. Diese Hypothese basiert auf der beschriebenen Annahme der positiven Wirkung der Rückströmung auf den Förderhöhenaufbau.

Ein symmetrisches Geschwindigkeitsprofil am Laufradaustritt ist im Hinblick auf den Wirkungsgrad günstig und unproblematisch, bis die Verzögerung im Leitapparat einen kritischen Wert erreicht. Allerdings ist die Verteilung mit energiearmen Zonen an Naben- und Kranzseite wie bei Rotor 1 für die Stabilität der Kennlinie ungünstig, da die Änderung der Geschwindigkeitsverteilung ausgeprägter ist und damit zu einem stärkeren Förderhöhenabfall führt.

Die Analyse der Geschwindigkeitsverteilung am Austritt der Laufradvarianten, welche maßgeblich für die erhöhten Verluste im Leitrad verantwortlich sind, zeigt, dass eine stabile Kennlinie eine möglichst kontinuierliche Änderung der Strömungsmuster erfordert. Aus dem gleichförmigen Geschwindigkeitsprofil im Bestpunkt soll sich ohne abrupte Änderungen ein asymmetrisches Profil mit Rückströmungen in Teillast bilden. Die Ablösezonen und Rückströmungen sollen sich kontinuierlich vergrößern und möglichst ortsgebunden sein. Wie in den Analysen gezeigt wurde, hat eine plötzliche Veränderung der Strömungsmuster bei geringer Änderung des Volumenstromes einen umso stärkeren Einfluss auf die Förderhöhe, je stärker die Änderung des Strömungsbildes war.

7.2 Mögliche Beeinflussung der Kennlinieninstabilität und Ausblick

Zur Verbesserung des Betriebsverhaltens in Teillast muss die Laufradabströmung stabilisiert werden und sich mit verringertem Volumenstrom kontinuierlich asymmetrisch ausbilden. Eine weiterführende Zielsetzung soll die vollständige Vermeidung der Kennlinieninstabilität oder zumindest deren Einsetzen bei größerer Entfernung vom Auslegungszustand sein. Abgeleitet von den Untersuchungsergebnissen und Empfehlungen der Literatur sind folgende Parameter zur Beeinflussung der Kennlinieninstabilität anzuführen ([16], [97], [15]):

- Optimierung der Laufschaufeleintrittskante nach Lage, Verwindung, Anstellwinkelverteilung und Form (vorwärts- oder rückwärtsgerichtet)
- Vermeidung eines plötzlichen Umschlages in der Strömungsform durch Schaffung einer definierten Ablösestelle an der Nabe
- Vermeidung von symmetrischen Laufradabströmprofilen in Teillast (energiearme Zone an Naben- und Kranzseite erhöht die Gefahr des plötzlichen Wechsels in der Strömungsform)
- Verschiebung des Auslegungspunkts des Leitapparats zu kleinerem Volumenstrom
- Ausgleich der Laufradabströmung durch räumlich profilierte Leitschaufeln
- Optimierung der Form der Laufschaufelaustrittskante und deren Auswirkung auf die Geschwindigkeitsverteilung und Ablösungen im Leitrad

- Beeinflussung der Zuströmung zum Laufrad und deren Einfluss auf die Geschwindigkeitsverteilung am Austritt
- Beeinflussung der Strömung im schaufellosen Ringraum durch Strömung der umlaufenden Ablösezone

Die durchgeführte experimentelle Untersuchung und Strömungsvisualisierung zeigt die enorme Bedeutung von Strömungsablösungen und deren Auswirkung auf ein stabiles Betriebsverhalten in einer Francis-Pumpturbine im Pumpbetrieb. Ablösungen am Eintritt und Austritt sind mit bei einem großen Regelbereich unvermeidlich.

Mit Hilfe von quantitativen Messergebnissen und qualitativen Visualisierungen wurde die Grundlage für ein verbessertes Verständnis der Strömungsmechanismen geschaffen, die bei Francis-Pumpturbinen zu instabilen Kennlinien führen.

Auf Basis der vorliegenden Arbeit sollen optimierte numerische Simulationen des Verhaltens von Pumpturbinen auch in diesen Betriebsbereichen ermöglicht werden. Die experimentellen Daten können mit äquivalenten Resultaten aus der Numerik validiert werden, was eine Möglichkeit schafft, die transienten Simulationen, trotz der Komplexität der Strömung in den instabilen Betriebszuständen zu kalibrieren.

Mit den daraus gewonnenen Erkenntnissen sollen Rückschlüsse auf das Profildesign sowie klare Designkriterien ermöglicht werden und als Folge das Betriebsverhalten der Maschinen in der Anlage verbessert werden. Die Stabilisierung des Betriebs darf dabei nicht auf Kosten der Bestpunktwirkungsgrade im Pump- und Turbinenbetrieb gehen.

Ein aktuell umgesetztes Projekt in Spanien (Bolarque II) profitierte bereits von der Umsetzung der Erkenntnisse bei der numerischen Auslegung durch eine stabilere Drosselkurve auch in Teillast [106]. Außerdem können Optimierungen durch konkurrenzfähige Wirkungsgrade auch in Teillast an zukünftigen Pumpturbinenmodellen vorgenommen werden.

A. Anhang

Tab. A-1: Messkampagne bezüglich qualitativer Visualisierungen mit getriggelter Kamera und Laufrad 1

n=1100 min ⁻¹	Rotor 1					
	OP	ϕ/ϕ_n	NPSE [m ² /s ²]	Systemdruck [Pa]	Getriggerte Kamera	
					Bereich	Blickrichtung
GVO 15°	1	1,00	38	39300	Druckseite	axial
GVO 15°	2	0,85	37	39960	Druckseite	axial
GVO 15°	3	0,82	37	39240	Druckseite	axial
GVO 15°	4	0,67	36	39310	Druckseite	axial
GVO 15°	1	0,99	38	39310	Druckseite	radial
GVO 15°	2	0,86	37	39400	Druckseite	radial
GVO 15°	3	0,80	37	39640	Druckseite	radial
GVO 15°	4	0,67	36	40150	Druckseite	radial
GVO 15°	2	0,86	37	39770	Saugseite	isometrisch
GVO 15°	3	0,80	37	39220	Saugseite	isometrisch
GVO 15°	5	0,89	37	40030	Saugseite	isometrisch
GVO 15°	5	0,89	77	80000	Saugseite	isometrisch
GVO 15°	5	0,89	77	80000	Saugseite	isometrisch
GVO 15°	3	0,82	78	80300	Saugseite	isometrisch
GVO 27.5°	1	1,00	38	39900	Druckseite	axial
GVO 27.5°		0,90	38	39200	Druckseite	axial
GVO 27.5°	2	0,82	37	39700	Druckseite	axial
GVO 27.5°		0,75	37	39900	Druckseite	axial
GVO 27.5°	3	0,70	37	39800	Druckseite	axial
GVO 27.5°	4	0,67	37	39740	Druckseite	axial
GVO 27.5°	5	0,55	37	39550	Druckseite	axial
GVO 27.5°	1	1,00	37	39800	Druckseite	radial
GVO 27.5°		0,90	37	39880	Druckseite	radial
GVO 27.5°	2	0,82	37	39520	Druckseite	radial
GVO 27.5°		0,75	37	39470	Druckseite	radial
GVO 27.5°	3	0,70	37	39240	Druckseite	radial
GVO 27.5°	4	0,66	37	39270	Druckseite	radial
GVO 27.5°	4	0,66	37	39270	Druckseite	radial

