

Energieforschungsprogramm

Publizierbarer Endbericht

Programmsteuerung:

Klima- und Energiefonds

Programmabwicklung:

Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft mbH (FFG)

Endbericht

erstellt am

28/02/2020

Projekttitlel:

Francis Turbinen Prüfstand Virtual +

FT-PV+

Projektnummer: 858800

Energieforschungsprogramm - 3. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

Ausschreibung	3. Ausschreibung Energieforschungsprogramm
Projektstart	01/01/2017
Projektende	14/06/2019
Gesamtprojektdauer (in Monaten)	29,5 Monate
ProjektnehmerIn (Institution)	WWS Wasserkraft GmbH
AnsprechpartnerIn	Ing. Ehrenguber Martin
Postadresse	Oberfeuchtenbach 11, 4120 Neufelden
Telefon	0043-7282-5922-0
Fax	0043-7282-5922-21
E-Mail	m.ehrenguber@wws-wasserkraft.at
Website	www.wws-wasserkraft.at

Francis-Turbinen Prüfstand Virtual +

FT-PV+

AutorInnen:

Ing. Ehrenguber Martin (WWS Wasserkraft GmbH)

Dipl.-Ing. Dr. techn. Jürgen Schiffer-Rosenberger (TU Graz)

Dipl.-Ing. Stefan Höller-Litzlhammer (TU Graz)

1 Inhaltsverzeichnis

1	Inhaltsverzeichnis	4
2	Einleitung	5
3	Inhaltliche Darstellung.....	11
3.1	Ausgangssituation und Modellaufbau	11
3.2	Messungen am ursprünglichen Laufrad.....	12
3.3	CFD-Berechnung der ursprünglichen Hydraulik	14
3.4	Optimierung und Präzisierung des CFD-Modells.....	17
3.5	Optimierung der Lauf- und Leitschaufelgeometrie	18
3.6	Detaillkonstruktion und Fertigung der optimierten Geometrie	21
3.7	Messung mit optimiertem Leit- und Laufrad.....	22
3.8	Druckstoßberechnung	23
4	Ergebnisse und Schlussfolgerungen	27
4.1	Optimierung der Lauf- und Leitschaufelgeometrie	27
4.2	Verbesserung des Kavitationsverhaltens.....	32
4.3	Druckpulsationen im Saugrohr	38
4.4	Druckstoßberechnung	39
5	Ausblick und Empfehlungen.....	42
6	Literaturverzeichnis.....	43
7	Anhang	44
8	Kontaktdaten.....	45

2 Einleitung

Aufgrund sich laufend ändernder Rahmenbedingungen am Strommarkt kommt es auch im Kleinwasserkraftsegment zu notwendigen Kostenoptimierungen bei der Planung und Errichtung von Neuanlagen. Die Notwendigkeit eines hohen Jahresertrags der Anlagen erfordert einen hohen Wirkungsgrad sowie eine hohe Verfügbarkeit der Anlagen, um die vorhandenen Ressourcen nachhaltig und mit bestmöglicher Effizienz zu nutzen. Gleichzeitig müssen unnötige Sicherheitsmargen bei der Auslegung und Planung möglichst geringgehalten werden, um die Kosten von Neuanlagen „investitionsfreundlich“ darstellen zu können. Auch bei dem Refurbishment von Bestandsanlagen steht meist eine maximale Effizienz- und/oder Leistungserhöhung einem minimalen Investitionsaufwand gegenüber.

Um den genannten Anforderungen an maximalen Wirkungsgrad und größtmöglicher Regelfähigkeit in der Kleinwasserkraft gerecht zu werden, ist es üblich, jede hydraulische Maschine gezielt für die jeweiligen Anforderungen zu planen und zu entwickeln. Um das technische und in weiterer Folge auch wirtschaftliche Risiko beim Betrieb von Wasserkraftwerken zu minimieren, wird bei Wasserkraftanlagen das Verhalten der Maschine an einer Modellmaschine im Labor untersucht. Die dabei gewonnen Erkenntnisse sind auf die Großmaschine übertragbar und somit können sowohl die Leistungsfähigkeit der Anlage als auch die Belastungen sehr genau im Vorhinein bestimmt werden.

Bei Francis-Turbinen für Kleinwasserkraftanlagen ist es jedoch nicht üblich jede Maschine, welche oftmals einen einzigartigen Prototypen darstellt, in einem aufwendigen und kostenintensiven Experiment oder Modellversuch zu untersuchen. Die Notwendigkeit solcher Versuche ist meist nicht wirtschaftlich darstellbar. Als Alternative werden Francis-Turbinen im Kleinwasserkraftbereich üblicherweise lediglich auf Basis der numerischen Strömungssimulation (auch CFD oder Computational Fluid Dynamics) entwickelt.

Dies erfolgte auch im Zuge der Entwicklung einer Francis-Turbinen Serie für die WWS Wasserkraft GmbH. Aufgrund der guten Erfahrung mit der numerischen Strömungssimulation wurden die Turbinen lediglich auf Basis numerischer Berechnungen entwickelt und optimiert. Der Einfluss der Strömung in den Radseitenräumen des Turbinenlaufrades wurde unter Anwendung eines analytischen Berechnungswerkzeuges berücksichtigt. Obwohl die Turbinen heute weltweit erfolgreich im Einsatz sind, wurden im Zuge der Inbetriebnahme bzw. auch nach einigen Betriebsjahren teilweise Diskrepanzen zwischen den ursprünglichen Berechnungsergebnissen sowie den Messergebnissen an den Prototypenanlagen festgestellt. Diese Diskrepanzen betreffen vor allem die absoluten Wirkungsgrade in Teil- und Überlast sowie das durch Schwingungen beeinflusste Betriebsverhalten bei Teillastbetrieb. Werden Francis-Turbinen bei Durchflussmengen betrieben, die kleiner sind als der Durchfluss im Design-Punkt, so treten sogenannte „Teillastwirbel“ auf, die zu Druckpulsationen und Schwingungsanregungen führen, welche sich mit Hilfe von CFD-Berechnungen nach dem heutigen Stand des Wissens nicht ausreichend genau berechnen lassen. Des Weiteren wurde festgestellt, dass die Axialkräfte in der realen Anlage zum Teil höher sind als ursprünglich mit analytischen Verfahren berechnet wurde.

Energieforschungsprogramm - 3. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

Diese Erkenntnisse bestätigten sich in den letzten Jahren auch im Zuge von Refurbishment-Projekten von Francis-Turbinen, welche am Institut für Hydraulische Strömungsmaschinen häufig durchgeführt werden (siehe beispielsweise [1]). Auch bei Refurbishment-Projekten werden Modellmessungen nur bei der Erneuerung von Großmaschinen durchgeführt. Zielstellung solcher Projekte ist es, auf Basis der CFD-Simulation des Ausgangszustandes neue Francis-Laufräder zu entwickeln, die einen erweiterten, kavitationsfreien Betriebsbereich bei erhöhten Wirkungsgraden ermöglichen. Mehrfach wurde festgestellt, dass sich der Wirkungsgrad aus Messung und Simulation vor allem im Betriebsbereich abseits des optimalen Wirkungsgrades deutlich unterscheidet. Auch die Beeinflussung des Teillastverhaltens der Turbine durch das neue Laufraddesign lässt sich nicht sicher vorhersagen, wenn die Entwicklung der neuen Hydraulik ausschließlich auf Basis von CFD-Untersuchungen erfolgt. Des Weiteren ist es ohne Existenz von Referenzinformationen aus intensiv untersuchten Refurbishment-Projekten oftmals schwierig, das Potential zur Steigerung des Wirkungsgrades bei veralteten Wasserkraftwerken schon im Vorfeld – d.h. in der Angebotsphase - quantitativ abzuschätzen.

Als weitere mögliche negative Auswirkungen, die durch den Verzicht auf einen Modellversuch entstehen, müssen die Nichterfüllung von Wirkungsgradgarantien bzw. das Nichterreichen einer vorgegebenen Jahresarbeit genannt werden. Auch können Schwingungen an der Maschine (v.a. in Teillast) oder Kavitationsprobleme resultieren, welche auf Basis von CFD-Simulationen bis dato nicht sicher vorhergesagt werden können.

Des Weiteren kommt es vor allem im Bereich der Durchbrennkurve (Turbine gibt kein Drehmoment ab) zu Abweichungen von der realen Betriebscharakteristik, die vor allem für Druckstoßberechnungen, welche bis dato nur auf Basis umfangreicher Kennfeldmessungen am Prüfstand möglich sind, höchst problematisch ist. Sind keine Versuchsergebnisse vorhanden, können auch die mechanischen Belastungen der Maschinen und Anlagenkomponenten nur hinreichend genau vorherbestimmt werden. Aus diesem Grund sind bei der Konstruktion Annahmen hinsichtlich der Belastungssituation zu treffen. Aufgrund solcher Annahmen ergeben sich zwangsläufig Unsicherheiten bei der Auslegung, weshalb die Bauteile überdimensioniert werden müssen. Dies wiederum erhöht die Kosten der Anlage sowie die Amortisationsdauer der Investition.

Aufgrund der begrenzten Projektbudgets wird die Entwicklung und Optimierung von Francis-Turbinen auf Basis von CFD Berechnungen (ohne Modellversuche) trotz der genannten Nachteile in Zukunft dennoch verstärkt zum Einsatz kommen müssen.

In den letzten 30 Jahren konnte sich die CFD-basierte Entwicklung und Optimierung von Francis-Turbinen kontinuierlich weiterentwickeln. Ein Überblick der wesentlichen Entwicklungsschritte wird beispielsweise von Keck et al. [2] präsentiert. Mit immer leistungsfähigeren Computern und verbesserten numerischen Modellen gelingt es heutzutage vor allem im Bestpunkt der Maschine die Strömungsverhältnisse innerhalb der Turbine sehr exakt zu berechnen, was unter anderem von Trivedi et al. [3] gezeigt wird und beispielsweise in Abbildung 1 dargestellt wird. Im Bereich des Bestpunktes der Turbine ($Q = \text{ca. } 0.19 \text{ m}^3/\text{s}$) gibt es eine gute Übereinstimmung zwischen den Messergebnissen und den Ergebnissen der numerischen Simulation. Die Darstellung zeigt aber auch, dass der

Energieforschungsprogramm - 3. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

Wirkungsgrad der CFD-Berechnung bei Vollastbetrieb ($Q > 0.20 \text{ m}^3/\text{s}$) bzw. im Teillastbetrieb ($Q < 0.16 \text{ m}^3/\text{s}$) deutlich überinterpretiert wird.

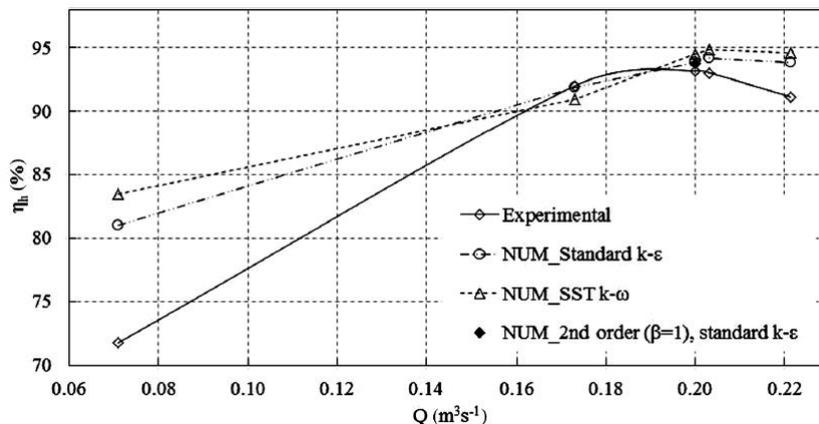


Abbildung 1: Vergleich von experimentell und numerisch ermitteltem hydraulischen Turbinenwirkungsgrad an fünf Betriebspunkten (Quelle: [3])

Abseits des Betriebspunkts besten Wirkungsgrades kommt es zu mehr oder minder großen und schwer abschätzbaren Abweichungen zwischen der Simulation und der tatsächlichen Strömung in der Maschine. Als Grund dafür können instationäre Strömungsphänomene wie Ablösezonen identifiziert werden, welche im Off-Design-Betrieb vermehrt in den Vordergrund treten. Diese Ablösezonen können nur durch aufwändige transiente Strömungsberechnungen und unter Verwendung geeigneter Turbulenzmodelle abgebildet werden, was am Beispiel einer Kaplan-Turbine von Jost et al. [4] gezeigt werden konnte. Als Teil einer standardisierten Francis-Turbinen-Entwicklung ist der diesbezügliche Aufwand jedoch unverhältnismäßig hoch. Des Weiteren kann ohne Verifizierung mit einem Modellversuch keine hundertprozentige Sicherheit der Berechnungsergebnisse garantiert werden.

Um den Aufwand und somit die Kosten der numerischen Strömungsberechnung zu reduzieren, werden zudem oft vereinfachende Annahmen verwendet. Beispielsweise werden in einer dem Stand der Technik entsprechenden CFD-Simulation einer Francis-Turbine die Radseitenräume üblicherweise nicht abgebildet. Dies hat zur Folge, dass dadurch unberücksichtigte Einflüsse wie Leckageverluste, Scheibenreibungsverluste und vor allem die resultierenden Axialkräfte gesondert ermittelt werden müssen. Doch selbst wenn die Radseitenräume in der Simulation abgebildet werden (siehe dazu Abbildung 2), ergeben sich vor allem abseits des optimalen Betriebspunktes Unsicherheiten, die nur im Zuge von Modellversuchen geklärt werden können. Des Weiteren wird der ohnehin hohe Simulationsaufwand durch die Implementierung der Radseitenräume weiter erhöht. Umfangreiche Untersuchungen dazu wurden am Institut für Hydraulische Strömungsmaschinen kürzlich an einem numerischen Modell durchgeführt. Die Inhalte wurden auf der HYDRO 2015 präsentiert [5]. Im Zuge der numerischen Simulation einer vollständig modellierten Francis-Turbine zeigte sich, dass auch mit einem Rechennetz in der Größe von 34.5 Mio. Knoten keine vollständig rechenetz-unabhängige Lösung erreicht wurde. Etwa die Hälfte der Gesamtknotenanzahl musste für die Modellierung der Radseitenräume (siehe Abbildung 3) investiert werden.

Energieforschungsprogramm - 3. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

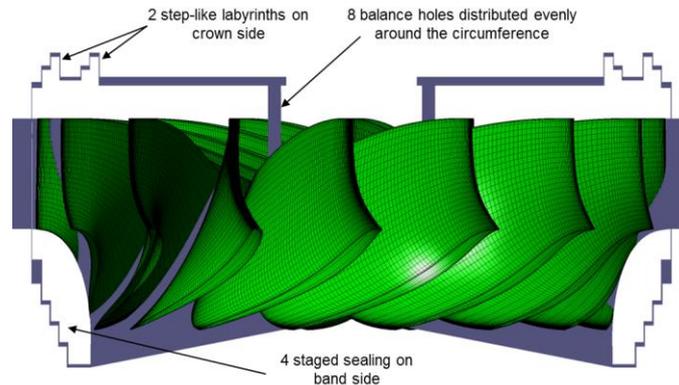


Abbildung 2: Radseitenräume im CFD-Modell einer Francis-Turbine (Quelle: [5])

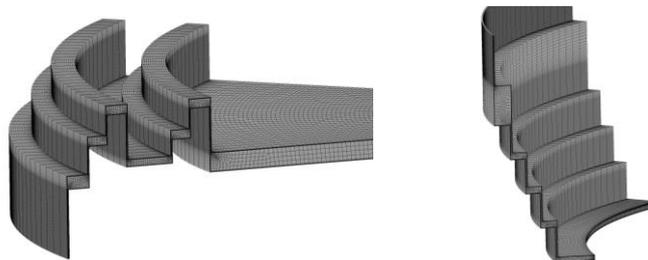


Abbildung 3: Rechenetze für die Radseitenräume einer Francis-Turbine (Quelle: [5])

Diese Unsicherheiten bzw. Abweichungen zwischen numerischer Berechnung und Messungen am Modell erkannten u. a. auch Celic et al. [6]. Trotz Verwendung der Radseitenräume in der CFD-Simulation konnten die Autoren zeigen, dass die Wirkungsgrad-Abweichung zwischen CFD und Experiment bei einem Durchfluss, der etwa 30 % des Durchflusses im Volllastbetrieb entspricht, noch immer 3 Prozentpunkte beträgt.

Auch Mössinger et al [7] von der Fa. Voith Hydro setzte sich mit dem intensiven Vergleich von Messergebnissen und Simulationsergebnissen, welche mit unterschiedlichsten numerischen Modellen berechnet wurden, auseinander. Die publizierten Ergebnisse zeigen, dass der Spitzen- und Volllastwirkungsgrad unter Verwendung eines optimierten Rechen setups mit einer Abweichung von wenigen Zehntel-Prozentpunkten mit Messergebnissen übereinstimmt. Bei Teillastbetrieb beträgt die Wirkungsgradabweichung jedoch immerhin 6.5 Prozentpunkte. Des Weiteren wird darauf hingewiesen, dass es zweckmäßig und oftmals ausreichend ist, die Radseitenraumströmung analytisch zu berechnen, anstatt diese in der CFD-Berechnung zu inkludieren. Aufgrund der Aktualität der Publikation ist davon auszugehen, dass diese Erkenntnisse auch dem aktuellen Wissensstand großer Hersteller entsprechen.

Analytische Ansätze zur Berechnung der Leckageverluste, der Scheibenreibungsverluste, der Druckverteilung in den Radseitenräumen sowie der resultierenden Axialkräfte sind zwar in der Literatur vorhanden, erweisen sich in der Anwendung jedoch als ungenau. Hier sind dringend Optimierungen der bestehenden Ansätze und Gedankenmodelle notwendig.