Tab. A-2: Messkampagne bezüglich qualitativer Visualisierungen mit getriggertter Kamera und Rotor 2

n=1100 min ⁻¹	Rotor 2					
	OP	ϕ/ϕ_n	NPSE [m ² /s ²]	Systemdruck [Pa]	Getriggerte Kamera	
					Bereich	Blickrichtung
GVO 15°	1	1,00	52	65000	Saugseite	frontal
GVO 15°	2	0,91	50	65000	Saugseite	frontal
GVO 15°		0,94	56	65000	Saugseite	frontal
GVO 15°	3	0,82	56	65000	Saugseite	frontal
GVO 15°	4	0,69	55	65000	Saugseite	frontal
GVO 15°	1	1,01	44	50000	Druckseite	axial
GVO 15°	2	0,90	42	50000	Druckseite	axial
GVO 15°	3	0,83	44	50000	Druckseite	axial
GVO 15°	4	0,69	44	50000	Druckseite	axial
GVO 15°	1	1,00	44	50000	Saugseite	isometrisch
GVO 15°	2	0,90	44	50000	Saugseite	isometrisch
GVO 15°		0,94	44	50000	Saugseite	isometrisch
GVO 15°	3	0,83	44	50000	Saugseite	isometrisch
GVO 27.5°	1	1,00	60	65000	Saugseite	frontal
GVO 27.5°		0,86	55	65000	Saugseite	frontal
GVO 27.5°	2	0,75	57	65000	Saugseite	frontal
GVO 27.5°	3	0,68	57	65000	Saugseite	frontal
GVO 27.5°	4	0,55	56	65000	Saugseite	frontal
GVO 27.5°	4	0,54	56	65000	Druckseite	radial
GVO 27.5°	3	0,67	58	65000	Druckseite	radial
GVO 27.5°	2	0,77	60	65000	Druckseite	radial
GVO 27.5°	1	1,00	67	65000	Druckseite	radial
GVO 27.5°	4	0,55	44	50000	Druckseite	axial
GVO 27.5°	3	0,67	44	50000	Druckseite	axial
GVO 27.5°	2	0,77	44	50000	Druckseite	axial
GVO 27.5°	1	1,00	51	50000	Druckseite	axial
GVO 27.5°	1	0,99	53	50000	Saugseite	isometrisch
GVO 27.5°		0,85	49	50000	Saugseite	isometrisch
GVO 27.5°	2	0,77	47	50000	Saugseite	isometrisch
GVO 27.5°	3	0,68	50	50000	Saugseite	isometrisch
GVO 27.5°		1,31	99	50000	Saugseite	isometrisch

Tab. A-3: Messkampagne bezüglich qualitativer Visualisierungen mit High-Speed Kamera und Rotor 1

n=900 min ⁻¹	Rotor 1						
	OP	ϕ/ϕ_n	NPSE [m ² /s ²]	Systemdruck [Pa]	High-Speed Kamera		
					Bereich	Blickrichtung	Bildrate [fps]
GVO 15°	1	1	30	39600	Saugseite	isometrisch	5400
GVO 15°	2	0,85	23	30600	Saugseite	isometrisch	5400
GVO 15°	3	0,82	29	37800	Saugseite	isometrisch	5400
GVO 15°	3	0,82	33	43200	Saugseite	isometrisch	5400
GVO 15°	4	0,67	27	36000	Saugseite	isometrisch	5400
GVO 15°	5	0,9	34	45000	Saugseite	isometrisch	5400
GVO 15°	6	0,93	34	45000	Saugseite	isometrisch	5400
GVO 15°	1	1	30	39600	Saugseite	frontal	3000
GVO 15°	2	0,85	30	39600	Saugseite	frontal	3000
GVO 15°	3	0,82	41	54000	Saugseite	frontal	3000
GVO 15°	3	0,82	21	27000	Saugseite	frontal	3000
GVO 15°	3	0,82	29	37800	Saugseite	frontal	8000
GVO 15°	3	0,82	29	37800	Saugseite	frontal	8000
GVO 15°	3	0,82	29	37800	Saugseite	frontal	8000
GVO 15°	3	0,82	30	39600	Saugseite	frontal	3000
GVO 15°	3	0,82	33	43200	Saugseite	frontal	8000
GVO 15°	4	0,667	15	19800	Saugseite	frontal	3000
GVO 15°	4	0,667	21	27000	Saugseite	frontal	3000
GVO 15°	4	0,667	25	32400	Saugseite	frontal	3000
GVO 15°	4	0,667	30	39600	Saugseite	frontal	3000
GVO 15°	5	0,9	29	37800	Saugseite	frontal	3000
GVO 15°	5	0,9	29	37800	Saugseite	frontal	3000
GVO 15°	6	0,93	29	37800	Saugseite	frontal	3000
GVO 27.5°	1	1	23	30600	Saugseite	isometrisch	5400
GVO 27.5°	1	1	33	43200	Saugseite	isometrisch	5400
GVO 27.5°	2	0,9	26	34200	Saugseite	isometrisch	5400
GVO 27.5°	2	0,9	26	34200	Saugseite	isometrisch	5400
GVO 27.5°	3	0,7	33	43200	Saugseite	isometrisch	5400
GVO 27.5°	4	0,67	41	54000	Saugseite	isometrisch	5400
GVO 27.5°	4	0,67	96	126000	Saugseite	isometrisch	5400
GVO 27.5°	1	1	30	39600	Saugseite	frontal	5400
GVO 27.5°	2	0,9	30	39600	Saugseite	frontal	5400
GVO 27.5°	3	0,7	29	37800	Saugseite	frontal	5400
GVO 27.5°	4	0,67	29	37800	Saugseite	frontal	5400
GVO 27.5°	5	0,55	23	30600	Saugseite	frontal	5400
GVO 27.5°	5	0,55	27	36000	Saugseite	frontal	5400
GVO 27.5°	5	0,55	33	43200	Saugseite	frontal	5400

Tab. A-4: Messkampagne bezüglich qualitativer Visualisierungen mit High-Speed Kamera und Rotor 2

n=900 min ⁻¹	Rotor 2						
	OP	ϕ/ϕ_n	NPSE [m ² /s ²]	Systemdruck [Pa]	High-Speed Kamera		
					Bereich	Blickrichtung	Bildrate [fps]
GVO 15°	1	1,00	41	46000	Saugseite	frontal	5400
GVO 15°	2	0,90	36	46000	Saugseite	frontal	5400
GVO 15°	3	0,82	37	45000	Saugseite	frontal	5400
GVO 15°	4	0,65	37	46000	Saugseite	frontal	5400
GVO 15°	1	1,00	37	46000	Saugseite	frontal	5400
GVO 15°	1	1,00	37	45000	Saugseite	isometrisch	5400
GVO 15°	2	0,91	36	46000	Saugseite	isometrisch	5400
GVO 15°	3	0,82	37	46000	Saugseite	isometrisch	5400
GVO 15°	3	0,82	45	45000	Saugseite	isometrisch	5400
GVO 15°	4	0,55	36	46000	Saugseite	isometrisch	5400
GVO 15°	4	0,55	44	45000	Saugseite	isometrisch	5400
GVO 15°	3	0,84	25	28100	Saugseite	isometrisch	5400
GVO 15°	3	0,84	25	28000	Saugseite	frontal	2000
GVO 15°	3	0,84	25	27900	Saugseite	frontal	3000
GVO 15°	4	0,65	25	28150	Saugseite	frontal	3000
GVO 15°	2	0,90	24	28050	Saugseite	frontal	3000
GVO 15°	2	0,90	25	28000	Saugseite	isometrisch	3000
GVO 15°	3	0,82	94	98000	Saugseite	frontal	3000
GVO 15°	2	0,90	25	28000	Saugseite	isometrisch	3000
GVO 15°	3	0,84	25	27900	Saugseite	isometrisch	3000
GVO 15°	3	0,79	25	28000	Saugseite	isometrisch	3000
GVO 15°	3	0,84	25	27900	Saugseite	frontal	5400
GVO 15°	4	0,69	25	27900	Saugseite	frontal	5400
GVO 15°	2	0,91	25	28200	Saugseite	frontal	5400
GVO 27.5°	1	1,00	30	40000	Saugseite	frontal	5400
GVO 27.5°	1a	0,90	27	40000	Saugseite	frontal	5400
GVO 27.5°	2	0,79	27	40000	Saugseite	frontal	5400
GVO 27.5°	3	0,68	27	40000	Saugseite	frontal	5400
GVO 27.5°	4	0,55	26	40000	Saugseite	frontal	5400
GVO 27.5°	1	1,00	30	40000	Saugseite	isometrisch	5400
GVO 27.5°	1a	0,90	27	40000	Saugseite	isometrisch	5400
GVO 27.5°	2	0,79	27	40000	Saugseite	isometrisch	5400
GVO 27.5°	3	0,68	27	40000	Saugseite	isometrisch	5400
GVO 27.5°	3	0,68	32	40000	Saugseite	isometrisch	5400
GVO 27.5°	4	0,55	32	40000	Saugseite	isometrisch	5400
GVO 27.5°	4	0,55	26	40000	Saugseite	isometrisch	5400
GVO 27.5°	2	0,79	25	28000	Saugseite	frontal	5400