Alternativ dazu gibt es Ansätze, die Verluste durch Scheibenreibung und Leckage über empirische Daten zu ermitteln. Während Kurokawa [8] empirisch basierte analytische Gleichungen zur Ermittlung des volumetrischen und mechanischen Turbinenwirkungsgrades definierte, präsentierten Osterwalder et al. [9] eine Wirkungsgradaufspaltung, die abhängig

Energieforschungsprogramm - 3. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

von der spezifischen Schnellläufigkeit n_q erarbeitet wurde. Diese in Abbildung 4 dargestellte Wirkungsgradaufspaltung kann dazu verwendet werden, den Wirkungsgrad einer ohne Radseitenräume durchgeführten Francissturbinensimulation um die Scheibenreibungsverluste (runner disk) und Leckageverluste (gaps) zu korrigieren. Allerdings sei an dieser Stelle erwähnt, dass die angegebenen Verlustanteile nur für den optimalen Betriebspunkt gelten und für unterschiedliche Radseitenraumgeometrien mehr oder weniger stark variieren können, was beispielsweise in [5] gezeigt wurde.

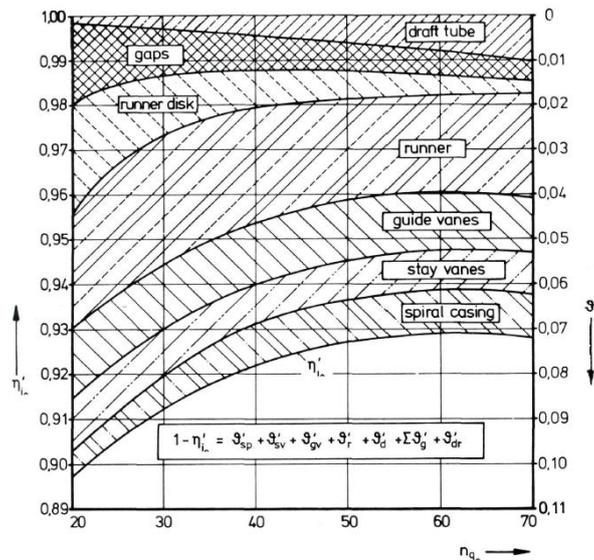


Abbildung 4: Wirkungsgradaufspaltung einer Francis Turbine als Funktion der spezifischen Schnellläufigkeit n_q (Quelle: [9])

Eine ähnliche, im Vergleich zu Osterwalder aktualisierte, Darstellung der Verlustaufspaltung ist auch in der IEC 62256 (Hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines – rehabilitation and performance improvement) [10] enthalten.

Als weitere ungelöste Fragestellung bei Verzicht auf einen Modellversuch muss die verlässliche Druckstoßberechnung genannt werden. Zur Analyse des instationären Anlagenverhaltens beim Starten oder Stillsetzen der Turbine sowie in Ausnahmefällen wie einem Lastabwurf des Generators ist ein zuverlässiges Maschinenkennfeld über den Durchbrennbereich (Turbine gibt kein Drehmoment mehr ab) hinaus erforderlich, was beispielsweise von Höller et al. [11] gezeigt wurde. Nur so kann sichergestellt werden, dass etwaige Druckstoßsicherungsmaßnahmen zielgenau und effektiv ausgelegt werden können. Ein solches Maschinenkennfeld ist beispielsweise in Abbildung 5 dargestellt. Mit einer State-of-the-art CFD Berechnung kann bis dato lediglich der grau markierte „normale Betriebsbereich“ verlässlich berechnet werden.

Energieforschungsprogramm - 3. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

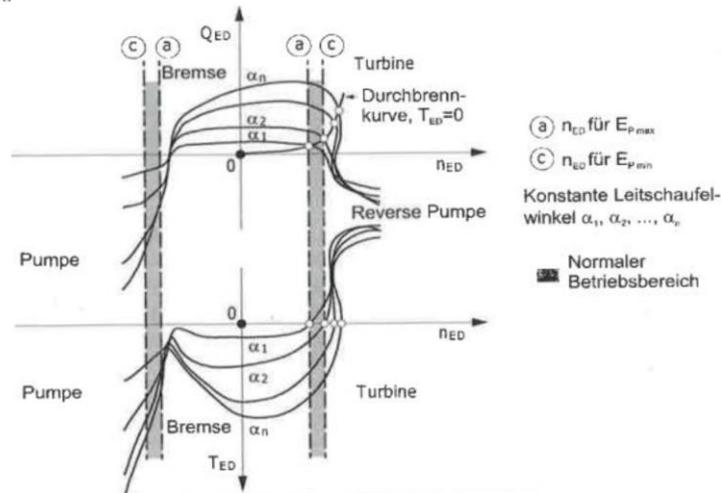


Abbildung 5: Pumpenturbinenkennfeld in Einheitsgrößen (Quelle: [12])

Ist ein vollständiges Kennfeld nicht vorhanden, so ist die Druckstoßanalyse mit mehr oder minder großen Unsicherheiten behaftet. Dies bedingt wiederum Sicherheitszuschläge bei der Ermittlung der Anlagenbelastung, wodurch in weiterer Folge allfällige Druckrohrleitungen, aber auch Anlagenteile wie z.B. Schwungmassen überdimensioniert werden.

Die Idee zum Aufbau eines virtuellen Francis-Prüfstandes, der über den gesamten Betriebsbereich der Turbine verlässlich Ergebnisse liefert, muss sich im Wesentlichen gegenüber dem klassischen Modellversuch behaupten, der wie bereits erwähnt einen hohen Kostenfaktor darstellt. Die hohen Kosten umfassen nicht nur den Werteinsatz für den Modellmaschinenbau und die Messung an sich, sondern beinhalten auch Kosten für die lange Durchlaufzeit solcher Aufgabenstellungen.

Alternative Messungen in Großanlagen werden zumeist nur anlassbezogen bei schlechter Performance der Maschinen durchgeführt und umfassen meist nicht den gesamten Einsatzbereich der Turbine. Insbesondere ist ein längerer Betrieb der Großmaschine in kritischen Betriebspunkten (wie z. B. dem Durchbrennbereich) schlichtweg nicht möglich.

3 Inhaltliche Darstellung

3.1 Ausgangssituation und Modellaufbau

Als Ausgangsbasis des Forschungsprojekts wurde ein bestehendes Modell einer Francis-Turbine (bestehend aus Spiralgehäuse inklusive Stützschaufeln, Leitapparat, Laufrad, Saugrohrkonus aus Acrylglas und einem Ellbogensaugrohr), welches in den 1980er-Jahren am Institut für Hydraulische Strömungsmaschinen an der TU-Graz entwickelt wurde, im Labor des Instituts wiederaufgebaut und in den 4-Quadranten-Großprüfstand integriert. Einzelne Turbinenteile – wie zum Beispiel Leitschaufeln und Laufrad – wurden gesäubert und poliert und die Öffnung der einzelnen Leitschaufeln wieder ideal eingestellt. Um Druckmessungen im Bereich der Radseitenräume durchführen zu können, wurde das Lagergehäuse mit diversen Messbohrungen ausgestattet. Darüber hinaus wurde das bestehende Laufrad mit Ausgleichsbohrungen versehen, die für die experimentellen Untersuchungen optional verschlossen werden können. Zusätzlich zu den für die Abnahmemessungen nach IEC60193 vorgeschriebenen Messgeräten (Absolut- und Differenzdruckaufnehmer, Durchflussmessgerät, Drehmoment- und Drehzahlmessflansch, Temperatursensoren) wurde das Modell mit erweiterter Messtechnik für die Radseitenräume (Anbringen von Druckmessstellen an unterschiedlichen Positionen entlang des Strömungspfad) sowie zur Untersuchung des Betriebsverhaltens der Turbine bei Teil- und Volllastbetrieb (Anbringen von Druckaufnehmern zur Aufzeichnung von Druckpulsationen im Saugrohr) ausgestattet. Die Messgeräte wurden kalibriert und der Prüfstand in Betrieb genommen. Ein Vergleich der Messergebnisse mit den Ergebnissen der ursprünglichen Messungen aus den 1980er-Jahren zeigte eine zufriedenstellende Übereinstimmung. Folgende Fotos zeigen den Aufbau des Modellprüfstands mit vertikaler Welle im Labor des Instituts für Hydraulische Strömungsmaschinen an der TU-Graz.



Abbildung 6: Foto vom Prüfstand im Zuge des Wiederaufbaus





Abbildung 8: Foto vom Laufrad der Turbine vom Saugrohr aus gesehen

Abbildung 7: Fertig montierter und in Betrieb genommener Modellaufbau

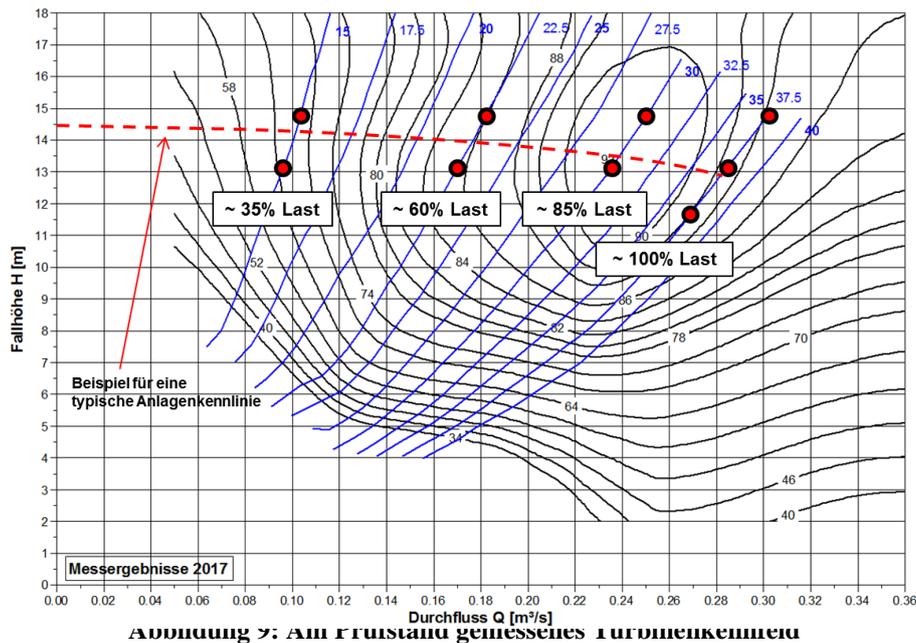
3.2 Messungen am ursprünglichen Laufrad

Nach der erfolgten Wiederinbetriebnahme des Francis-Turbinenmodells wurden umfangreiche Kennfeldmessungen durchgeführt. Als Betriebsdrehzahl wurde $n = 1130$ U/min für den gesamten, untersuchten Kennfeldbereich gewählt. Mit dem Laufradaustrittsdurchmesser von $D_s = 0.26$ m ergibt sich somit eine Reynolds-Zahl von $Re = u \cdot D_s / \nu = (D_s \cdot \pi \cdot n) \cdot D_s / \nu = 4 \cdot 10^6$, was die Mindestanforderungen der IEC60193 erfüllt. Der Bestpunkt der Turbine stellte sich damit bei einer Turbinenfallhöhe von $H = 13.1$ m ein. Zur Erleichterung der Vergleichbarkeit wurde die numerische Strömungssimulation übrigens mit den gleichen Randbedingungen durchgeführt.

Das Turbinenkennfeld wurde von einer Maximalfallhöhe von etwa 18m bis unter die Durchbrennkurve (Drehmoment bzw. Wirkungsgrad gleich „0“) hinab gemessen. Die untersuchten Leitschaufelöffnungen wurden in 2.5° -Schritten abgestuft. Insgesamt wurden demnach 11 Leitschaufelpositionen von 15° bis 40° Öffnung eingestellt und die entsprechenden Werte für Fallhöhe und Durchfluss bei variablem Durchfluss gemessen. Die Ergebnisse der Messung sind anhand des Fallhöhen-/ Durchfluss-/ Wirkungsgradkennfeldes in folgender Abbildung 9 dargestellt. Während die schwarz markierten Kurven die Wirkungsgrad-ISO-Linien zeigen, repräsentierten die blauen Linien die Turbinenkennlinien bei jeweils konstanter Leitapparatöffnung.

Energieforschungsprogramm - 3. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG



Im üblichen Einsatzbereich einer Francis Turbine ($H = H_{opt} \pm 10\%$) wurden an ausgewählten Betriebspunkten von Teillast bis Volllast Kavitationsmessungen durchgeführt. An den in Abbildung 9 rot markierten 9 Betriebspunkten wurden Wirkungsgrad-Abrissäste gemessen sowie die bei unterschiedlichen Sigma-Werten aufgetretenen Kavitationszustände mit Fotos und Videos dokumentiert, was beispielhaft an folgenden Fotos zu sehen ist. Abbildung 10 zeigt die bei einem Sigma-Wert von etwa 0.3 (entspricht für diesen Maschinentyp dem üblichen Einbauzustand im Kraftwerk) visualisierten Kavitationsphänomene im Saugrohr. Während das linke Bild den kavitierenden Volllastzopf zeigt, wurden im mittleren Bild der kavitierende Teillastwirbelzopf bzw. im rechten Bild die kavitierenden Schaufelkanalwirbel in starker Teillast visualisiert.



Abbildung 10: Kavitationsphänomene im Saugrohr der Francis-Modellturbine bei $H = 13.1$ m und $\Sigma = 0.3$ (Links: Volllastzopf / Mitte: Teillastwirbelzopf / Rechts: kavitierende Kanalwirbel)

Neben den Druckmessungen in den Radseitenräumen wurden auch Druckpulsationsmessungen im Bereich des Saugrohrkonus an ausgewählten Betriebspunkten durchgeführt, wodurch vor allem die Schwingungsanfälligkeit der Turbine bei Teillastbetrieb dokumentiert werden konnte.

Die Ergebnisse dieser Messungen sind in den Kapiteln 4.1 Optimierung der Lauf- und Leitschaufelgeometrie und 4.2 Verbesserung des Kavitationsverhaltens zu finden.

3.3 CFD-Berechnung der ursprünglichen Hydraulik

Nachdem auf Basis der für das Forschungsprojekt angefertigten 3D-CAD-Daten der Modellturbine CFD-Rechnetze in unterschiedlicher Auflösung und Qualität angefertigt wurden, wurde ein ein-phasiges sowie auch zwei-phasiges CFD-Berechnungsmodell erstellt, welches zur stationären sowie auch instationären Strömungssimulation in allen Betriebsbereichen der Francis-Turbine verwendet wurde. Zur Untersuchung des Einflusses der Rechennetauflösung auf die Berechnungsergebnisse wurden insgesamt 4 unterschiedliche Rechennetsätze erstellt. Je Verfeinerungsstufe wurde die Netzgröße um etwa 50% erhöht, sowie die Auflösung an der Wand um 50% verfeinert. Ein tabellarischer Überblick der daraus resultierenden Rechennetauflösungen wird in Abbildung 11 gezeigt.

Domain	No. of elements			
	Very Coarse	Coarse	Medium	Fine
Spiral	1,750,000	3,200,000	4,900,000	6,395,000
Guidevane	580,000	825,000	1,100,000	1,940,000
Runner	640,000	1,030,000	1,315,000	1,910,000
Drafftube	565,000	1,115,000	2,050,000	3,250,000
Tailwater	200,000	350,000	580,000	940,000
All Domains	3,735,000	6,520,000	9,945,000	14,435,000

Abbildung 11: Überblick der verwendeten Rechennetauflösung bzw. Rechennetzgröße
Abbildung 12 zeigt eine Übersicht der erzeugten Rechennetze in der Rechennetzqualität „Grob“.

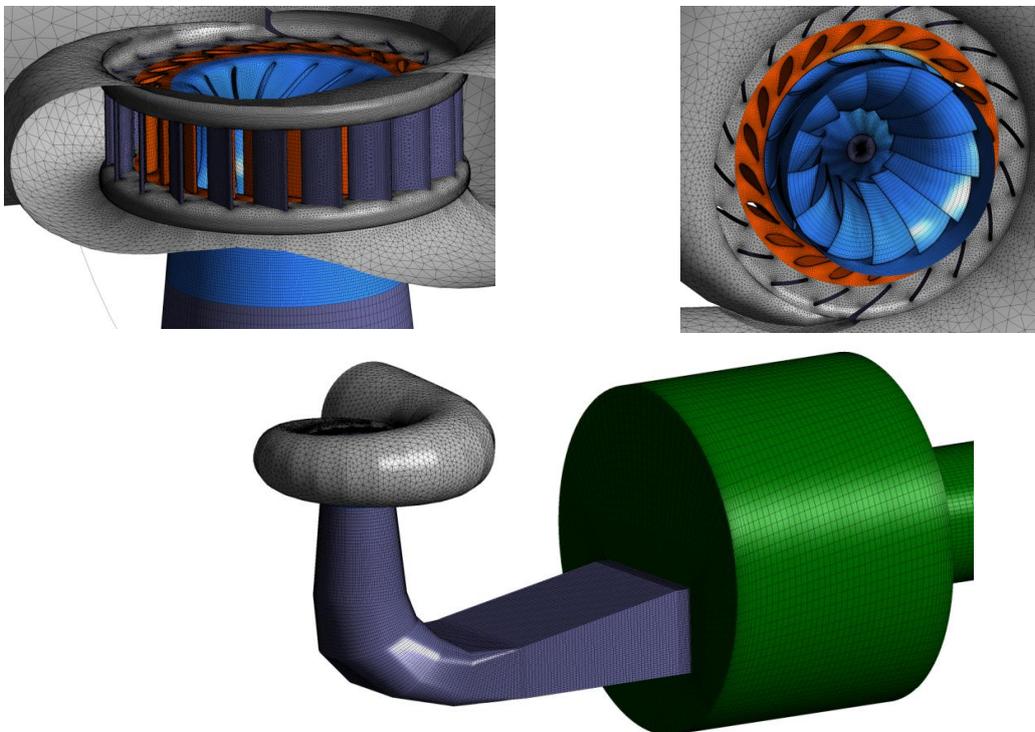


Abbildung 12: Übersicht der verwendeten Rechennetze

Die Nachrechnung des experimentell ermittelten Turbinenkennfeldes erfolgte mit einem 360°-Berechnungsmodell – wie üblich unter Vernachlässigung der Radseitenräume - in stationärer Betrachtungsweise. Zur Berücksichtigung der Übergänge von stehenden auf

Energieforschungsprogramm - 3. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

rotierende Berechnungsgebiete wurde das Frozen-Rotor-Interface verwendet. Die Rechennetzstudie zeigte, dass der Wirkungsgradunterschied der Berechnungen mit dem „sehr groben“ und dem „groben“ Rechennetz noch sehr deutlich ist. Bei einer Rechennetzverfeinerung von „mittel“ auf „fein“ sind allerdings kaum noch Unterschiede bemerkbar. Alle weiteren Berechnungen wurden daher hauptsächlich mit den Rechennetzen „mittlerer“ Auflösung durchgeführt. Für einen Kennfeldschnitt bei $H = 13.1$ m wurde ein Wirkungsgradvergleich zwischen Messung und Simulation durchgeführt, dessen Ergebnis in Abbildung 13 dargestellt ist.

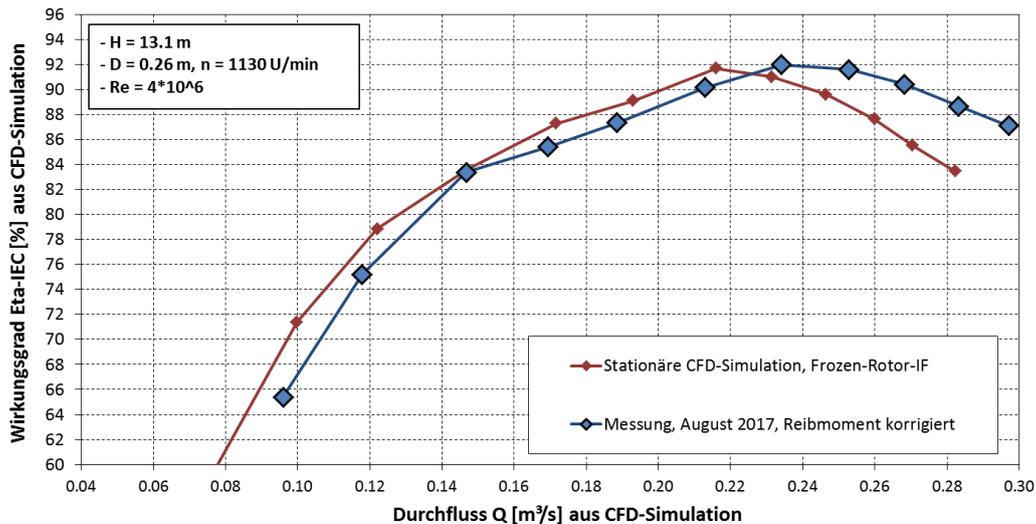


Abbildung 13: Wirkungsgradvergleich zwischen Messung und Simulation bei $H = 13.1$ m

Auf den ersten Blick erscheint die mittels CFD berechnete Wirkungsgradkurve bei $H = 13.1$ m gegenüber dem gemessenen Wirkungsgradverlauf zu kleineren Durchflussmengen verschoben. Während der Wirkungsgrad im Bereich des Bestpunktes mit Hilfe der stationären CFD-Simulation gut prognostiziert wird, kann im Bereich des Vollastbetriebs eine deutliche Unterbewertung bzw. im Bereich des Teillastbetriebes eine deutliche Überbewertung des Wirkungsgrades festgestellt werden. Es sei allerdings anzumerken, dass in den hiermit präsentierten Ergebnissen die Einflüsse der instationären Strömung sowie der Radseitenräume unberücksichtigt blieben.

Das Kavitationsverhalten der Turbine wurde im Zuge der CFD-Simulation mittels zwei unterschiedlicher Varianten bewertet. Einerseits wurde das am Institut für Hydraulische Strömungsmaschinen vielfach erprobte und auf einer statistischen Auswertung der einphasigen, stationären Strömungssimulation beruhende Histogramm-Verfahren verwendet. Für das 5-Promille-Flächenkavitationskriterium ergibt sich daraus beispielsweise der in Abbildung 14 dargestellte Sigma-Verlauf der Turbine. Unter Annahme eines Maximaldurchflusses von $Q = 270$ l/s ergäbe sich aus der einphasigen, stationären Strömungssimulation somit ein gerade noch zulässiges Anlagen-Sigma von etwa 0.23, welches durch eine geeignete Einbaulage der Turbine in Bezug auf das Unterwasser in der Großausführung nicht unterschritten werden sollte.

Energieforschungsprogramm - 3. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

Andererseits wurde eine zweiphasige Strömungssimulation unter Verwendung des Rayleigh-Plesset-Kavitationsmodelles durchgeführt und auf diese Weise Wirkungsgrad-Abrissäste simuliert, die auch schon im Zuge des Modellversuches gemessen wurden. Ein solcher Abrissast ist in Abbildung 15 für den zuvor angenommen Maximaldurchfluss von $Q = 270$ l/s dargestellt. Der auf dem Abrissast schwarz markierte Punkt repräsentiert das Ergebnis der zuvor erläuterten Histogramm-Auswertung und zeigt, dass sich ein sicherer Abstand gegenüber dem Betriebsbereich mit Wirkungsgradabnahme durch starke Kavitationsbeeinträchtigung ergibt.

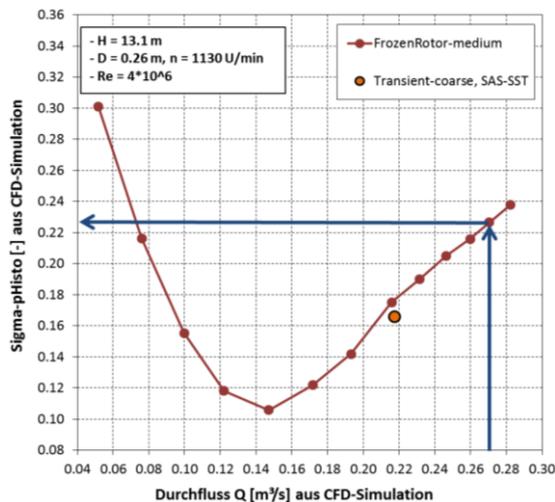


Abbildung 14: Sigma-Verlauf pHisto0.005 aus der Histogramm-Auswertung der einphasigen, stationären CFD bei $H = 13.1$ m

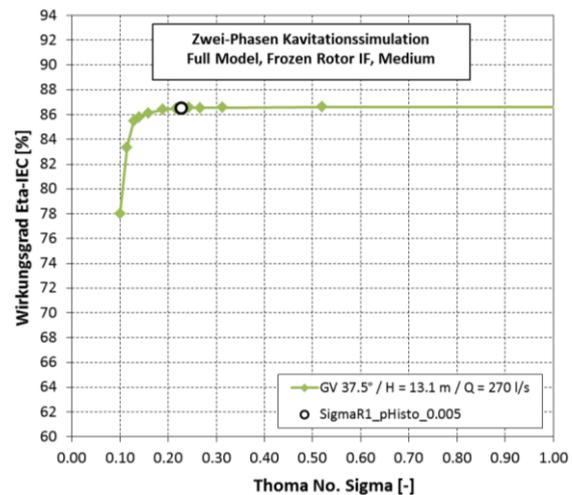


Abbildung 15: Wirkungsgrad-Abrissast aus der zweiphasigen, stationären CFD bei $Q = 270$ l/s und $H = 13.1$ m

Während die Histogramm-Auswertung gegenüber der zweiphasigen Simulation der Vorteil eines wesentlich geringeren Berechnungsaufwandes besitzt, ermöglicht sie keinerlei Aussage bezüglich der Ausprägung der Kavitationszonen im Strömungsraum. Dies wiederum ist der große Vorteil der Zweiphasen-Kavitationssimulation. Am Beispiel des Volllastbetriebs bei $Q = 270$ l/s und einem bereits stark abgesenkten Sigma-Wert von etwa 0.18 kann anhand von Abbildung 16 gezeigt werden, dass die am Prüfstand beobachteten Kavitationsphänomene (kavitierender Volllastzopf, leichte Kavitation an den Schaufelflächen) auch in der Simulation realitätstreu wiedergegeben werden können.

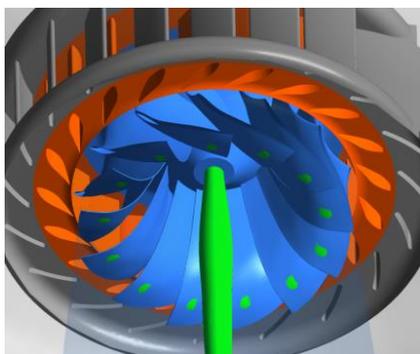


Abbildung 16: Kavitationszonen bei $Q = 270$ l/s und $\text{Sigma} = 0.18$ in Simulation (links) und am Modell (rechts)

Die Ergebnisse dieser Messungen sind in den Kapiteln 4.1 Optimierung der Lauf- und Leitschaufelgeometrie und 4.2 Verbesserung des Kavitationsverhaltens zu finden.

3.4 Optimierung und Präzisierung des CFD-Modells

Zur Optimierung des bestehenden CFD-Modells wurden an ausgewählten Betriebspunkten instationäre Strömungssimulationen durchgeführt, um einerseits den Einfluss instationärer Effekte auf den Wirkungsgrad zu berücksichtigen und um andererseits Aussagen bezüglich des Teillastverhaltens zu gewinnen. Je Betriebspunkt wurden dabei zumindest 20 volle Umdrehungen mit einer Drehwinkelauflösung von 1° je Zeitschritt berechnet. Zur Modellierung der Turbulenz wurde das SAS-SST-Modell in Kombination mit der Methode der Zentralen-Differenzen-Diskretisierung verwendet. Wie anhand von Abbildung 17 am Beispiel des Betriebspunkt besten Wirkungsgrades gezeigt wurde, wurden zur Berechnung eines mittleren Wirkungsgrades jeweils etwa die 8 letzten Umdrehungen gemittelt (siehe blau gestrichelte Linie).

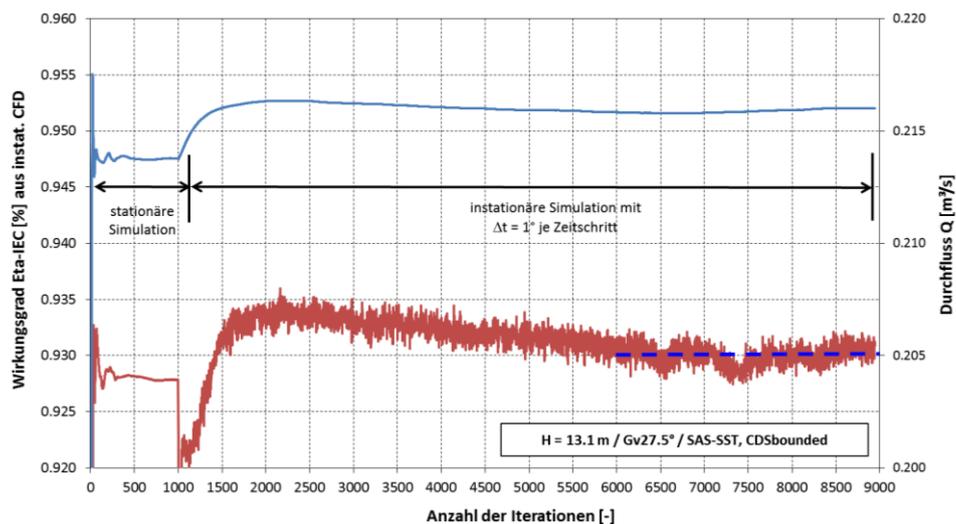


Abbildung 17: Gemittelter Wirkungsgrad aus der instationären Simulation bei $Q = 217.5 \text{ l/s}$ und $H = 13.1 \text{ m}$

Werden im Wirkungsgradverlauf bei $H = 13.1 \text{ m} = \text{const.}$ die gemittelten Ergebnisse aller instationären Strömungssimulationen berücksichtigt, so ergibt sich der in Abbildung 18 mit schwarzen Ringen dargestellte Trend für den hydraulischen Wirkungsgrad der untersuchten Modellturbine, der bereits um die Radseitenraumverluste korrigiert wurde.

Durch die Verwendung von instationären Strömungssimulationen, die an ausgewählten Betriebspunkten durchgeführt wurden, konnte die Qualität der Wirkungsgradvorhersage von tiefer Teillast bis zumindest zum Betriebspunkt idealen Wirkungsgrades weiter verbessert werden. Lediglich bei Volllastbetrieb liegen die CFD-Ergebnisse auch unter Verwendung der instationären Simulation noch um etwa 1 bis 2 Prozentpunkte unter den Messergebnissen.

Energieforschungsprogramm - 3. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

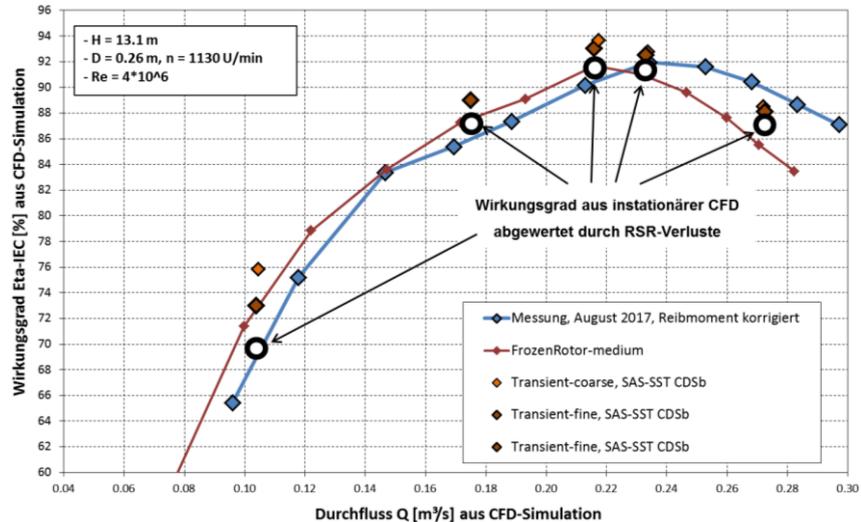


Abbildung 18: Wirkungsgradvergleich zwischen Messung und erweiterter Simulation bei $H = 13.1$ m

Zur Ermittlung der Druckpulsationen im Saugrohr, die im Teillastbetrieb von Francis-Turbinen üblicherweise zu Schwingungsproblemen führen, wurden im Zuge der CFD-Simulation Druckpulsationen am Ein- und Austritt des Saugrohrkonus sowie an unterschiedlichen radialen Positionen ausgewertet. In Abbildung 19 sind die Koordinatenpunkte zur Auswertung der Druckpulsationen im Saugrohrkonus mit gelben Markierungskreuzen dargestellt. Die im Teillastbereich typischerweise auftretenden niederfrequenten Druckschwingungen im Frequenzbereich vom etwa 0.3- bis 0.5-fachen der Drehfrequenz, die durch den sogenannten Teillastwirbel hervorgerufen werden (siehe Visualisierung in Abbildung 20), ließen sich damit eindeutig identifizieren.

Die Untersuchung der Druckpulsationen wurde ebenso für die neue Hydraulik durchgeführt. Die Ergebnisse dazu sind unter 4.3 Druckpulsationen im Saugrohr ersichtlich.

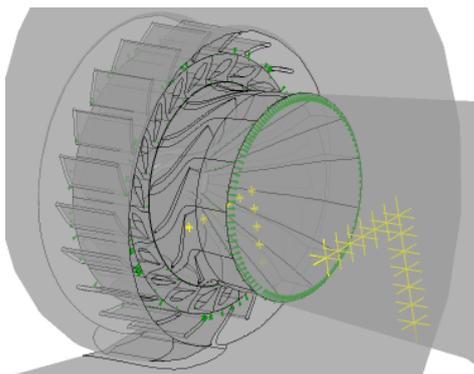


Abbildung 19: Koordinaten zur Auswertung der Druckpulsationen im Saugrohrkonus



Abbildung 20: Visualisierung des Teillastwirbels bei ~60% Last in der instationären CFD-Simulation

3.5 Optimierung der Lauf- und Leitschaufelgeometrie

Nach Abschluss der grundlegenden CFD-Simulationen der Originalhydraulik wurde schließlich mit der Optimierung der Laufschaufel- und später auch der Leitschaufelgeometrie begonnen. Dazu wurde die originale Laufschaufel unter Verwendung des Softwarepakets BLADEGEN® rekonstruiert. In weiterer Folge wurden der Meridianschnitt, die Winkelverläufe

Energieforschungsprogramm - 3. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

sowie die Dickenverteilung Schritt für Schritt so modifiziert, dass sich eine Laufschaufelgeometrie ergab, die zu einer Verschiebung des Bestpunktes in Richtung größerer Durchflussmenge führt und idealerweise auch einen verbesserten Wirkungsgrad zeigt. Des Weiteren sollte das neue Laufschaufeldesign ein verbessertes Kavitations- sowie Teillastverhalten aufweisen. Abbildung 21 zeigt eine Gegenüberstellung der originalen Laufschaufelgeometrie (links) und finalen Optimierungsversion V30 (rechts) sowie der jeweils im Bestpunkt der Turbine berechneten Druckverteilung auf der Druckseite (Bilder oben) und Saugseite (Bilder unten) der Schaufeln. Die optimierte Laufschaufelgeometrie zeigt eine deutlich homogenere Druckverteilung sowie Tiefdruckzonen auf der Saugseite, die auf einem deutlich geringeren Niveau liegen, als es bei der Originallaufschaufel der Fall ist.