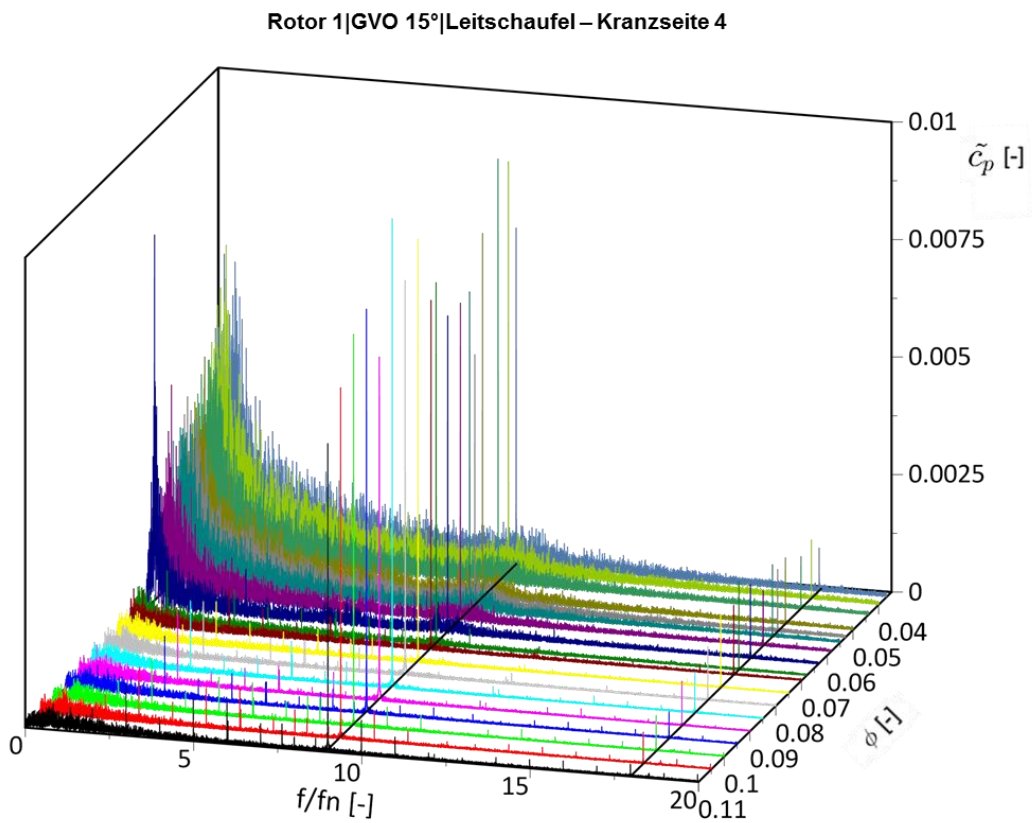


Abb. A-1: FFT der Druckpulsationen im Bereich der Leitschaufeln (K 4) von Rotor 1 (GVO 15°)

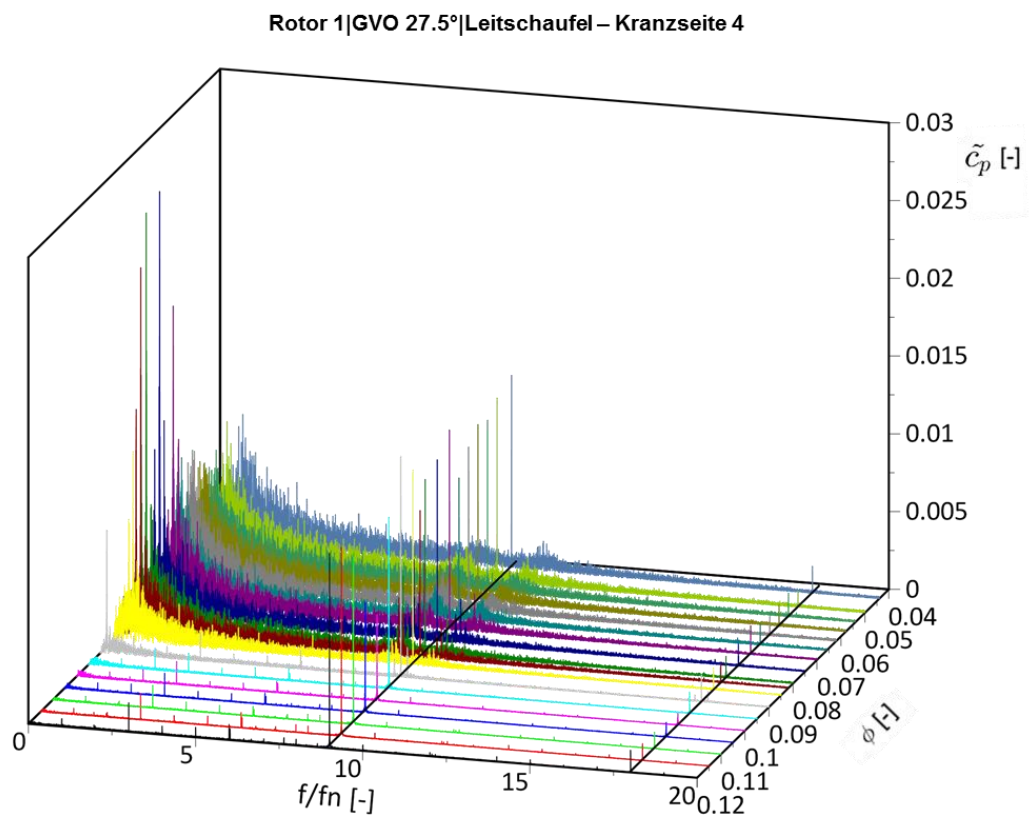


Abb. A-2: FFT der Druckpulsationen im Bereich der Leitschaufeln (K 4) von Rotor 1 (GVO 27,5°)