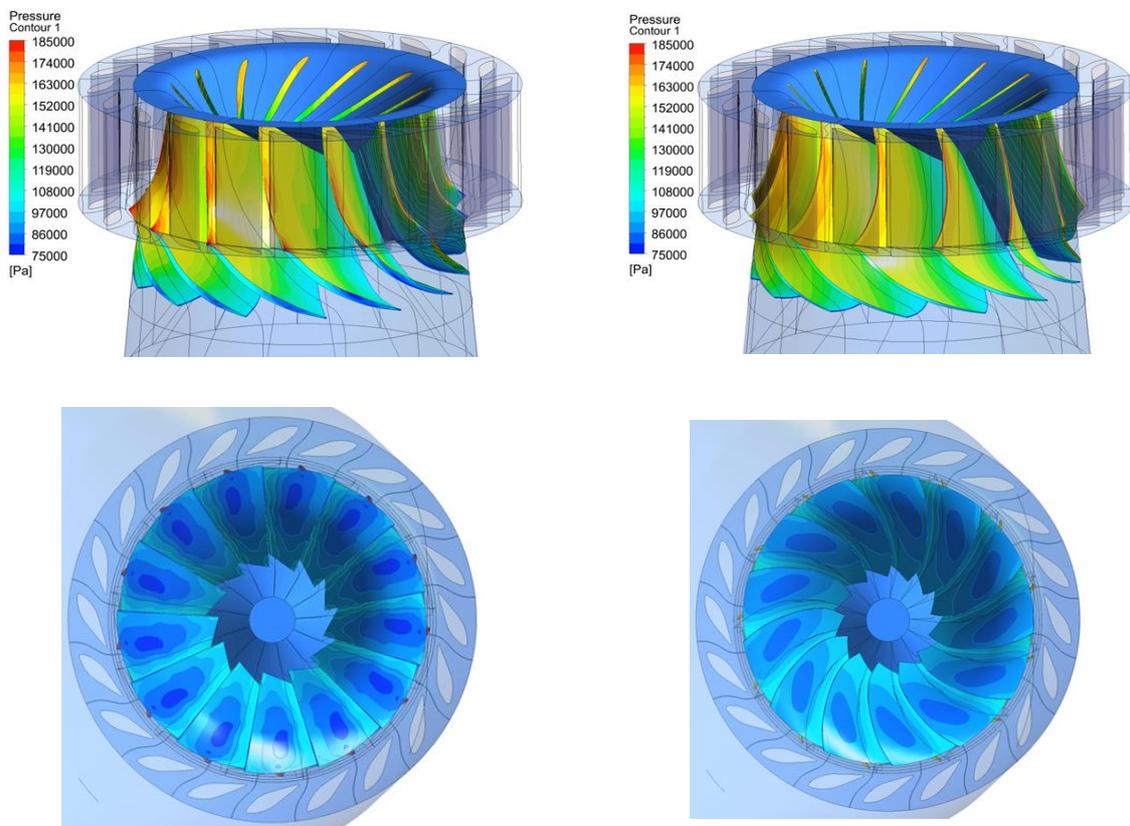


Abbildung 21: Vergleich der originalen (links) und optimierten Laufradgeometrie V30 (rechts) mit einer Darstellung der Druckverteilung im Bestpunkt der Turbine

Im Zuge der Laufschaufeloptimierung wurden im Meridianschnitt die Lage und Form der Eintrittskante leicht angepasst und vor allem die Verteilung des Winkelverlaufs verändert. Abbildung 22 zeigt den Verlauf des Schaufelwinkels β über der meridionalen Länge M der originalen (links) und optimierten (rechts) Laufschaufel.

Energieforschungsprogramm - 3. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

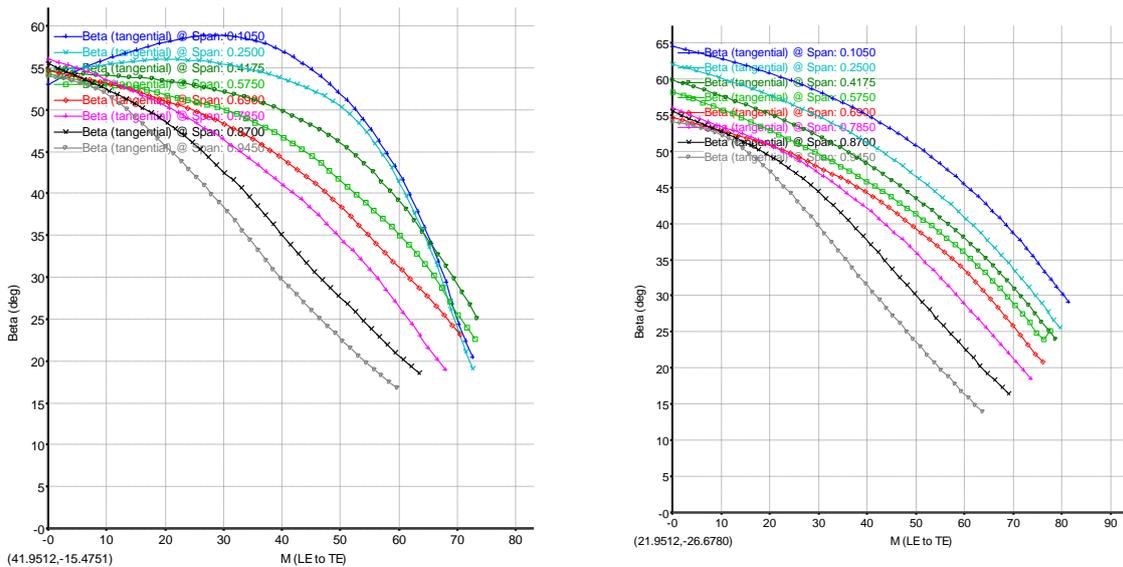


Abbildung 22: Vergleich der originalen (links) und optimierten (rechts) Schaufelwinkelverteilung

Des Weiteren wurde im Zuge der Hydraulikoptimierung auch eine Verbesserung der Leitschaufelgeometrie vorgenommen. Ein Vergleich der originalen (orange gefärbte Flächen) und optimierten (blau gefärbte Flächen) Leitschaufelgeometrie ist in folgender Abbildung 23 dargestellt.

Die neue Leitschaufel zeigt eine weniger bauchige Form mit einer gleichmäßig über der Länge verteilten Profildicke und einer geringeren maximalen Dicke. Für die optimierte Leitschaufel wurde dabei auf eine Dickenverteilung zurückgegriffen, die am Institut für Hydraulische Strömungsmaschinen schon vielfach erfolgreich verwendet wurde.

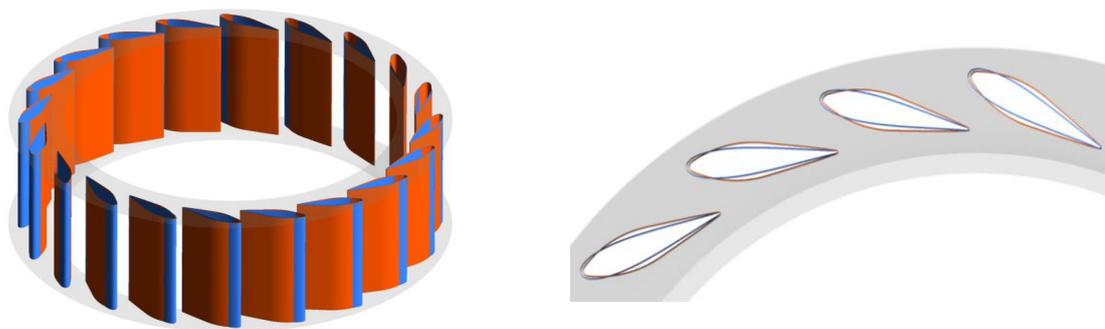


Abbildung 23: Vergleich der originalen (orange) und optimierten (blau) Leitschaufelgeometrie

Es zeigte sich, dass die Verwendung der neuen Leitschaufelgeometrie zu einer Reduktion der Strömungsverluste führt. Abbildung 24 zeigt einen Vergleich der Druckverteilung im Mittelschnitt durch Spirale und Leitapparat für den Bestpunkt der Turbine. Die Darstellung verdeutlicht, dass der Staupunkt der Strömung bei der optimierten Leitschaufel besser auf der Profilnase liegt und sich des Weiteren eine homogenere Druckverteilung einstellt.

Energieforschungsprogramm - 3. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

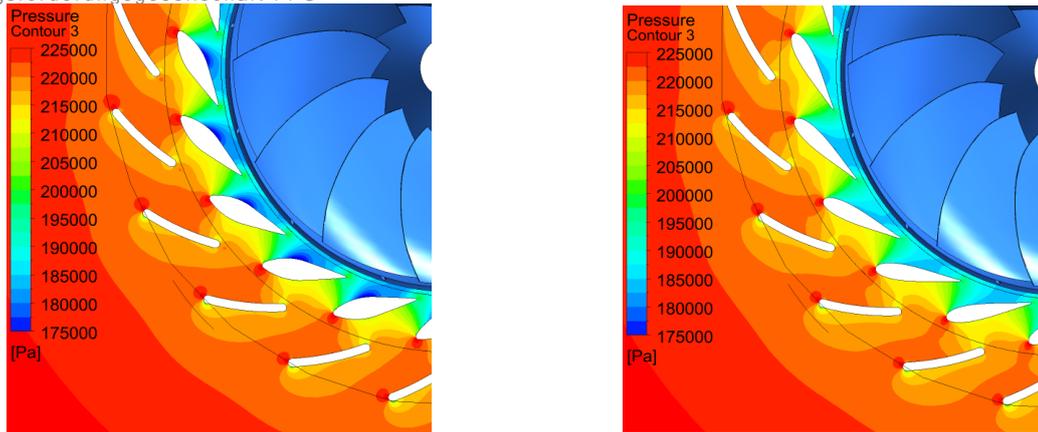


Abbildung 24: Vergleich der Druckverteilung im Mittelschnitt durch Spirale und Leitapparat für originale (links) und neue (rechts) Leitschaufelgeometrie im Bestpunkt der Turbine

3.6 Detailkonstruktion und Fertigung der optimierten Geometrie

Anhand der gewonnenen Erkenntnisse und finalen Versionen der Leit- und Laufschaufelgeometrien wurde die fertigungsgerechte Detailkonstruktion durchgeführt.

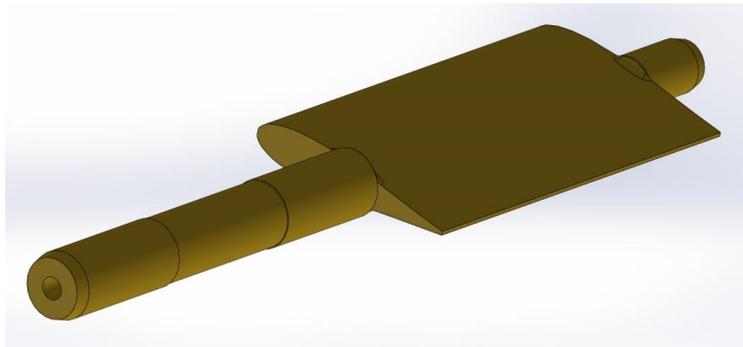


Abbildung 25: 3D-View der finalen optimierten Leitschaufel

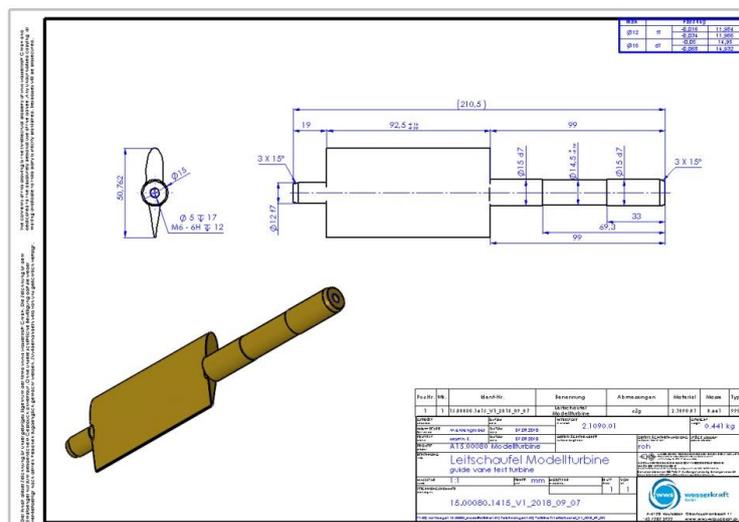


Abbildung 26: 2D-Fertigungszeichnung der finalen optimierten Leitschaufel

Energieforschungsprogramm - 3. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

Ebenso wie bei der Konstruktion der Leitschaufel mussten auch bei der Laufradschaufel die Anschlussmaße an das bestehende Turbinenmodell und somit vom originalen Laufrad eingehalten werden. Daher wurden die Naben- bzw. Kranzaußenkontur ident zum Originallaufrad ausgeführt und lediglich das Schaufeldesign verändert.

Aus Fertigungsgründen konnte die aktuell in der Kleinwasserkraft marktübliche Monoblocktechnologie (Fertigung des gesamten Laufrades aus einem Rohteil) nicht angewendet werden. Daher wurden die 13 Laufradschaufeln, die Laufradnabe sowie der Laufradaußenkranz separat gefertigt und dann zu einem Laufrad montiert. Um den Montageaufwand gering zu halten, wurden auf den Einzelteilen bereits passgenaue Ansätze vorgesehen. Dadurch wurden die Teile zueinander positioniert und auch verschraubt.

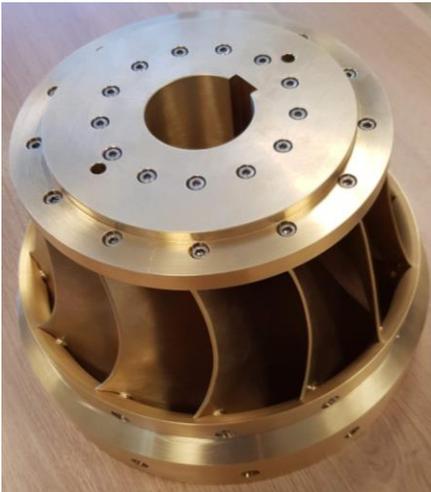


Abbildung 27: finales Francis Laufrad

3.7 Messung mit optimiertem Leit- und Laufrad

Um nun auch einen experimentellen Nachweis der mit dem neuen Laufraddesign berechneten Verbesserung zu erbringen, wurde das neue Laufrad in die Modellturbine eingesetzt und die bereits mit der Originalhydraulik durchgeführte Messkampagne wiederholt. Ein fotografischer Vergleich der beiden Laufraddesigns ist in folgender Abbildung 28 dargestellt, wobei auf der linken Seite das originale und auf der rechten Seite das neue Laufrad gezeigt werden.

Energieforschungsprogramm - 3. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG



Abbildung 28: Fotografischer Vergleich des originalen (links) und optimierten (rechts) Laufraddesigns

Um das Kennfeld über einen möglichst weiten Betriebsbereich ausfahren zu können, erfolgte die Messung der optimierten Hydraulik bei $n = 750$ U/min. Die Messergebnisse wurden dann mit Hilfe der Aufwertungsgesetze aus der IEC60193 sowie einer entsprechenden Reibmomentkorrektur auf $n = 1130$ U/min (= Bezugsdrehzahl aus Messung der Originalhydraulik) aufgewertet. Des Weiteren wurde darauf geachtet, die Durchbrennkurve der Turbine (= Kennlinie bei 0% Turbinenwirkungsgrad) über ein möglichst weiten Durchfluss-/Fallhöhen-Bereich abzufahren.

Wie bei Modellmessungen üblich wurden der gemessene Durchfluss sowie die gemessene Fallhöhe auf die dimensionslosen Ähnlichkeitsgrößen Phi (ϕ) und Psi (ψ) mit Hilfe folgender Definitionsgleichungen umgerechnet.

$$\phi = \frac{Q}{A \cdot u} = \frac{Q}{(D^2 \cdot \pi / 4) \cdot (D \cdot \pi \cdot n / 60)}$$

$$\psi = \frac{2 \cdot g \cdot H}{u^2} = \frac{2 \cdot g \cdot H}{(D \cdot \pi \cdot \frac{n}{60})^2}$$

An den in Abbildung 36 markierten Betriebspunkten wurden im Zuge des Betriebs mit dem originalen und neuen Laufrad am Prüfstand auch Druckpulsationen gemessen. Detektiert wurden diese an zwei um jeweils 90° versetzte Messpositionen (Pos. 1 und Pos. 2) am Eintritt in den Saugrohrkonus.

3.8 Druckstoßberechnung

Anhand eines konkreten Wasserkraftprojekts, für welches die Firma WWS Wasserkraft GmbH in der Vergangenheit eine Francis-Turbine mit einer ähnlichen Schnellläufigkeit eingesetzt hat, wurde eine Druckstoßberechnung durchgeführt. Im Rahmen der 1D instationären Strömungssimulationen wurden sowohl das experimentell ermittelte sowie auch das numerisch berechnete Turbinenkennfeld der optimierten Hydraulik verwendet.

Bei der untersuchten Anlage handelt es sich um ein Kleinwasserkraftwerk in der Türkei mit einer für diese Anlagengröße atypisch langen Rohrleitung von etwa 12 km Länge, welche verhältnismäßig hohe rohreibungsbedingte Anlagenverluste mit sich bringt.

Energieforschungsprogramm - 3. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

Die Bruttofallhöhe der Anlage beträgt 62 m, das Triebwasser wird den Turbinen über eine sehr lange Druckrohrleitung ($L = 12000\text{m}$, $D = 900\text{mm}$) zugeführt, woraus im Volllastbetrieb Fallhöhenverluste von ca. 40% resultieren. Ohne zusätzliche Druckstoßsicherung wäre der Betrieb einer solchen Anlage aus technischer Sicht nicht möglich, weil die Druckspitzen aufgrund der sehr langen Rohrleitung auch bei sehr langsamen instationären Vorgängen (z.B. langsames Schließen des Leitapparats innerhalb mehrerer Minuten) den Nenndruck der Anlage um ein Vielfaches überschreiten würden. Aus diesem Grund wurde diese Anlage mit einer der Turbine parallel geschalteten Bypass- bzw. Umgehungsleitung ausgestattet. Dieser Bypass öffnet bei Erreichen eines definierten Druckwertes in einer vorgegebenen Zeit. Die Wirkung der Bypass Leitung wurde in der Druckstoßsimulation entsprechend berücksichtigt.