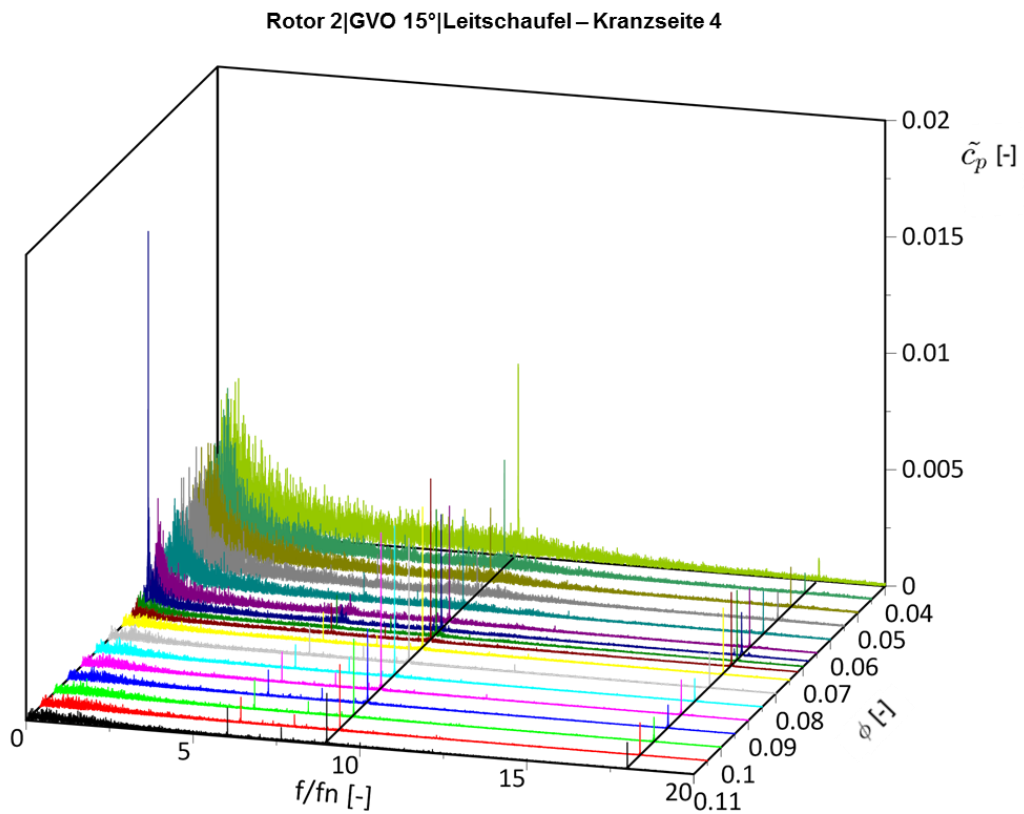


Abb. A-3: FFT der Druckpulsationen im Bereich der Leitschaufeln (K 4) von Rotor 2 (GVO 15°)

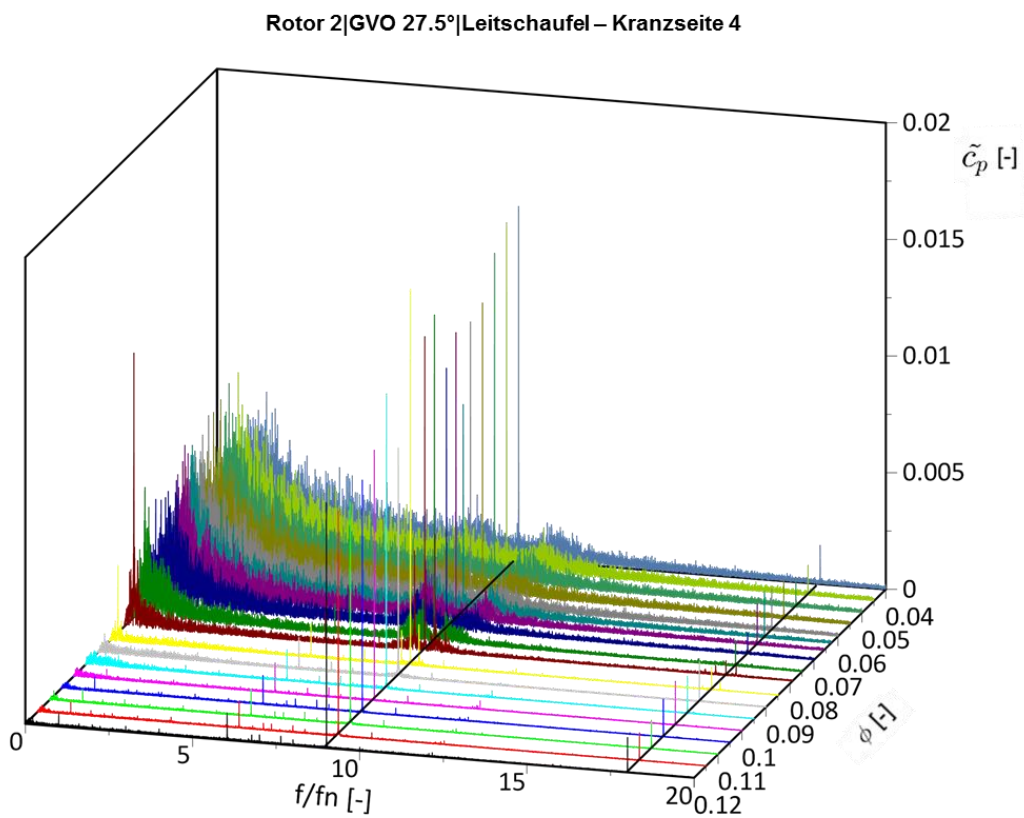


Abb. A-4: FFT der Druckpulsationen im Bereich der Leitschaufeln (K 4) von Rotor 2 (GVO 27,5°)

Rotor 1|GVO 15°|Saugrohrkonus – S 12

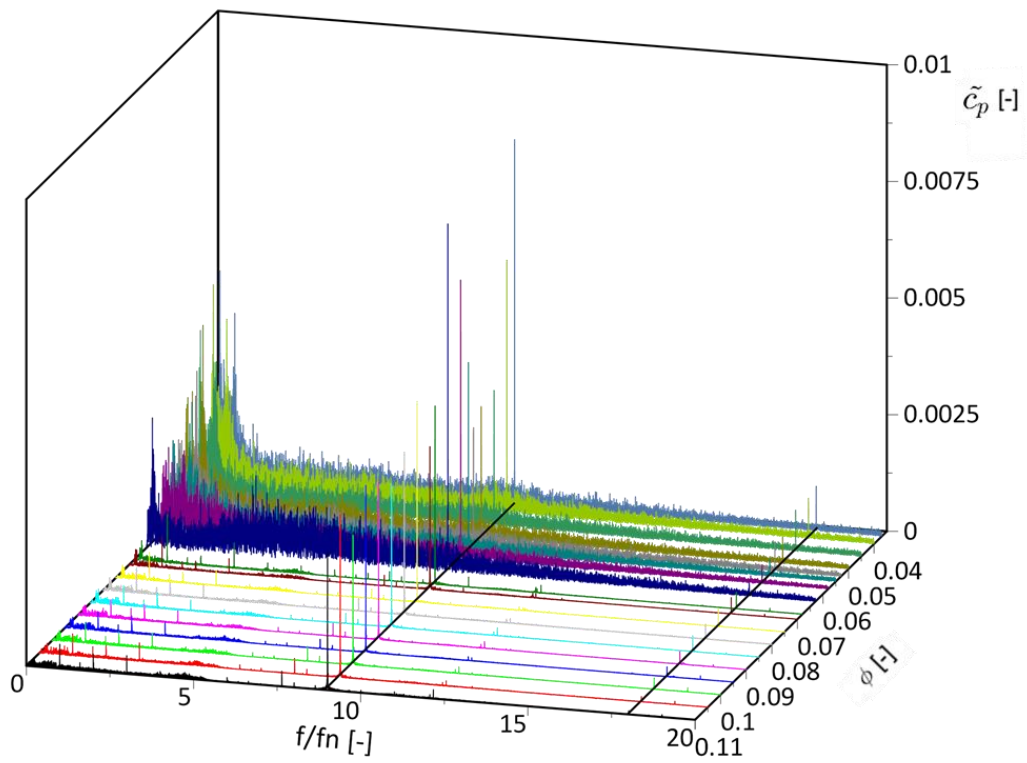


Abb. A-5: FFT der Druckpulsationen im Bereich des Saugrohrkonus (S 12) von Rotor 1 (GVO 15°)

Rotor 1|GVO 27.5°|Saugrohrkonus – S 12

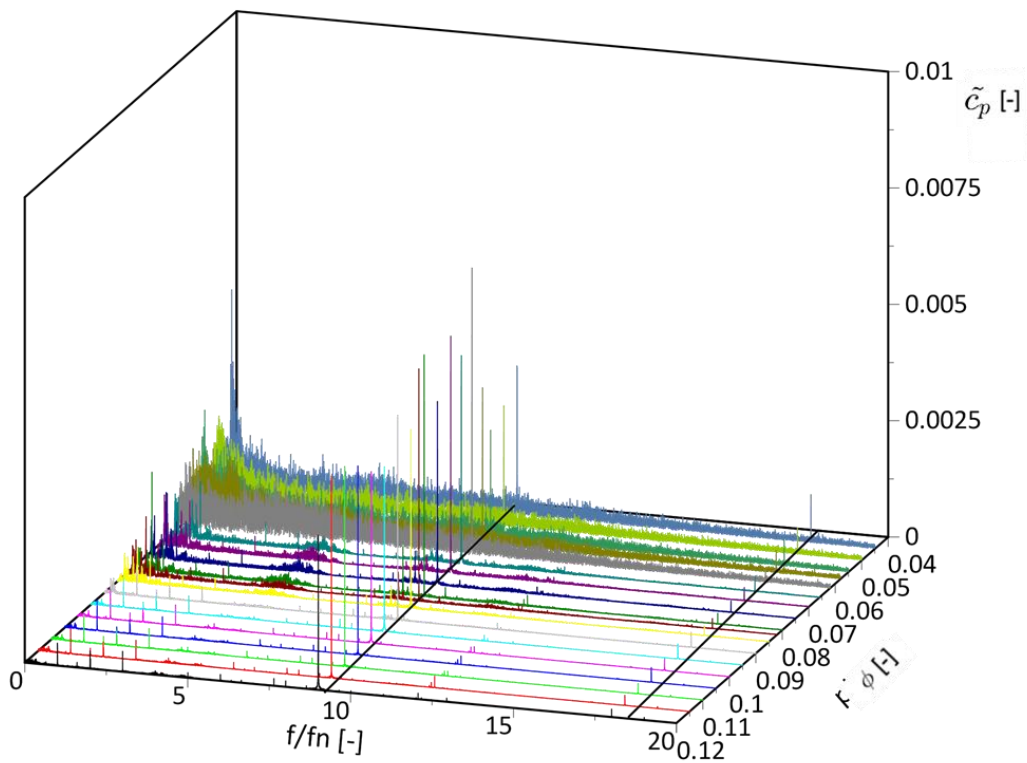
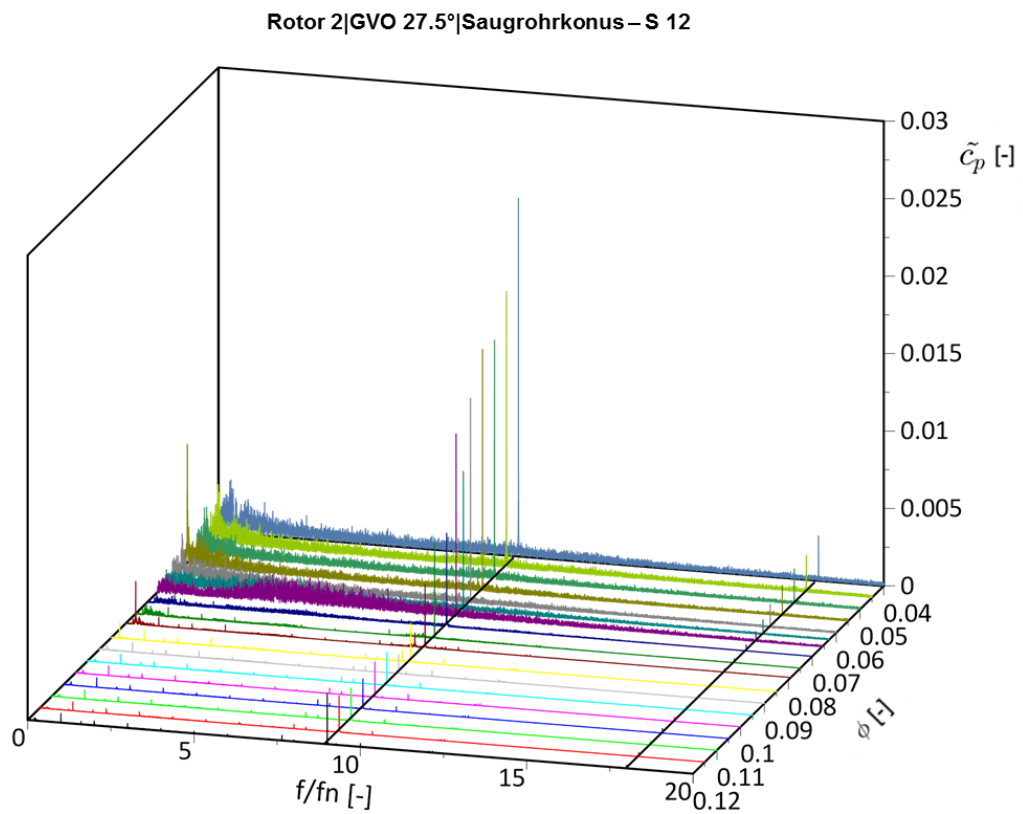
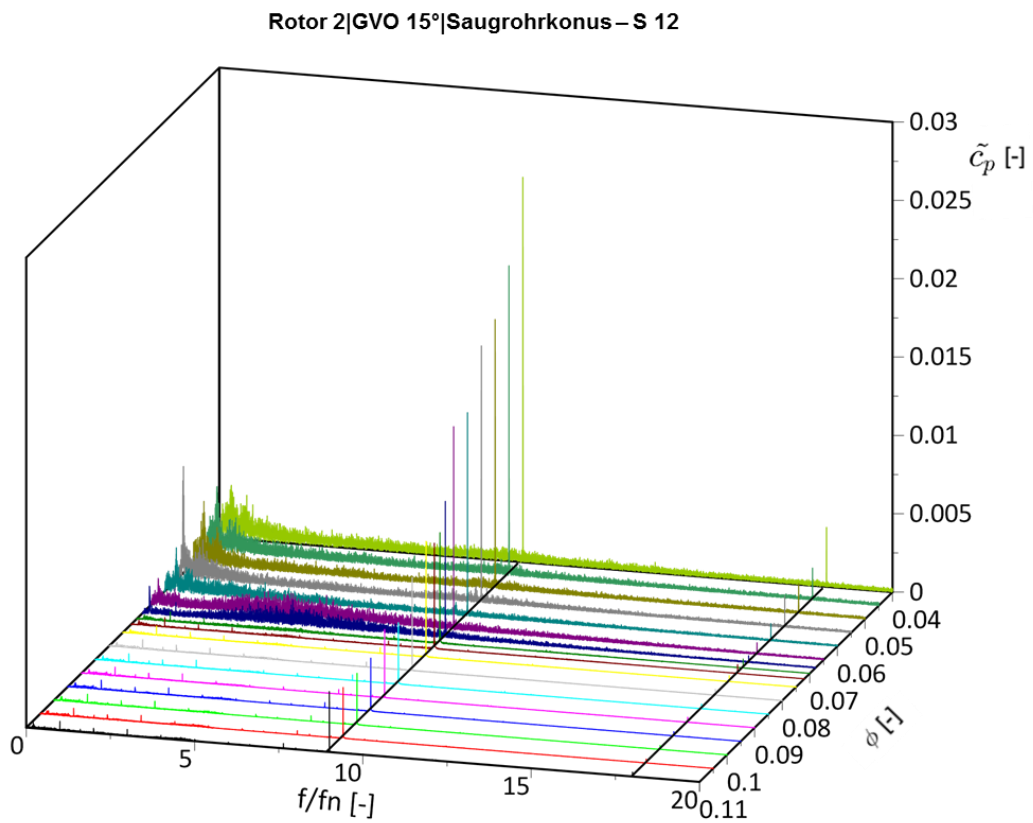