Aufgrund der langen Rohrleitung ist die Untersuchung der Druckstoßproblematik von großer Bedeutung, da sich die Höhe des Druckstoßes proportional zur Rohrleitungslänge verhält. Zusätzlich steigt mit der Rohrleitungslänge die Reflexionszeit der Druckschwingung in der Anlage, wodurch dem Verhalten der Turbine vor allem bei Drehzahländerung (siehe z.B. Lastabwurf) eine noch größere Bedeutung zukommt.

Für die 1D-instationäre Strömungssimulation wurde das kommerzielle Softwarepaket FLOWMASTER© verwendet, welches zur Lösung des Strömungsproblems auf das Charakteristikenverfahren zurückgreift. Des Weiteren wurde für die Turbine ein maßgeschneidertes numerisches Modell eingesetzt. Das untersuchte Anlagenschema wird in folgender Abbildung 29 gezeigt. Die Anlagendaten werden in der unten dargestellten Tabelle präsentiert.

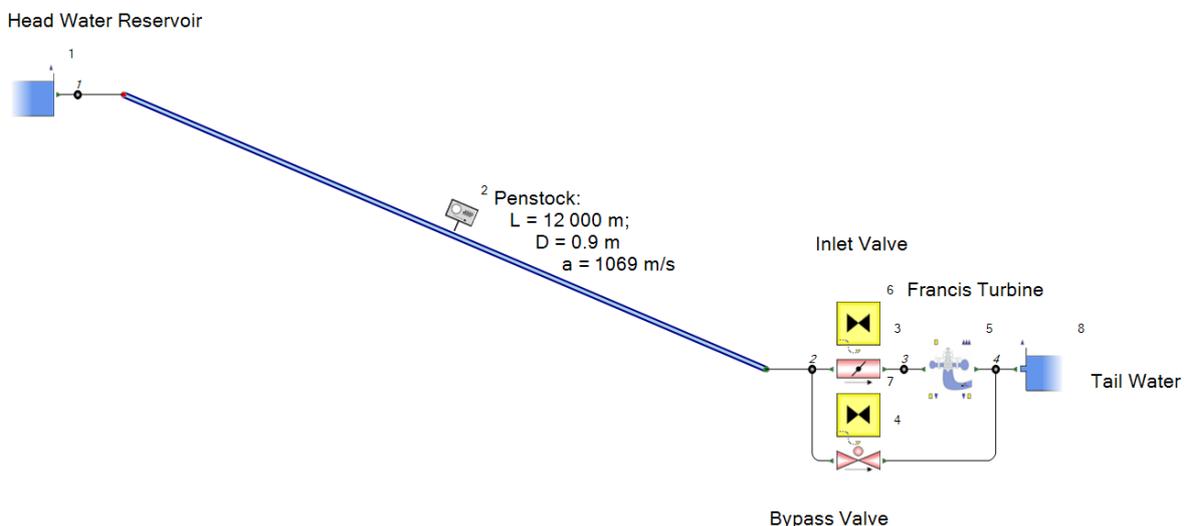


Abbildung 29: Anlagenschema der untersuchten Kleinwasserkraftanlage

Tabelle 1: Anlagendaten der untersuchten Kleinwasserkraftanlage

Oberwasserspiegel H_{UR} :	682.5	m abs.	Rohrleitungsdurchmesser D :	0.9	m
Unterswasserspiegel H_{LR} :	619.1	m abs.	Wandstärke der Rohrleitung s :	0.01	m
Bruttofallhöhe H_{gross} :	63.4	m WS	Berechnete Schallgeschwindigkeit a :	1068.57	m/s
Maximaldurchfluss Q_{max} :	0.7	m^3/s	Widerstandsbeiwert Absperrorgan ζ_{valve} :	0.6	-

Energieforschungsprogramm - 3. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

Länge der Druckrohrleitung L:	12000 m	Durchmesser Absperrorgan D_{valve} :	0.6 m
		Trägheitsmoment v. Generator u. Turbine	6.1 $kg\ m^2$

Um den Einsatz der optimierten Francis-Turbine an diesem Standort hinsichtlich der Druckstoßproblematik zu untersuchen, musste die im Zuge des Forschungsprojekts behandelte Modellturbine mit einem Bezugsdurchmesser $D_s = 0.26m$ und einer Nenndrehzahl von $n = 1130\ U/min$ auf skaliert werden, um einen sinnvollen Einsatz an der beispielhaften Kleinwasserkraftanlage zu ermöglichen. Für den Prototyp wurde daher ein Bezugsdurchmesser von $D_s = 0.33m$ und eine Nenndrehzahl von $n = 1500\ U/min$ verwendet, womit sich folgendes H/Q - η -Kennfeld (siehe Abbildung 30) ergibt, in dem bereits auch die Anlagenkennlinie des Kraftwerkstandorts eingezeichnet wurde. Des Weiteren wurde in Abbildung 31 auch das Kennfeld des Kavitationsbeiwertes σ dargestellt. Dabei zeigt sich hier, dass die Turbine an der beispielhaften Anlage sowohl bei kleinsten sowie auch größten Durchflüssen bei verhältnismäßig niedrigen σ -Werten betrieben werden kann, was einen stabilen Betrieb der Turbine fördert.

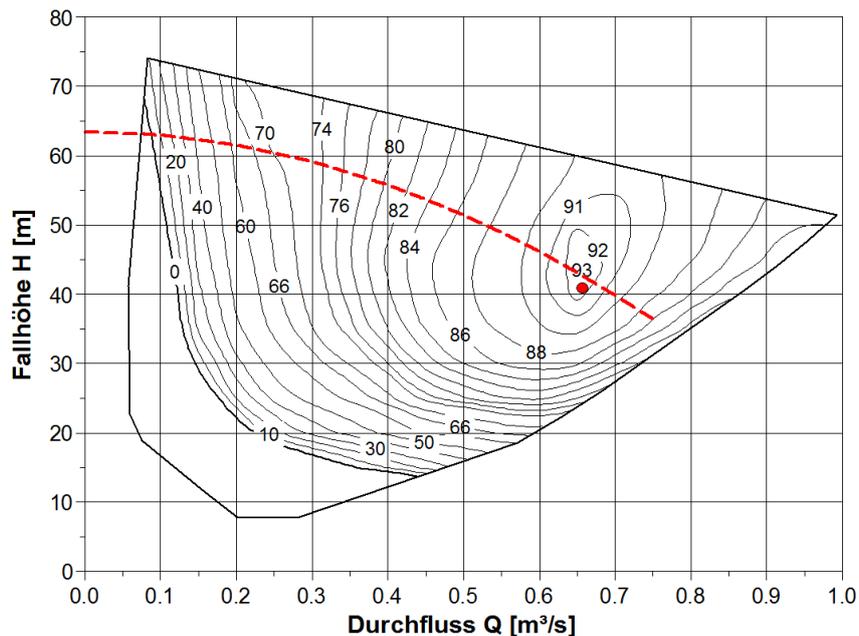


Abbildung 30: Auf skaliertes Wirkungsgradkennfeld der optimierten Hydraulik inklusive Anlagenkennlinie

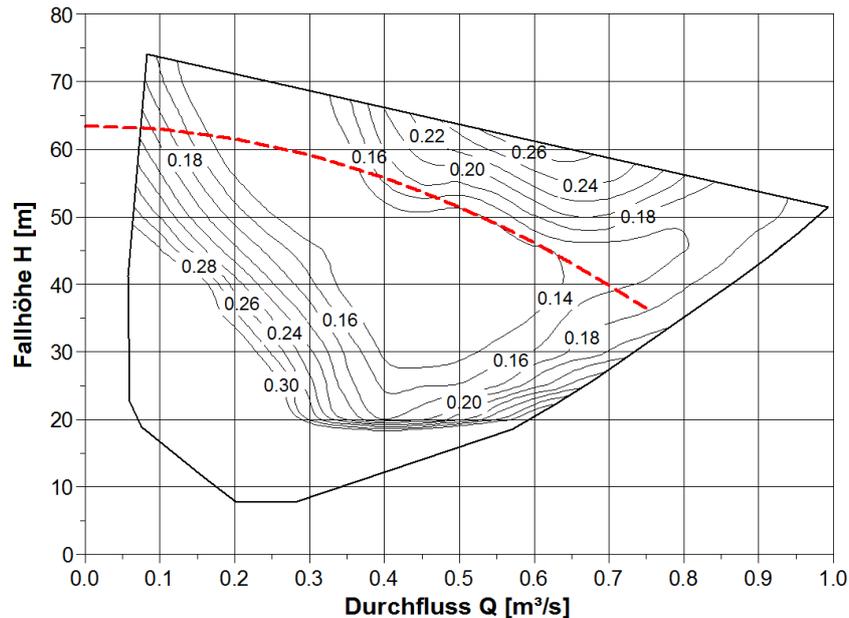


Abbildung 31: Auf skaliertes Sigma-Kennfeld der optimierten Hydraulik inklusive Anlagenkennlinie

Beispielhaft wird an dieser Stelle ein Vergleich der Berechnungsergebnisse unter Verwendung des gemessenen und des mit CFD-Simulation ermittelten Kennfelds für folgende 3 Lastfälle präsentiert:

1.) Notschluss der Turbine:

Ausgehend vom Betrieb mit maximaler Leistung wird ein Notschluss des Leitapparats mit maximaler Schließgeschwindigkeit (innerhalb von ca. 20 s) eingeleitet.

2.) Lastabwurf der Turbine:

Ausgehend vom Betrieb mit maximaler Leistung wird eine Störung im elektrischen Netz mit einem Lastabwurf (= Trennung von Generator und elektrischem Netz) simuliert. In diesem Lastfall wird des Weiteren davon ausgegangen, dass der Leitapparat zusätzlich blockiert, wodurch sich die Position der Leitschaufeln während der gesamten Simulation nicht ändert.

3.) Volllastabschaltung der Turbine:

Ausgehend vom Betrieb mit maximaler Leistung wird eine Störung im elektrischen Netz mit einem Lastabwurf simuliert. Gleichzeitig wird der Leitapparat mit maximaler Schließgeschwindigkeit (20s – siehe oben) geschlossen.

4 Ergebnisse und Schlussfolgerungen

4.1 Optimierung der Lauf- und Leitschaufelgeometrie

Eindeutig zeigen lässt sich die durch die Leit- und Laufschaufeloptimierung erreichte Performanceverbesserung der Francis-Turbine anhand der Auswertung des hydraulischen Wirkungsgrades (Abbildung 32, links) und des Kavitationsbeiwertes σ (siehe Abbildung 32, rechts) für die Nennfallhöhe $H = 13.1\text{m}$. Gegenüber der Originalhydraulik konnte der Wirkungsgradverlauf wie angedacht zu größerem Durchfluss verschoben und das Kavitationsverhalten dabei deutlich verbessert werden. Zusätzlich zu den Ergebnissen der stationären Strömungssimulation im 360° -Modell wurde für die Optimierungsversion V30 auch der mittels instationärer Simulation berechnete Wirkungsgrad geplottet (siehe grün gestrichelte Kurve). Es zeigt sich, dass hier die zu erwartende Wirkungsgradverbesserung sogar noch deutlicher ausfällt.

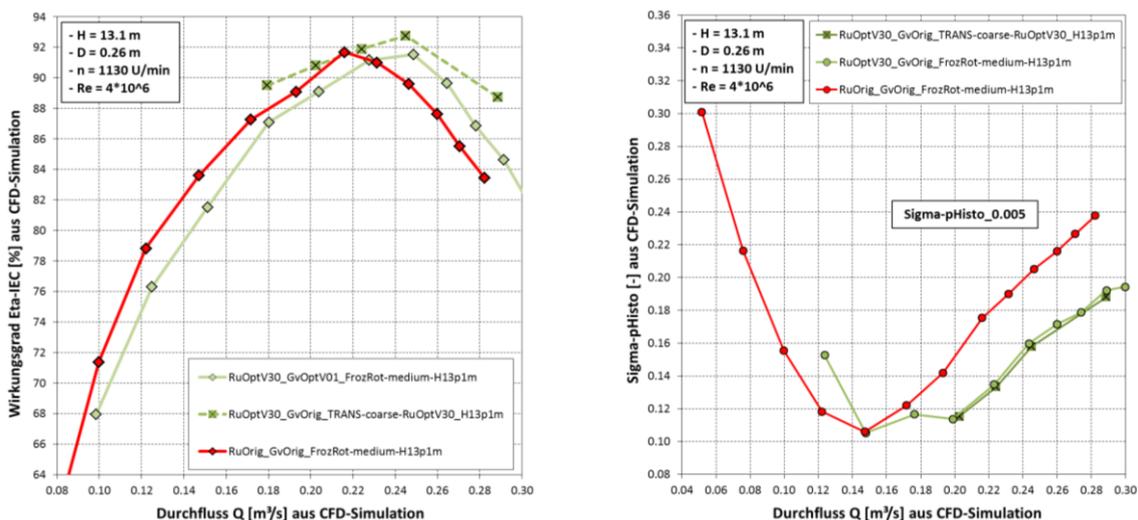


Abbildung 32: Vergleich des hydraulischen Wirkungsgrades (links) und des Kavitationsbeiwertes (rechts) zwischen originaler und optimierter Hydraulikversion

Noch übersichtlicher lassen sich die erreichten Verbesserungen im Kennfeld der Turbine darstellen. Ein Vergleich der Kennfelder des hydraulischen Wirkungsgrades wird in Abbildung 33 präsentiert, wobei auf der linken Seite die Simulationsergebnisse der originalen Hydraulik und auf der rechten Seite jene der optimierten Hydraulik gezeigt werden. Im Falle der optimierten Hydraulik wurden die Simulationen über einen deutlich weiteren H/Q -Bereich durchgeführt, um die Ergebnisse der nachfolgenden Druckstoßberechnung zu verbessern. Wie schon beim Wirkungsgradvergleich in Abbildung 32 wurden die Radseitenraumverluste auch in dieser Darstellung außer Acht gelassen. Es stellt sich heraus, dass der Spitzenwirkungsgrad der Hydraulik um etwa 1 Prozentpunkt verbessert und der Bestpunkt zu größerem Durchfluss und leicht größerer Fallhöhe verschoben wurde. Die spezifische Schnellläufigkeit bleibt dabei in etwa gleich. Da der Bestpunkt nun allerdings bei

Energieforschungsprogramm - 3. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

einer für diese Schnellläufigkeit höheren Druckziffer PSI liegt, ergibt sich ein kompakteres Maschinendesign mit verhältnismäßig kleinem Durchmesser.

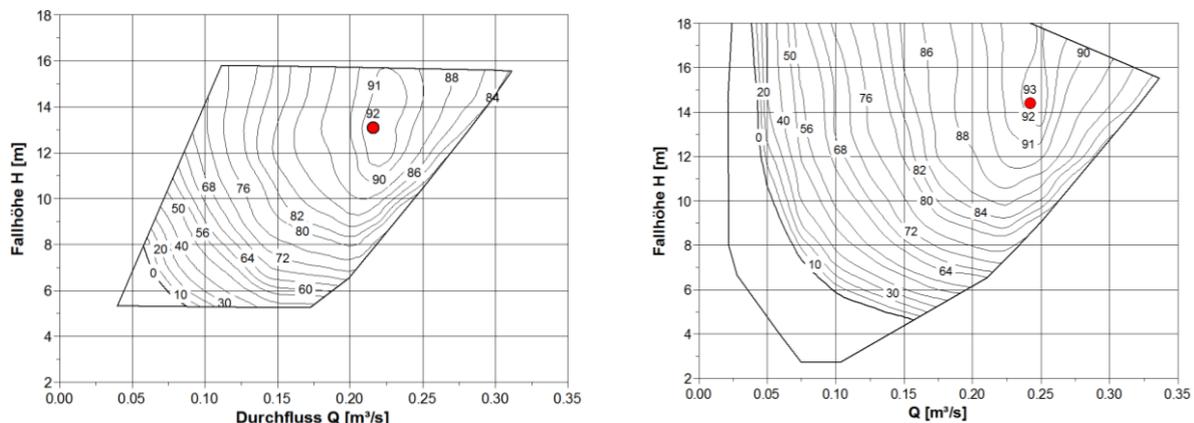


Abbildung 33: Vergleich der Kennfelder des hydraulischen Wirkungsgrades zwischen originaler (links) und optimierter Hydraulikversion (rechts)

Da sowohl für die Originalhydraulik als auch für die optimierte Version instationäre 3D-CFD-Simulationen durchgeführt wurden, lässt sich anhand der im Saugrohr detektierten Druckpulsationen auch die Problematik der Teillaststabilität bewerten. Für den Betriebspunkt mit den stärksten Druckpulsationen ($Gv22,5^\circ$, $Q = ca. 0,18$ m^3/s , $H = 13,1$ m) wurde am Austritt aus dem Saugrohrkonus ein Vergleich der zeitlichen Druckverläufe der beiden Hydraulikversionen durchgeführt (siehe Abbildung 34 und Abbildung 35). Es zeigt sich, dass im Falle der neuen Hydraulik die Druckamplituden reduziert werden können – und zwar vor allem im wandnahen Bereich (siehe rote und blaue Kurven für Radius $R = 150$ mm). Des Weiteren zeigt sich, dass beim optimierten Laufrad eine Überlagerung von Schwingungen unterschiedlicher Frequenzen auftritt, was an der gesamten Maschine tendenziell zu einer geringeren Schwingungsanregung führt.

Interessant dabei ist, dass die Druckpulsationen im Kern der Strömung (Radius $R = 50$ mm) generell stärker ausgeprägt sind als an der Rohraußenwand (Radius $R = 150$ mm), wo am Prüfstand auch die Messung erfolgt.