Abb. A-6: FFT der Druckpulsationen im Bereich des Saugrohrkonus (S 12) von Rotor 1 (GVO 27,5°)



Literaturverzeichnis

- [1] Eisele, K.; Muggli, F.; Zhang, Z.; und Casey, M., „Experimental and Numerical Studies of Flow Instabilities in Pump-Turbine Stages“, 1998.
- [2] Kerschberger, P. und Gehrler, A., „Performance Optimization of High Specific Speed Pump-Turbines by Means of Numerical Flow Simulation (CFD) and Model Testing“, *International Journal of Fluid Machinery and Systems*, Bd. 3, Nr. 4, S. 352–359, 2010.
- [3] Neubauer, R.; Spyrou, N.; Widmer, C.; Sallaberger, M.; und Gehrler, A., „Comprehensive analysis of the saddle curve of pump turbines in pump mode using PIV and CFD“, *28th AHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Grenoble, July 4-8*, S. 825, 2016.
- [4] Widmer, C. u. a., „Simulation and Measurement of Unstable Pump Characteristics: Comparison with PIV“, *HYDRO 2016*, 2016.
- [5] Gentner, C.; Sallaberger, M.; Widmer, C.; Braun, O.; und Staubli, T., „Numerical and experimental analysis of instability phenomena in pump turbines“, *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, Bd. 15, Nr. 3, S. 032042, 2012.
- [6] Avellan, F., „Storage Pumps & Reversible Pump Turbines Scientific and Technical Challenges“, Montreux, Switzerland, 2011.
- [7] Ikeda, K.; Inagaki, M.; Niikura, K.; und Oshima, K., „700-m 400-MW class ultrahigh-head pump turbine“, *Hitachi Review*, Bd. 49, Nr. 2, S. 81–87, 2000.
- [8] Voith, „Pumped storage machines Reversible pump turbines, Ternary sets and Motor-generators“. Heidenheim, Germany, 2013.
- [9] Avellan, F., „Course of Hydraulic Turbomachines“. Ecole Polytechnique Federale de Lausanne, 2010.
- [10] Maier, C.; Gawlik, W.; und Ruppert, L., „Vergleich von drehzahlvariablen Pumpspeichertechnologien in einem dynamischen Modell für Langzeitbetrachtungen“, S. 1–12, 2017.
- [11] Höller, S. und Jaberg, H., „Stand der Technik von Pumpspeicheranlagen“, *14. Symposium Energieinnovation*, 2016.
- [12] Schwab, A., „ANDRITZ to supply pump turbines for the world’s largest pumped storage power station“, 2017. [Online]. Verfügbar unter: <https://www.andritz.com/china-en/news/andritz-to-supply-pump-turbines-for-the-world-s-largest-pumped-storage-power-station>. [Zugegriffen: 18-Jan-2018].
- [13] Jaberg, H., „Hydraulische Strömungsmaschinen. Vorlesungsskriptum“, Graz, Austria, 2017.

-
- [14] Stoffel, B., „Experimentelle Untersuchungen zur räumlichen und zeitlichen Struktur der Teillast- Rezirkulation bei Kreiselpumpen“, *Forschung im Ingenieurwesen*, S. 149–152, 1989.
- [15] Gülich, J. F., *Kreiselpumpen*, Bd. 4. Auflage. 2013.
- [16] Pfleiderer, C. und Petermann, H., *Strömungsmaschinen*. 2005.
- [17] Fraser, W. H., „Flow Recirculation in centrifugal pumps“, *World Pumps*, Bd. 188, S. 227–235, 1982.
- [18] Schiavello, B. und Sen, M., „On the prediction of the reverse flow onset at the centrifugal pump inlet“, *NASA STI/Recon Technical Report*, Bd. 81, Nr. B C, 1980.
- [19] Tanaka, T., „An Investigation on Occurrence of Backflow Phenomena Caused in Axial Flow Pump , Part . II : Upstream Backflow Occurrence of Upstream Backflow“, S. 124–129, 2007.
- [20] Braun, O., „Part load flow in radial centrifugal pumps“, Thesis EPFL, 2009.
- [21] Breugelmans, F. A. und Sen, M., „Prerotation and Fluid Recirculation in the Suction Pipe of Contrifugal Pumps“, *Eleventh Turbomachinery Symposium*, S. 165–180, 1982.
- [22] Goltz, I., *Entstehung und Unterdrückung der Kennlinieninstabilität einer Axialpumpe*, Band 10 vo. Verlag und Bildarchiv Faragallah, 2006.
- [23] Badowski, H. R., „Inducers for centrifugal pumps“, 1970.
- [24] Brennen, C. E., *Hydrodynamics of pumps*, Bd. 9781107002. 2011.
- [25] *ÖNORM EN ISO 9906 - Kreiselpumpen - Hydraulische Abnahmeprüfung*. 2002.
- [26] Stepanik, H. und Brekke, H., „Off-Design Behaviour of Two Pump-Turbine Modell Impellers with Similar Geometry but Different Blade Curvature“, *Proceedings of the international symposia on transport phenomena*, S. 477–492, 1992.
- [27] Gülich, J. . und Egger, R., *Part load flow and hydraulic stability of centrifugal pumps*. Winterthur, Switzerland, 1992.
- [28] Hunziker, E., „Einfluß der Diffusorgeometrie auf die Instabilitätsgrenze eines Radialverdichters“, ETH Zürich, 1993.
- [29] Ciocan Dan, G. und Kueny, J. L., „Experimental Analysis of Rotor-Stator Interaction in a Pump- Turbine“, *23rd IAHR Symposium – Yokohama*, Bd. 1, Nr. October, S. 1–16, 2006.
- [30] Hergt, P. und Starke, J., „Strömungstechnische Ursachen für die Instabilität der Kennlinien von Kreiselpumpen mit Leiträdern“, *KSB Technische Berichte*, Bd. 21, 1985.
- [31] Gülich, J. ., „Influence of interaction of different components on hydraulic pump

- performance and cavitation.“, *Proc. Symp Power Plant Pumps*, S. 2.75– 2.96, 1987.
- [32] Jaberg, H. und Hergt, P., „Die Abströmung von Radiallaufrädern bei Teillast und ihr Zusammenhang mit der Vollastinstabilität“, *Pump Machinery*, 1989.
- [33] Jaberg, H. und Hergt, P., „Head curve stability in radial pumps“, *Proceedings of the 1997 2nd European Conference on Turbomachinery - Fluid Dynamics and Thermodynamics*, S. 365–372, 1997.
- [34] Edinger, G.; Erne, S.; Doujak, E.; und Bauer, C., „Flow determination of a pump-turbine at zero discharge“, *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, Bd. 22, 2014.
- [35] Hergt, P.; Nicklas, A.; Mollenkopf, G.; und Brodersen, S., „The Suction Performance of Centrifugal Pumps Possibilities and Limits of Improvements“, *Proceedings of the 13th International Pump Users Symposium*, S. 13–27, 1996.
- [36] Lewthwaite, J. C. und Worster, R. C., „Note on the effect on pump stability of guide vanes in the impeller eye“, *The British Hydromechanics Research Association*, Bd. 789, 1963.
- [37] Staubli, T., „Einfluss vom umgebenden Fluid auf das Schwingungsverhalten von Strömungsmaschinen“, *ASME Turbo Expo*, 1993.
- [38] Björn, H. und Felix, K., „Introduction to Rotor-Stator-Interaction“, Heidenheim, Germany, 2016.
- [39] Florjancic, D.; Schöffler, W.; und Zogg, H., „Primäre Geräuschminderung an Kreiselpumpen“, *Technische Rundschau Sulzer*, Bd. 1, S. 24–26, 1980.
- [40] Al-Qutub, A.; Khalifa, A.; und Khulief, Y., „Experimental investigation of the effect of radial gap and impeller blade exit on flow-induced vibration at the blade-passing frequency in a centrifugal pump“, *International Journal of Rotating Machinery*, Bd. 2009, S. 1–10, 2009.
- [41] Dörfler, P., „On the role of phase resonance in vibrations caused by blade passage in radial hydraulic turbomachines.“, *In: IAHR Symp*, Nr. March, S. 228–241, 1984.
- [42] Sick, M.; Michler, W.; Weiss, T.; und Keck, H., „Recent developments in the dynamic analysis of water turbines“, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, Bd. 223, Nr. 4, S. 415–427, 2009.
- [43] Keck, H.; Michler, W.; Weiss, T.; und Sick, M., „Recent Developments in the Dynamic Analysis of Water Turbines“, *Scientific Bulletin of the “Politehnica” University of Timisoara Transactions on Mechanics*, Bd. 52, Nr. 66, 2007.
- [44] Simpson, R. L., „Aspects of turbulent boundary-layer separation“, *Progress in*

- Aerospace Sciences*, Bd. 32, Nr. 5, S. 457–521, 1996.
- [45] Chen, Y.; Seidel, U.; Haupt, U.; und Rautenberg, M., „The Vortex Behaviour of the Rotating-Stall Cell of a Centrifugal Compressor with Vaned Diffusor“, *International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition*, S. 635–637, 1992.
- [46] Jaberg, H. und Hergt, P., „Flow patterns at exit of radial impellers at part load and their relation to head curve stability“, *Papers Presented at 3rd Joint ASCE/ASME Mechanics Conf.*, 1989.
- [47] Murakami, M.; Kikuyama, K.; und Asakura, E., „Velocity and Pressure Distributions in the Impeller Passage of Centrifugal Pumps“, *ASME Journal of Fluids Engineering*, Bd. 102, S. 420–426, 1980.
- [48] Haupt, U.; Chen, Y.; und Rautenberg, M., „On the Nature of Rotating Stall in Centrifugal Compressors with Vaned Diffusers“, *International Gas Turbine Congress*, 1987.
- [49] Berten, S., „Hydrodynamics of High Specific Power Pumps for Off-Design Operating Conditions“, Thesis EPFL, 2010.
- [50] Johnson, D.; Pedersen, N.; und Jacobsen, C., „Measurements of Rotating Stall Inside a Centrifugal Pump I“, *Proceedings of the ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting*, S. 1281–1288, 2005.
- [51] Hasmatuchi, V., „Hydrodynamics of a Pump-Turbine Operating at Off-Design Conditions in Generating Mode“, Thesis EPFL, 2012.
- [52] Krause, N.; Zähringer, K.; und Pap, E., „Time-resolved particle imaging velocimetry for the investigation of rotating stall in a radial pump“, *Experiments in Fluids*, Bd. 39, Nr. 2, S. 192–201, 2005.
- [53] Sano, T.; Yoshida, Y.; Tsujimoto, Y.; Nakamura, Y.; und Matsushima, T., „Numerical Study of Rotating Stall in a Pump Vaned Diffuser“, *Journal of Fluids Engineering*, Bd. 124, Nr. 2, S. 363, 2002.
- [54] Anciger, D.; Jung, a.; und Aschenbrenner, T., „Prediction of rotating stall and cavitation inception in pump turbines“, *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, Bd. 12, S. 012013, 2010.
- [55] Xia, L. S.; Cheng, Y. G.; Zhang, X. X.; und Yang, J. D., „Numerical analysis of rotating stall instabilities of a pump- turbine in pump mode“, *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, Bd. 22, 2014.
- [56] Frigne, P. und Van Den Braembussche, R., „Distinction Between Different Types of Impeller and Diffusor Rotating Stall in a Centrifugal Compressor With Vaneless

- Diffusor“, *Transactions of the ASME*, Bd. 106, S. 468–474, 1983.
- [57] Kevin, K., „Unsteady Flow Fields in a High Specific Centrifugal Pump“, ETH Zurich, 1997.
- [58] Schiffer, J.; Senn, F.; und Guggenberger, M., „Investigation of instabilities of pump-turbines during synchronization – Milestone 1: Modification of a pump-turbine test-rig“, Graz, 2011.
- [59] Schiffer, J.; Senn, F.; und Guggenberger, M., „Investigation of instabilities of pump-turbines during synchronization – Milestone 2-6: Compendium - Measurement of 5 different runner versions“, Graz, 2012.
- [60] Guggenberger, M. u. a., „Experimental investigation of the turbine instability of a pump-turbine during synchronization“, *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, Bd. 22, Nr. 3, S. 032015, 2014.
- [61] International Electrotechnical Commission, „Hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines - Model acceptance tests“, Bd. IEC 60193, S. 285, 1999.
- [62] International Electrotechnical Commission, „Field Acceptance Tests to Determine the Hydraulic Performance of Hydraulic Turbines, Storage Pumps and Pump-turbines“, *International standard*, Bd. IEC 60041, S. 430, 1991.
- [63] Hoffmann, J., „Handbuch der Messtechnik“, S. 816, 2011.
- [64] Schrüfer, E., „Messung elektrischer und nichtelektrischer Größen“, 2007.
- [65] Instruments, N., „Datasheet NI 9239“. ni.com, 2016.
- [66] Photron, *Photron FASTCAM: Hardware Manual*, Revision 1. Tokio: Photron Limited, 2007.
- [67] Sinha, M.; Pinarbasi, A.; und Katz, J., „The Flow Structure During Onset and Developed States of Rotating Stall Within a Vaned Diffuser of a Centrifugal Pump“, *Journal of Fluids Engineering*, Bd. 123, Nr. 3, S. 490, 2001.
- [68] Miyabe, M.; Maeda, H.; Umeki, I.; und Jittani, Y., „Unstable Head-flow Characteristic Generation Mechanism of a Low Specific Speed Mixed Flow Pump“, *Journal of Thermal Science*, Bd. 15, Nr. 2, S. 115–120, 2006.
- [69] Pedersen, N.; Larsen, P. S.; und Jacobsen, C. B., „Flow in a Centrifugal Pump Impeller at Design and Off-Design Conditions — Part I: Particle Image Velocimetry (PIV) and Laser Doppler Velocimetry (LDV) Measurements“, *Journal of Fluids Engineering*, Bd. 125, Nr. 1, S. 61, 2003.
- [70] Kirschner, O.; Muntean, S.; und Susan-resiga, R., „Swirling Flow in a Straight Cone Draft Tube : Axi-Symmetric Flow Analysis and Comparison With Circumferentially