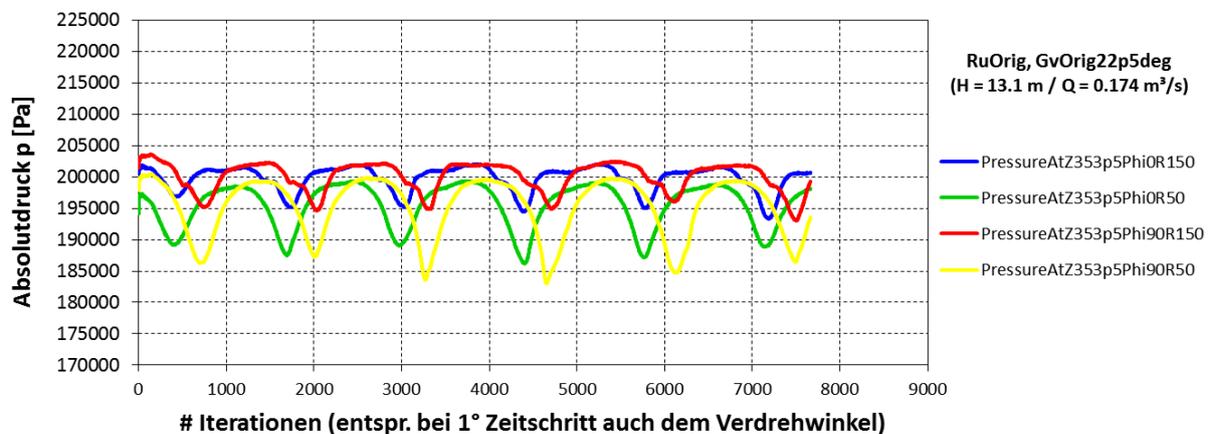


Abbildung 34: Druckpulsationen aus der CFD-Simulation am Austritt aus dem Saugrohrkonus beim Originallaufrad (Leitschaufelposition $Gv22,5^\circ$, $H = 13,1$ m)

Energieforschungsprogramm - 3. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

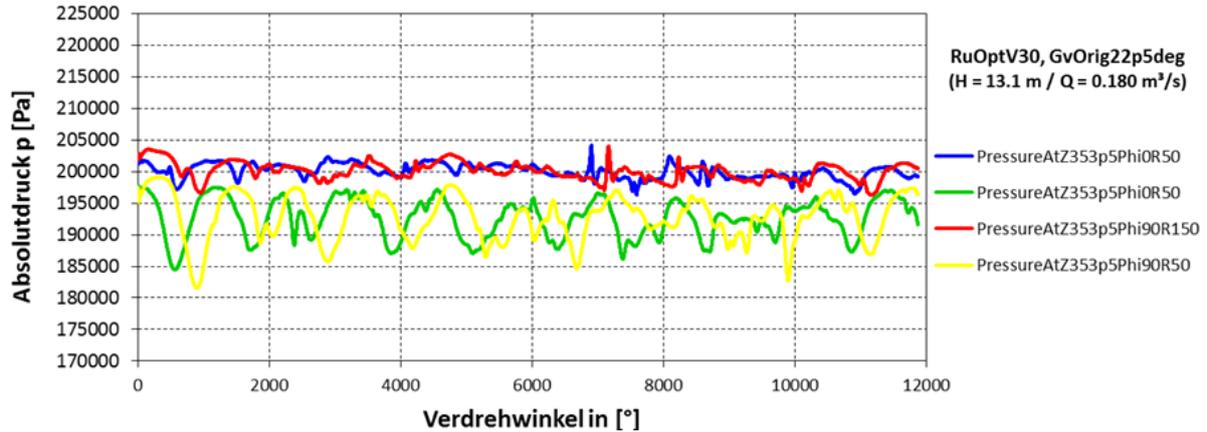


Abbildung 35: Druckpulsationen aus der CFD-Simulation am Austritt aus dem Saugrohrkonus beim optimierten Laufrad V30 (Leitschaufelposition $Gv22.5^\circ$, $H = 13.1$ m)

Das gemessene Kennfeld der optimierten Francis-Turbinen-Hydraulik ist in folgender Abbildung 36 dargestellt. Die durchgezogenen schwarzen Kurven zeigen bezogen auf die Drehzahl $n = 1130$ U/min die ISO-Linien des hydraulischen Turbinenwirkungsgrades. Mit einem Spitzenwirkungsgrad von 92.5 % liegt der Bestpunkt der optimierten Hydraulik bei $\Phi = 0.30$ und $\Psi = 1.15$. Umgerechnet auf absolute Zahlenwerte ergibt dies einen Durchfluss von $Q_{Opt} = 245$ l/s bei einer Fallhöhe von $H_{Opt} = 14$ m. Es zeigt sich, dass sich hier eine exzellente Übereinstimmung mit den Simulationsergebnissen ergibt (siehe CFD-Kennfeld in Abbildung 33).

Des Weiteren zeigen die blau gestrichelten Kurven die Linien konstanter Leitschaufelöffnung (mit Angabe des Öffnungswinkels in $^\circ$) und die fett markierte schwarz gestrichelte Kurve die Durchbrennkurve der Turbine. Die zusätzlich eingezeichneten Markierungen zeigen Betriebspunkte an denen umfangreiche Kavitationsmessungen (große orange Kreise) bzw. Druckpulsationsmessungen (kleine schwarze Kreise) durchgeführt wurden.

Im Vergleich dazu zeigt Abbildung 37 das mit der originalen Hydraulik gemessene Kennfeld in Φ - Ψ -Darstellung. Während auf den ersten Blick ersichtlich wird, dass bei den ursprünglichen Messungen ein deutlich kleinerer Betriebsbereich abgebildet wurde, zeigt sich auch, dass der Bestpunkt wie mittels CFD vorhergesagt leicht zu größerem Durchfluss verschoben und der Spitzenwirkungsgrad um etwa einen Prozentpunkt angehoben werden konnte.

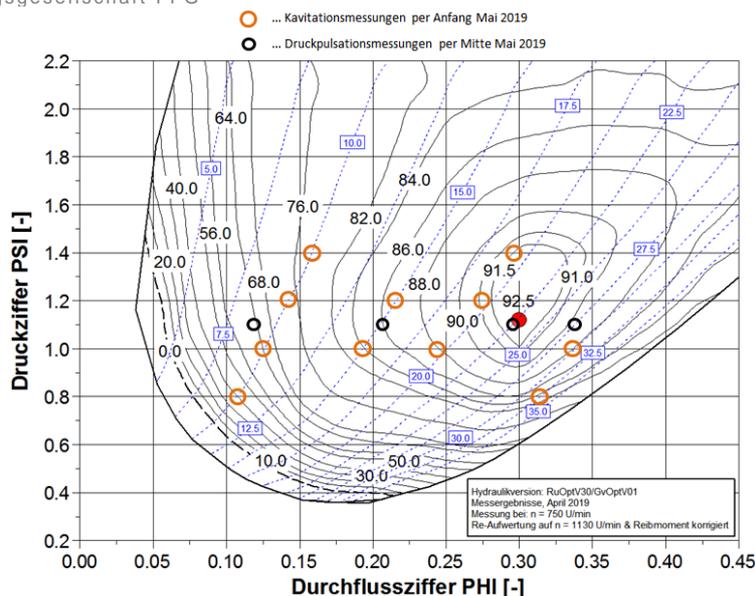


Abbildung 36: Am Modellprüfstand gemessenes Kennfeld der neuen Hydraulik bezogen auf $n = 1130 \text{ U/min}$ umgerechnet auf die Ähnlichkeitsgrößen PSI und PHI

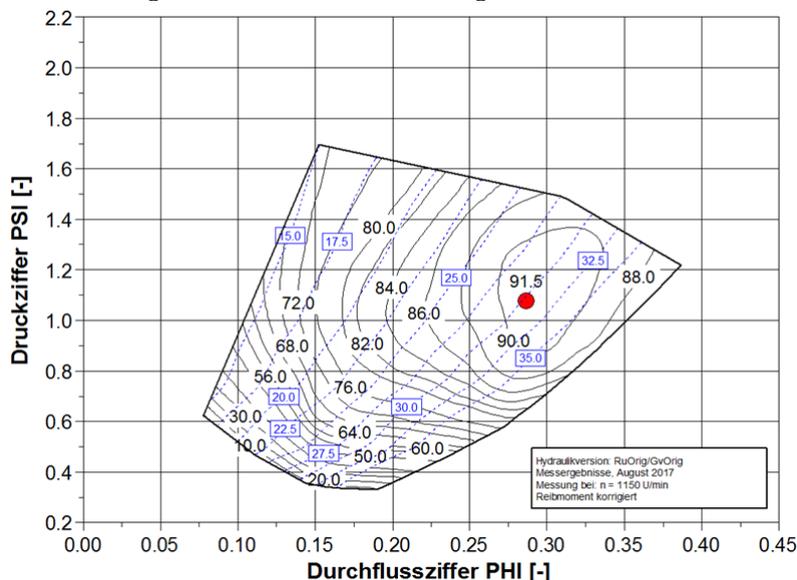


Abbildung 37: Am Modellprüfstand gemessenes Kennfeld der originalen Hydraulik bezogen auf $n = 1130 \text{ U/min}$ umgerechnet auf die Ähnlichkeitsgrößen PSI und PHI

Um die mit der optimierten Hydraulik erreichten Wirkungsgradverbesserungen zu verdeutlichen, wurden basierend auf den beiden zuvor gezeigten Kennfeldern Kennfeldschnitte bei $\text{Psi} = 1.2$ exportiert und der daraus abgeleitete Wirkungsgradvergleich zwischen der originalen und neuen Hydraulik in folgender Abbildung 38 dargestellt. Daraus wird ersichtlich, dass nicht nur im Bestpunkt, sondern auch im Bereich des Volllastbetriebs und vor allem bei mittlerer Teillast beachtliche Wirkungsgradverbesserungen in der Größenordnung von 0.5 bis 2 Prozentpunkten erreicht wurden. Die auf Basis der CFD-Simulation prognostizierten Verbesserungen (siehe Abbildung 33) konnten also tatsächlich erreicht werden.

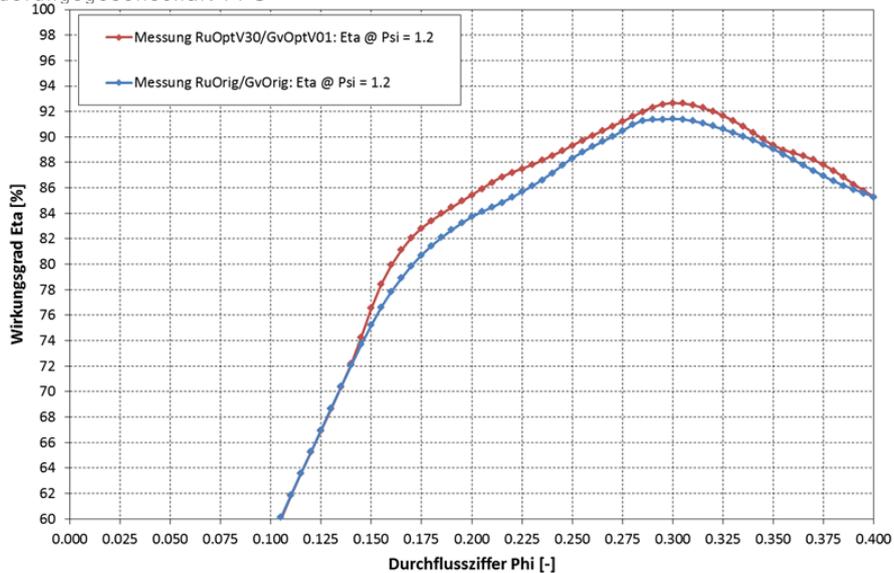


Abbildung 38: Vergleich von Kennfeldschnitten bei PSI-Opt aus der Messung: Originalhydraulik vs. Optimierte Hydraulik

Ein direkter Vergleich der Durchbrennkurve der originalen und optimierten Hydraulik ist in Abbildung 39 dargestellt. Obwohl die Durchbrennkurve ursprünglich nur in einem sehr schmalen Betriebsbereich gemessen wurde, lässt sich aus der Darstellung ableiten, dass diese durch die Optimierungsmaßnahmen zu höheren Psi-Werten verschoben werden konnte. Gemäß der Definitionsgleichung für die Druckziffer Psi steht ein höherer Psi-Wert beim Durchgang der Turbine auch für eine kleinere Durchgangsdrehzahl, was einen erheblichen Vorteil beim instationären Betrieb (z.B. bei Lastabwurf, Notabschaltung, ...) der Turbine darstellt.

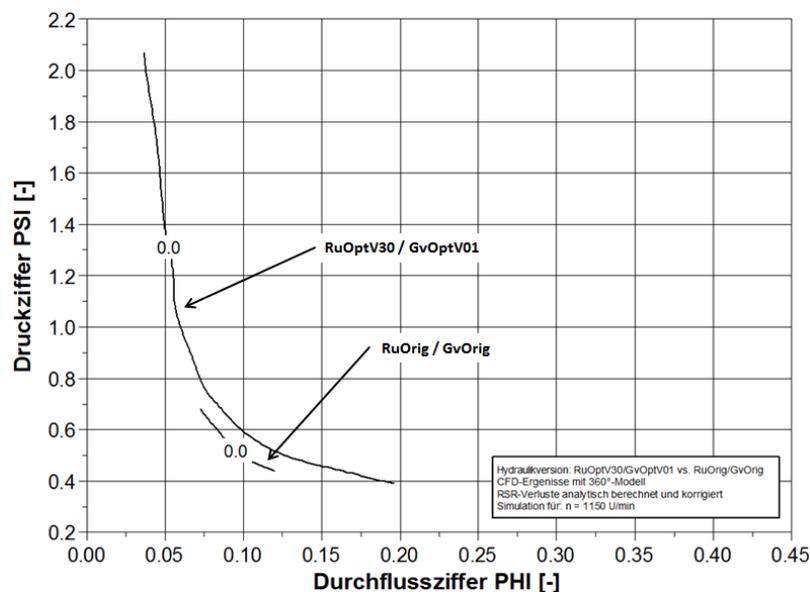


Abbildung 39: Am Modellprüfstand gemessene Durchbrennkurve der originalen und optimierten Hydraulik bezogen auf $n = 1130$ U/min umgerechnet auf die Ähnlichkeitsgrößen PSI und PHI

4.2 Verbesserung des Kavitationsverhaltens

Dass die mit Hilfe der CFD-Simulation vorhergesagte Verbesserung des Kavitationsverhaltens durch den Einsatz der optimierten Laufradhydraulik ebenfalls erreicht wurde, lässt sich mit folgenden Ergebnissen der Kavitationsmessungen belegen. An vier ausgewählten, für einen realen Kraftwerksbetrieb repräsentativen Betriebspunkten wurden die experimentell ermittelten Abrissäste der originalen und neuen Hydraulik gegenübergestellt. Des Weiteren wurde für die neue Hydraulik jeweils der mit Hilfe der CFD-Simulation berechnete, gerade noch zulässige Sigma-Wert eingetragen (siehe schwarz markierte Kreise), welcher aus dem Sigma-Kennfeld (siehe Abbildung 40) entnommen werden kann. Daraus wird ersichtlich, welcher Kavitationszustand an unterschiedlichen Betriebspunkten im Sigma-Kennfeld erreicht wird.

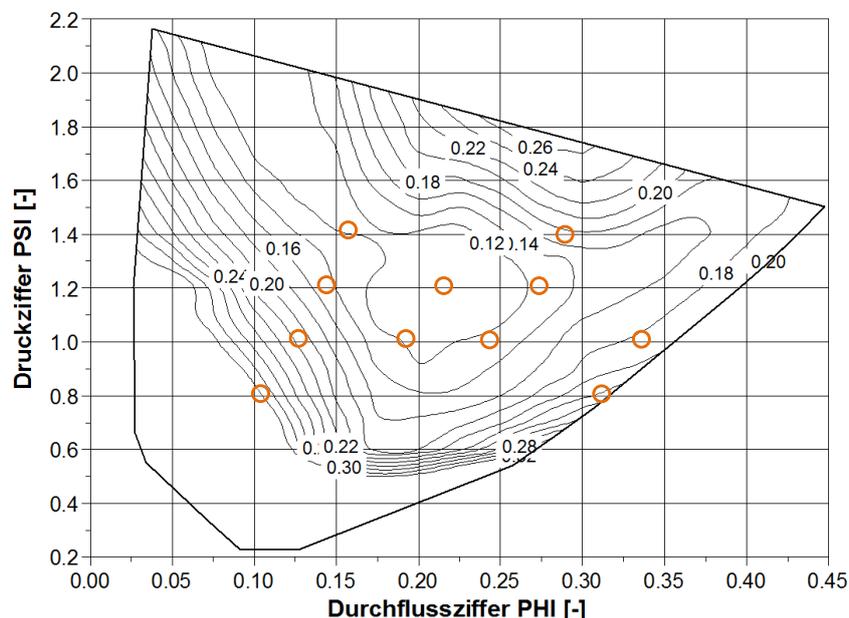


Abbildung 40: Sigma-Kennfeld der optimierten Hydraulik aus CFD-Simulation (stat. CFD, volles 360°-Modell, Frozen-Rotor-Interfaces) umgerechnet auf die dimensionslosen Kenngrößen PSI und PHI

Anhand eines Betriebspunktes bei tiefer Teillast ($\text{Psi} = 1.20 / \text{Phi} = 0.14$) zeigt sich, dass der Wirkungsgradeinbruch zufolge stark ausgeprägter Kavitation im Laufrad und Saugrohr bei beiden Laufrädern bei etwa $\text{Sigma} = 0.1$ auftritt (siehe Abbildung 41).