- Averaged Piv Measurements“, *2nd IARH International Meeting of the Workgroup on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems, Timisoara, Romania, October 24-26*, Nr. October 2015, S. 185–196, 2007.
- [71] Müller, A., „Physical Mechanisms Governing Self-Excited Pressure Oscillations in Francis Turbines“, *A la faculte sciences et techniques de l'ingenieur*, Bd. 6206, Nr. 6206, S. 113, 2014.
- [72] Senn, F.; Guggenberger, M.; und Jaberg, H., „PIV als experimentelle Methode für die Erklärung der S-Schlag Instabilität von Pumpturbinen“, *GALA e.V.*, Nr. September, 2013.
- [73] Wuibaut, G.; Dupont, P.; Caignaert, G.; und Stanislas, M., „PIV measurements in the impeller and the vaneless diffuser of a radial flow pump in design and off-design operating conditions“, *Journal of Fluids Engineering*, Bd. 124, Nr. 3, S. 791–797, 2002.
- [74] Dazin, A. u. a., „High-speed stereoscopic PIV study of rotating instabilities in a radial vaneless diffuser“, *Experiments in Fluids*, Bd. 51, Nr. 1, S. 83–93, 2011.
- [75] <http://www.dantecdynamics.com>, *Particle Image Velocimetry measurement principles*. 2009.
- [76] Woisetschläger, J. und Göttlich, E., „Recent applications of particle image velocimetry to flow research in thermal turbomachinery“, *Topics in Applied Physics*, Bd. 112, S. 311–331, 2008.
- [77] Raffel, M.; Willert, C.; und Kompenhans, J., „Particle Image Velocimetry: A Practical Guide“, 2002.
- [78] Ing. Prager Elektronik, H., „Prager Elektronik“. [Online]. Verfügbar unter: <https://www.prager-elektronik.at/>. [Zugegriffen: 26-Aug-2017].
- [79] Klaus, K., „Experimentelle Untersuchung einer Axialpumpe und Rohrturbine mit gepfeilten Schaufeln“, Technische Universität Graz, 2000.
- [80] Raffel, M.; Willert, C.; und Kompenhans, J., „Particle Image Velocimetry: A Practical Guide“, 2002.
- [81] Lichtscheidl, I. K., *Lichtmikroskopie - Theorie und Anwendung*. Core Facility Cell Imaging und Ultrastrukturforschung - Universität Wien, 2015.
- [82] Kolerus, J. und Wassermann, J., *Zustandsüberwachung von Maschinen: das Lehr- und Arbeitsbuch für den Praktiker*, Auflage: 7. expert, 2014.
- [83] Shannon, C. E., „Editorial note on ‚Communication in the presence of noise‘“, *Proceedings of the IEEE*, Bd. 72, Nr. 12, S. 1713–1713, 1984.

- [84] Meyer, M., *Signalverarbeitung*. 2014.
- [85] Mneneý, S. H., *An Introduction to Digital Signal Processing: A Focus on Implementation*, Bd. 1. 2008.
- [86] Frigo, M., „A fast Fourier transform compiler“, *ACM SIGPLAN Notices*, Bd. 34, Nr. 5, S. 169–180, 1999.
- [87] Oppenheim, A. V.; Schafer, R. W.; und Buck, J. R., „Discrete Time Signal Processing“. S. 60, 2008.
- [88] Smith, J., *Spectral audio signal processing*. 2011.
- [89] Mertins, A., *Signaltheorie*. 2013.
- [90] Hasmatuchi, V.; Roth, S.; Botero, F.; Avellan, F.; und Farhat, M., „High-speed flow visualization in a pump-turbine under off-design operating conditions“, *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, Bd. 12, S. 012059, 2010.
- [91] Keane, R. D. und Adrian, R. J., „Theory of cross-correlation analysis of PIV images“, *Applied Scientific Research*, Bd. 49, Nr. 3, S. 191–215, 1992.
- [92] Host-Madsen, A. und McCluskey, D. R., „On the Accuracy and Reliability of PIV Measurements“, *Proceedings of the 7th International Symposium on Applications of Laser Techniques of Flow Measurements*, 1994.
- [93] Senn, F., „PIV: Objektorientierte Auswertung“. Technische Universität Graz, Graz, 2015.
- [94] McFadden, P. D., „A revised model for the extraction of periodic waveforms by time domain averaging“, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Bd. 1, Nr. 1, S. 83–95, 1987.
- [95] Friedrichs, J., „Auswirkungen instationärer Kavitationsformen auf Förderhöhenabfall und Kennlinieninstabilität von Kreiselpumpen“, TU Braunschweig, 2003.
- [96] Raabe, J. und Knapp, W., „Performance curve instabilities of Francis pumps with vaned diffusors“, *Pump Congress Karlsruhe*, 1988.
- [97] Knapp, W., „Experimentelle Untersuchung zur Kennlinieninstabilität einer Kreiselpumpe“, TU München, 1989.
- [98] Stoffel, B. und Weiß, K., „Different types and locations of partload recirculations in centrifugal pumps found from LDV measurements“, *Hydraulic Machinery and Cavitation 18th IAHR Symposium*, S. 1034–1043, 1996.
- [99] Sano, T.; Nakamura, Y.; Yoshida, Y.; und Tsujimoto, Y., „Alternate Blade Stall and Rotating Stall in a Vaned Diffuser“, *JSME International Journal Series B*, Bd. 45, Nr. 4. S. 810–819, 2002.

-
- [100] Botero, F.; Hasmatuchi, V.; Roth, S.; und Farhat, M., „Non-intrusive detection of rotating stall in pump-turbines“, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Bd. 48, Nr. 1–2, S. 162–173, 2014.
- [101] Duquesne, P.; Ciocan, G. D.; Aeschlimann, V.; Bombenger, A.; und Deschênes, C., „Pressure probe with five embedded flush-mounted sensors: Unsteady pressure and velocity measurements in hydraulic turbine model“, *Experiments in Fluids*, Bd. 54, Nr. 1, 2013.
- [102] Avellan, F., „Introduction to cavitation in hydraulic machinery“, *6th Int. Conf. on Hydraulic Machinery and Hydrodynamics*, S. 11–22, 2004.
- [103] Guedes, A.; Kueny, J.; und Avellan, F., „Unsteady Rotor-Stator Analysis of a Hydraulic Pump-Turbine – Cfd and Experimental Approach“, *Symposium A Quarterly Journal In Modern Foreign Literatures*, Nr. December 2015, S. 1–14, 2002.
- [104] Li, D.; Wang, H.; Nielsen, T. K.; Gong, R.; Wei, X.; und Qin, D., „Influence of guide vane setting in pump mode on performance characteristics of a pump-turbine“, *International Journal of Fluid Machinery and Systems*, Bd. 10, Nr. 2, S. 154–163, 2017.
- [105] Zhu, D.; Xiao, R.; Tao, R.; und Liu, W., „Impact of guide vane opening angle on the flow stability in a pump-turbine in pump mode“, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, Bd. 231, Nr. 13, S. 2484–2492, 2017.
- [106] Widmer, C.; Gehrler, A.; und Alonso, J., „Challenges during the Pump Turbine Rehab of Bolarque II Challenges during the Pump Turbine Rehab of Bolarque II“, 2018.