Energieforschungsprogramm - 3. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

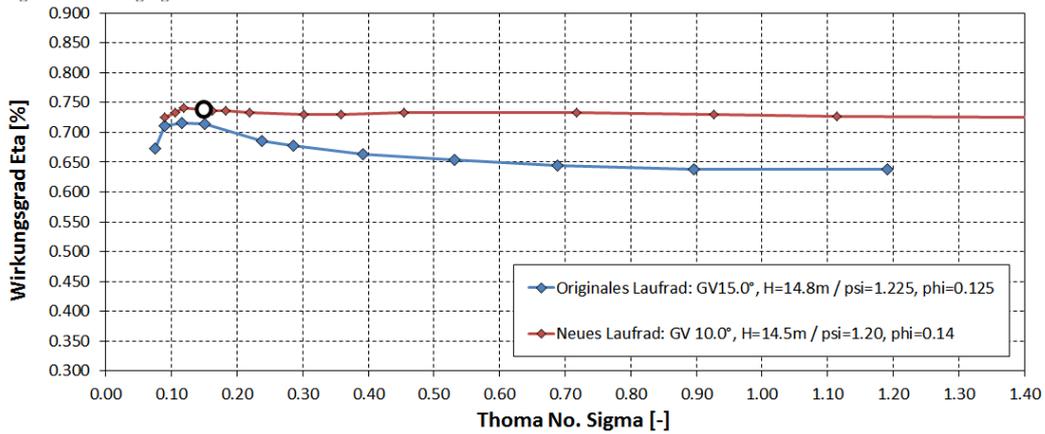


Abbildung 41: Abrissastmessung der neuen und originalen Hydraulik aus Kavitationsversuch am Modellprüfstand bei $n = 1130$ U/min und Betrieb in tiefer Teillast

Allerdings setzt die für diesen Betriebspunkt typische Kanalwirbelkavitation im Falle des neuen Laufrads bei einem deutlich geringeren Sigma-Wert als beim Originallaufrad ein (siehe Abbildung 42). Des Weiteren sind die kavitierenden Kanalwirbel beim neuen Laufrad mittig im Kanal zu finden und treten eher stochastisch verteilt auf. Bei einem verhältnismäßig tiefen Sigma-Wert von ca. 0.15 ist die Kavitation beim originalen Laufrad deutlich stärker ausgeprägt als bei der optimierten Variante.

Kavitationserscheinungen - Neue Hydraulik



Beginnende Kavitation bei $\sigma = \text{ca. } 0.35$



Ausgeprägte Kavitation bei $\sigma = \text{ca. } 0.15$

Kavitationserscheinungen - Originalhydraulik



Beginnende Kavitation bei $\sigma = \text{ca. } 0.92$



Sehr stark ausgeprägte Kavitation bei $\sigma = \text{ca. } 0.15$

Abbildung 42: Kavitationsbeobachtungen bei $\text{Psi} = 1.2$ und $\text{Phi} = 0.14$ beim neuen (links) und originalen (rechts) Laufrad bei unterschiedlichen Sigma-Werten.

An einem Betriebspunkt bei mittlerer Teillast ($\Psi = 1.20 / \Phi = 0.22$) zeigt sich bereits, dass im Falle des neuen Laufrads deutlich geringere Sigma-Werte erforderlich sind, um einen durch Kavitation ausgelösten Wirkungsgradabfall herbeizuführen (siehe Abbildung 43).

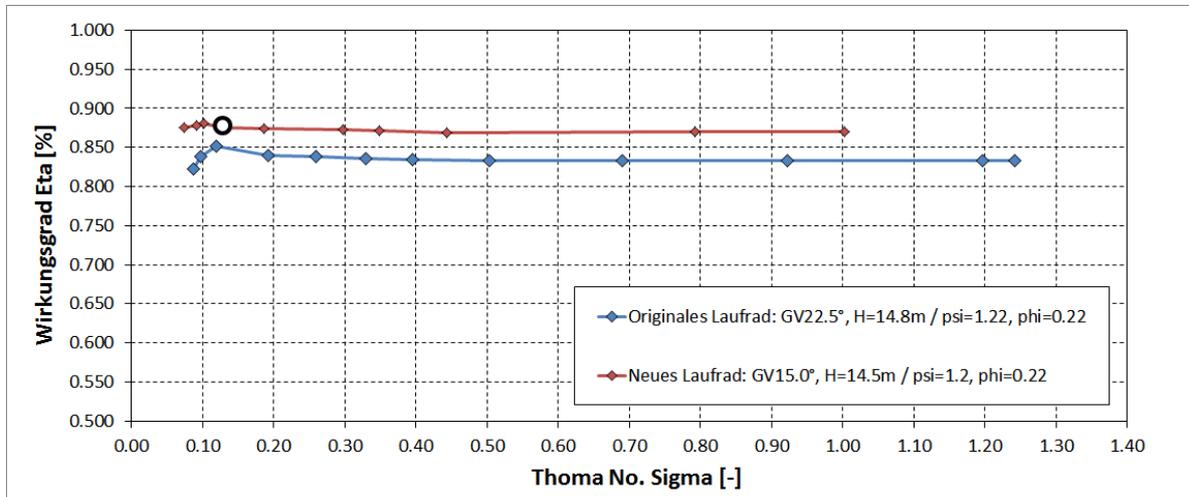


Abbildung 43: Abrissastmessung der neuen und originalen Hydraulik aus Kavitationsversuch am Modellprüfstand bei $n = 1130 \text{ U/min}$ und Betrieb in mittlerer Teillast

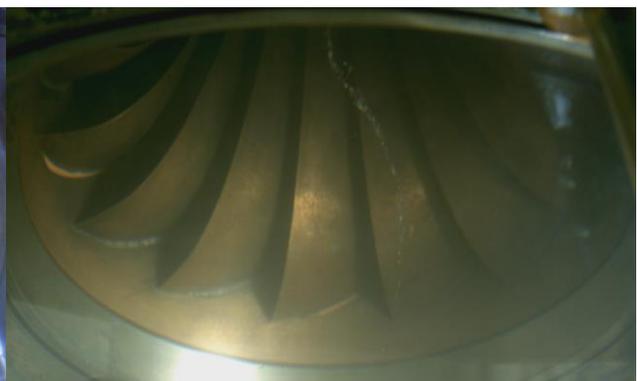
Ein Vergleich der fotografisch dokumentierten Kavitationserscheinungen (siehe Abbildung 44) zeigt auch hier wieder, dass die Kavitationsphänomene beim optimierten Laufrad zum Einen bei deutlich geringeren Sigma-Werten auftreten und zum Anderen bei einem Sigma-Wert von ca. 0.15 deutlich schwächer ausgeprägt sind. Bei Sigma = ca. 0.15 ist beim Originallaufrad zudem bereits einsetzende Kavitation an den Laufschaufeln zu erkennen.

Kavitationserscheinungen - Neue Hydraulik



Min. beginnende Kavitation bei $\sigma = \text{ca. } 0.45$

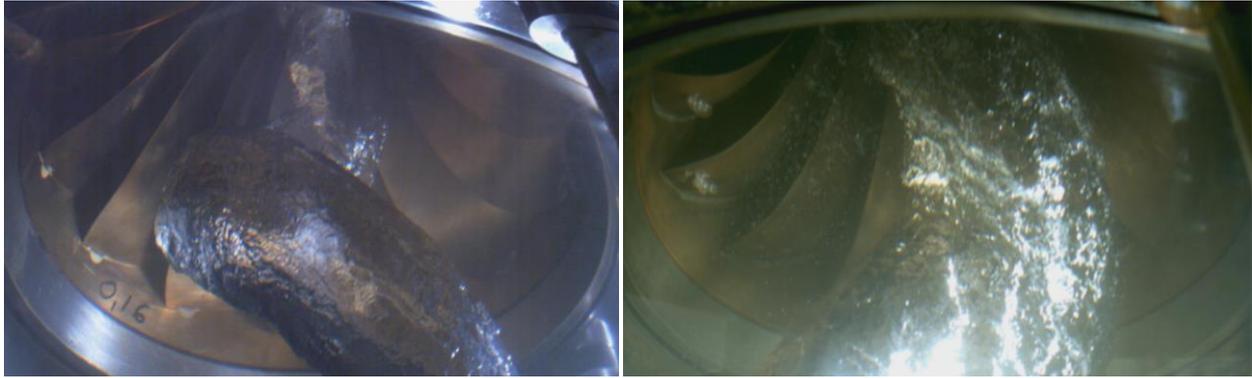
Kavitationserscheinungen - Originalhydraulik



Beginnende Kavitation bei $\sigma = \text{ca. } 0.70$

Energieforschungsprogramm - 3. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG



Ausgeprägte Kavitation bei $\sigma = \text{ca. } 0.15$ (Laufschaufeln noch immer kavitationsfrei)

Sehr stark ausgeprägte Kavitation bei $\sigma = \text{ca. } 0.15$ (Kavitation an Laufschaufeln klar ersichtlich)

Abbildung 44: Kavitationsbeobachtungen bei $\text{Psi} = 1.2$ und $\text{Phi} = 0.22$ beim neuen (links) und originalen (rechts) Laufrad bei unterschiedlichen Sigma-Werten.

Auch im Bereich des Bestpunkts ($\text{Psi} = 1.20 / \text{Phi} = 0.275$) zeigt sich, dass im Falle des neuen Laufrads deutlich geringere Sigma-Werte erforderlich sind, um einen Einbruch des Turbinenwirkungsgrades hervorzurufen (siehe Abbildung 45).

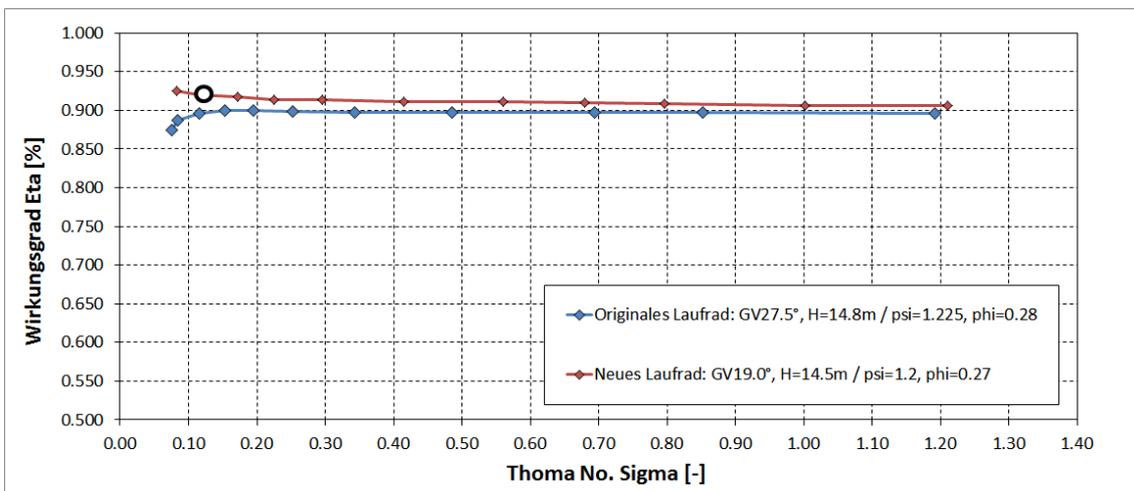


Abbildung 45: Abrissastmessung der neuen und originalen Hydraulik aus Kavitationsversuch am Modellprüfstand bei $n = 1130 \text{ U/min}$ und Betrieb im Bereich des Bestpunkts

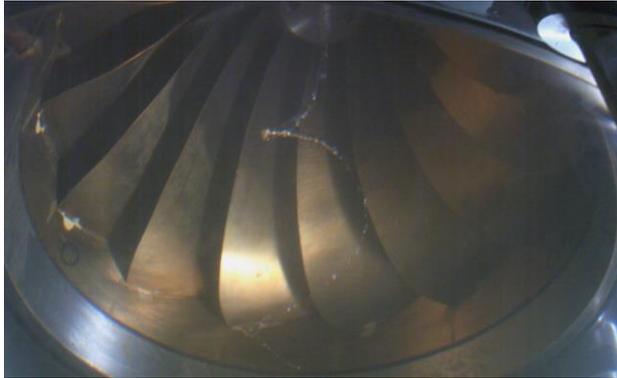
Die qualitative Verbesserung des Kavitationsverhaltens im Bestpunkt lässt sich wiederholt mit der in Abbildung 46 gezeigten fotografischen Dokumentation der auftretenden Kavitationsphänomene zeigen. Während beim neuen Laufrad bei $\text{Sigma} = \text{ca. } 0.12$ zwar ein ausgeprägter Kavitationszopf ersichtlich ist, tritt beim originalen Laufrad beim gleichen Sigma-Wert zusätzlich zum Kavitationszopf auch an den Laufschaufeln sehr starke Kavitation auf.

Kavitationserscheinungen - Neue Hydraulik

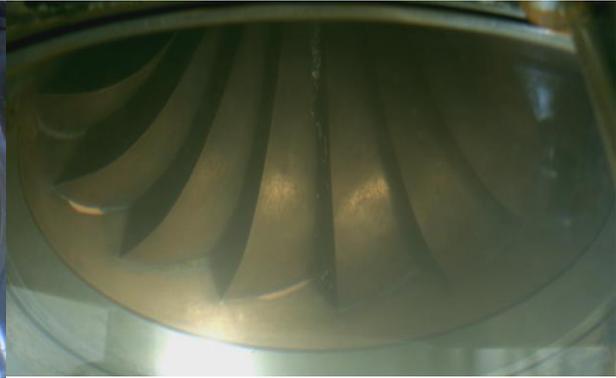
Kavitationserscheinungen - Originalhydraulik

Energieforschungsprogramm - 3. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG



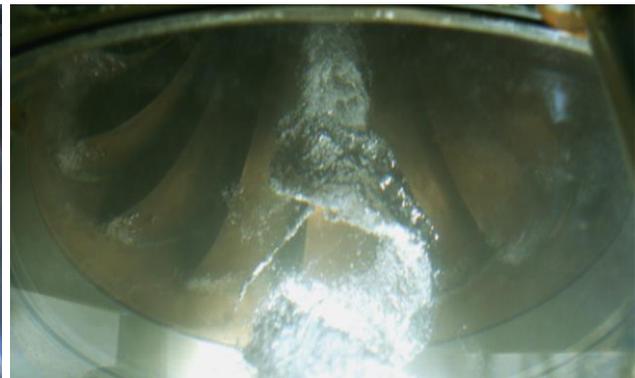
Beginnende Kavitation bei $\sigma = \text{ca. } 0.50$



Beginnende Kavitation bei $\sigma = \text{ca. } 0.50$



Ausgeprägte Kavitation bei $\sigma = \text{ca. } 0.12$ (Laufschaufeln noch immer kavitationsfrei)



Sehr stark ausgeprägte Kavitation bei $\sigma = \text{ca. } 0.12$ (Kavitation an Laufschaufeln klar ersichtlich)

Abbildung 46: Kavitationsbeobachtungen bei $\Psi = 1.2$ und $\Phi = 0.275$ beim neuen (links) und originalen (rechts) Laufrad bei unterschiedlichen Sigma-Werten.

Abschließend wurde auch noch ein Betriebspunkt im Bereich des Volllast-Betriebs detailliert untersucht, welcher vor allem für die Auslegung der Turbine bzw. die Berechnung der zulässigen Saughöhe an der Anlage bedeutend ist. Am Beispiel dieses Volllast-Betriebspunktes ($\Psi = 1.00$ / $\Phi = 0.33$) zeigt sich bereits anhand des Abrissastes (siehe Abbildung 47), dass durch den Einsatz der neuen Hydraulik eine deutliche Verbesserung der Kavitationsthematik erreicht wurde. Mit dem neuen Laufrad lässt sich die Turbine bis zu einem deutlich kleineren Sigma-Wert stabil betreiben, was an einer konkreten Wasserkraftanlage einer höheren möglichen Einbausituation der Turbine gegenüber dem Unterwasser gleichkommt.

Verdeutlicht werden die erreichten Verbesserungen wiederholt durch die im Zuge der Versuche aufgezeichneten Kavitationserscheinungen (siehe Abbildung 48). Auch an diesem Betriebspunkt zeigt sich, dass die Kavitation am Laufradaustritt bei deutlich geringeren Sigma-Werten einsetzt und die Turbine bis zu deutlich geringeren Sigma-Werten ohne Kavitation an den Laufschaufeln betrieben werden kann.

Energieforschungsprogramm - 3. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

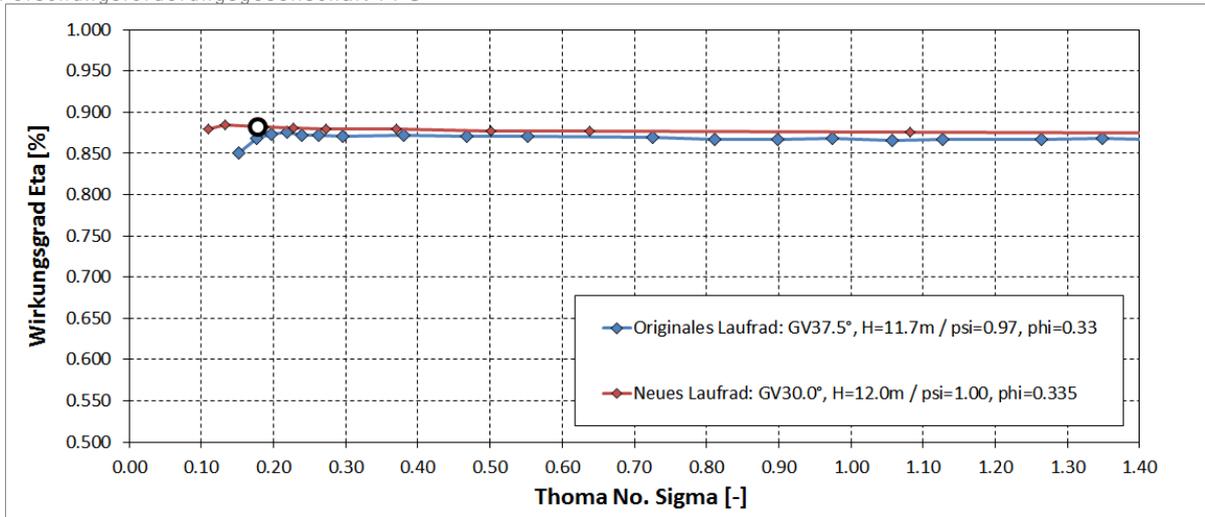
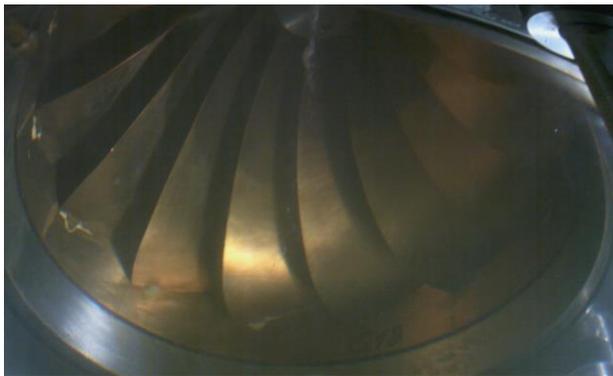
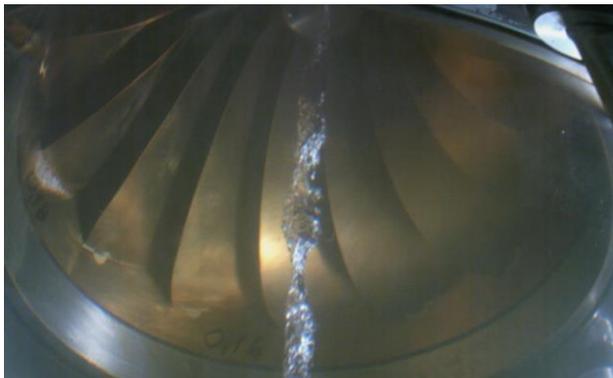


Abbildung 47: Abrissastmessung der neuen und originalen Hydraulik aus Kavitationsversuch am Modellprüflast bei $n = 1130$ U/min und Betrieb bei Vollast

Kavitationserscheinungen - Neue Hydraulik

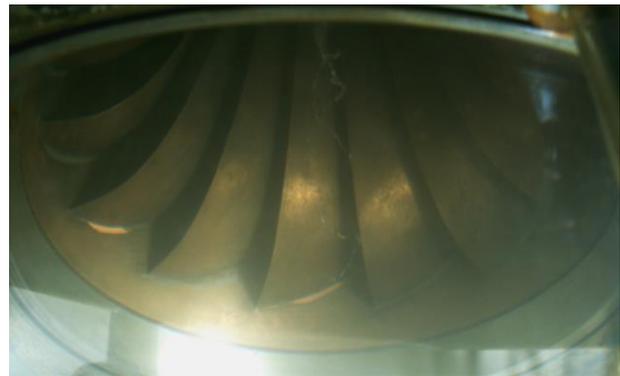


Min. beginnende Kavitation bei $\sigma = \text{ca. } 0.65$

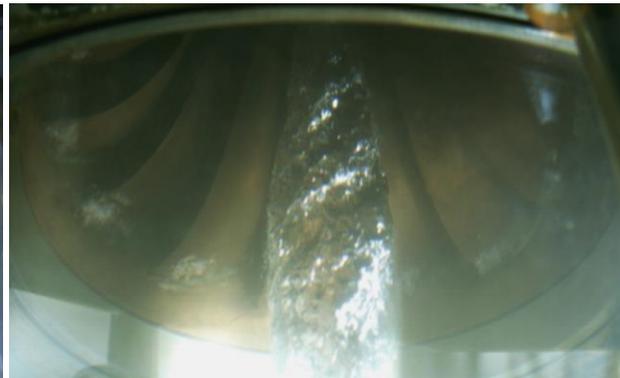


Ausgeprägte Kavitation bei $\sigma = \text{ca. } 0.175$ (beginnende Kavitation an einer Schaufel)

Kavitationserscheinungen - Originalhydraulik



Beginnende Kavitation bei $\sigma = \text{ca. } 0.80$



Sehr stark ausgeprägte Kavitation bei $\sigma = \text{ca. } 0.20$ (Kavitation an Laufschaufeln klar ersichtlich)

Abbildung 48: Kavitationsbeobachtungen bei $\Psi = 1.2$ und $\Phi = 0.33$ beim neuen (links) und originalen (rechts) Laufrad bei unterschiedlichen Sigma-Werten.

4.3 Druckpulsationen im Saugrohr

Abbildung 49 (neues Laufrad) und Abbildung 50 (originales Laufrad) zeigen jeweils die Messergebnisse der Druckpulsationen an den Betriebspunkten in tiefer Teillast ($\Psi = 1.1$ und $\Phi = 0.12$) sowie in mittlerer Teillast ($\Psi = 1.1$ und $\Phi = 0.22$). Gemessen wurden die Druckpulsationen jeweils bei drei unterschiedlichen Sigma-Werten ($\sigma = 1.35 / 0.60 / 0.30$), um den Einfluss der zunehmenden Kavitation auf die Ausprägung der Druckpulsationen zu zeigen. Im Vergleich zum neuen Laufrad zeigt sich beim Originallaufrad ein deutlich stärkeres Rauschen bzw. eine Überlagerung von Schwingungen vieler unterschiedlicher Frequenzen. Unabhängig vom Sigma-Niveau ergeben sich im Falle des Originallaufrades des Weiteren deutlich höhere Amplituden.

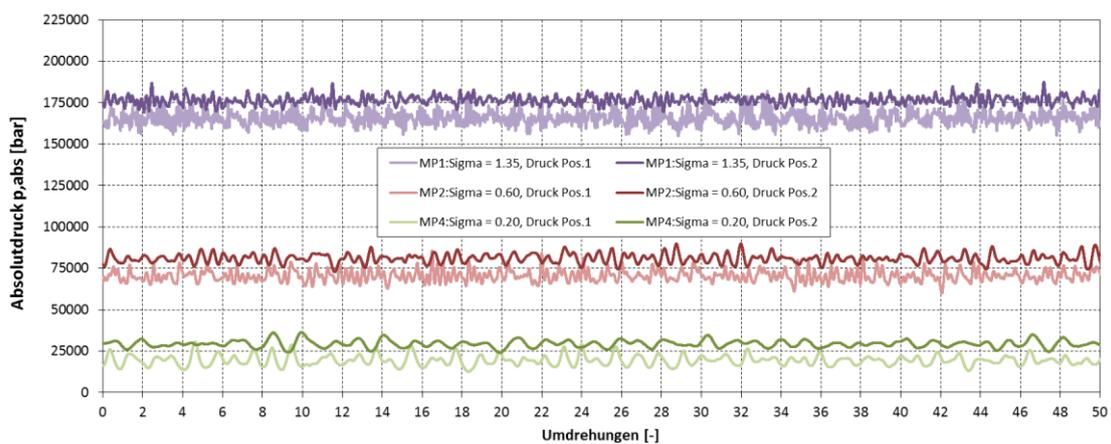


Abbildung 49: Neues Laufrad – Druckpulsationen bei $\Psi = 1.1$ und $\Phi = 0.12$ bei unterschiedl. Sigma-Werten.

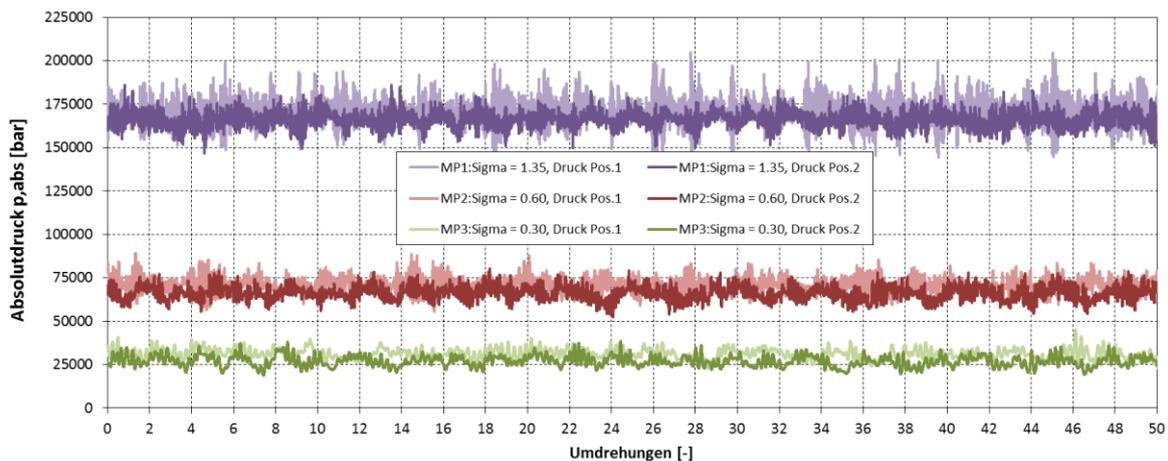


Abbildung 50: Orig. Laufrad – Druckpulsationen bei $\Psi = 1.1$ und $\Phi = 0.12$ bei unterschiedl. Sigma-Werten.

Abbildung 51 (neues Laufrad) und Abbildung 52 (originales Laufrad) beziehen sich auf die Messungen bei mittlerer Teillast. Das stärkere Rauschen im Drucksignal des Originallaufrades ist auch an diesem Betriebspunkt erkennbar, allerdings nicht so deutlich ausgeprägt wie zuvor bei tiefer Teillast. Der Vergleich der Messergebnisse der beiden Laufradvarianten zeigt, dass beim Originallaufrad die Amplituden etwas größer sind und sich diese vor allem bei sehr geringem Kavitationsbeiwert σ (siehe Druckverlauf für $\sigma = 0.2$ in Abbildung 52) deutlich verstärken.

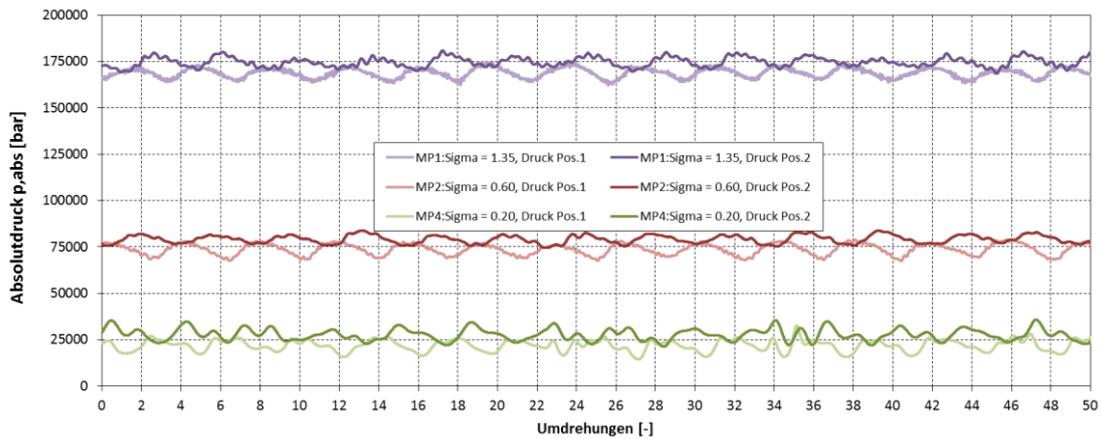


Abbildung 51: Neues Laufrad – Druckpulsationen bei Psi = 1.1 und Phi = 0.22 bei unterschiedl. Sigma-Werten.

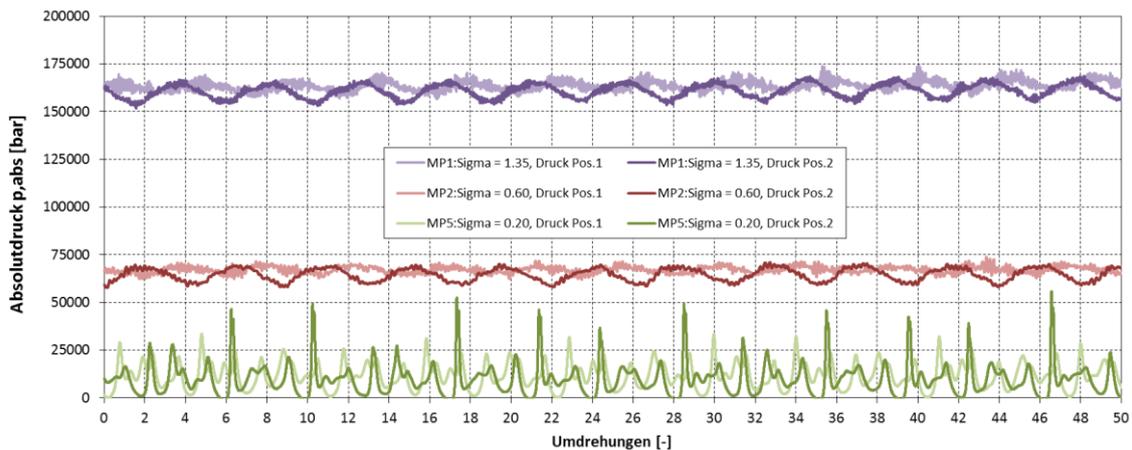


Abbildung 52: Orig. Laufrad – Druckpulsationen bei Psi = 1.1 und Phi = 0.22 bei unterschiedl. Sigma-Werten.

In Kombination mit der Tatsache, dass durch den Einsatz der optimierten Hydraulik das Kavitationsverhalten deutlich verbessert werden konnte, lässt sich auf Basis der Auswertung der instationären Drucksignale ableiten, dass im Zuge der Laufradoptimierung nicht nur eine Wirkungsgradverbesserung, sondern auch eine Verbesserung des Betriebsverhalten der Turbine bei Teillastbetrieb erreicht wurde.

4.4 Druckstoßberechnung

Im Zuge der Druckstoßberechnung wurden die bereits erwähnten Lastfälle untersucht:

1.) Notschluss der Turbine:

Es zeigt sich, dass der aufgezeichnete Druck von ursprünglich 4.8 bar bei Berechnungssekunde 25 auf einen Spitzenwert von etwa 6.2 bar ansteigt, um danach wieder auf etwa 5.5 bar bei geschlossenem Leitapparat und voll geöffnetem Bypass abzusinken. Sowohl für den Durchfluss Q_{Tu} sowie für den Druck p_{Tu} wurde jeweils eine Kurve für die experimentell ermittelte sowie numerisch berechnete Datengrundlage dargestellt. Der Vergleich dieser Kurven zeigt, dass sich die Berechnungsergebnisse in diesem ersten Lastfall nur marginal unterscheiden.

Energieforschungsprogramm - 3. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

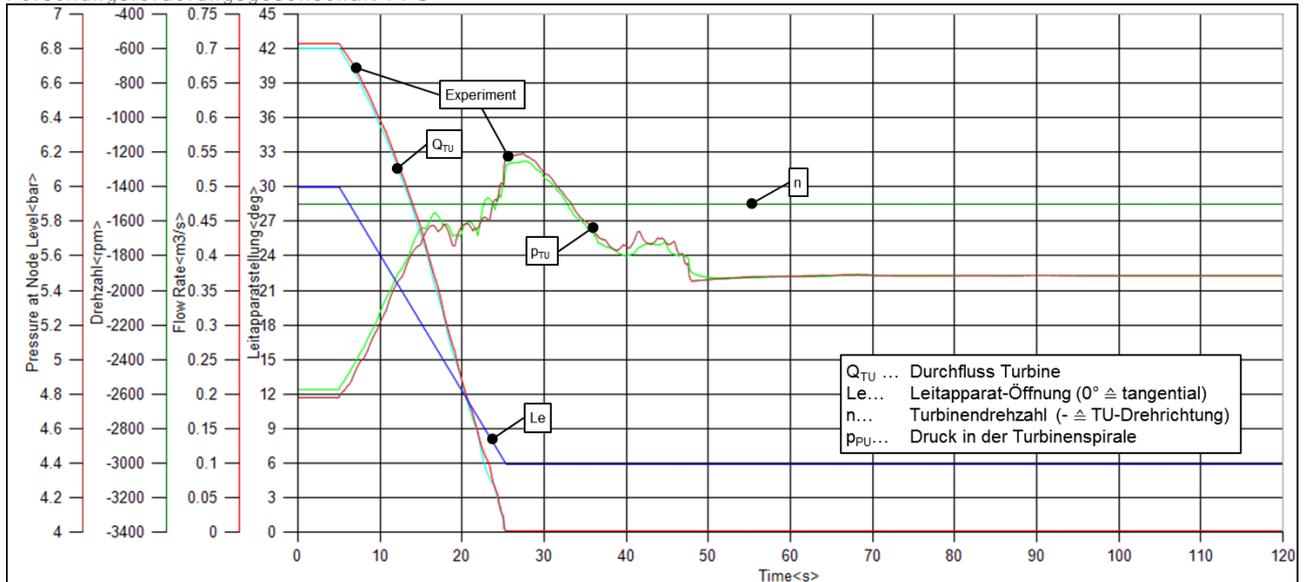


Abbildung 53: Instationäre Berechnungsergebnisse für den Lastfall 1 „Notschluss der Turbine“

2.) Lastabwurf der Turbine:

Während die Turbinendrehzahl nach dem Lastabwurf in Berechnungssekunde 5 in kürzester Zeit von $n = 1500$ U/min auf einen Spitzenwert von etwa $n = 2700$ U/min ansteigt, nimmt auch der Spiraldendruck von $p_{TU} = 4.8$ bar auf etwa 5.4 bar (im Falle der experimentell ermittelten Datenbasis) bzw. auf etwa 5.8 bar (im Falle der numerisch berechneten Datenbasis) zu. Hier ergeben sich erstmals kleine – wenn auch eher unbedeutende – Abweichungen zwischen den Berechnungen mit den beiden Kennfeldern. Auf die dynamische bzw. stationäre Durchgangsdrehzahl ($n = ca. 2000$ U/min ab ca. Berechnungssekunde 70) hat dies nämlich auch hier nur einen minimalen Einfluss. Der Durchfluss nimmt beim Durchgang der Turbine von $Q = 0.7$ m³/s auf einen Minimalwert von etwa 0.375 m³/s ab, um danach wieder auf einen stationären Wert von etwa 0.45 m³/s anzusteigen.

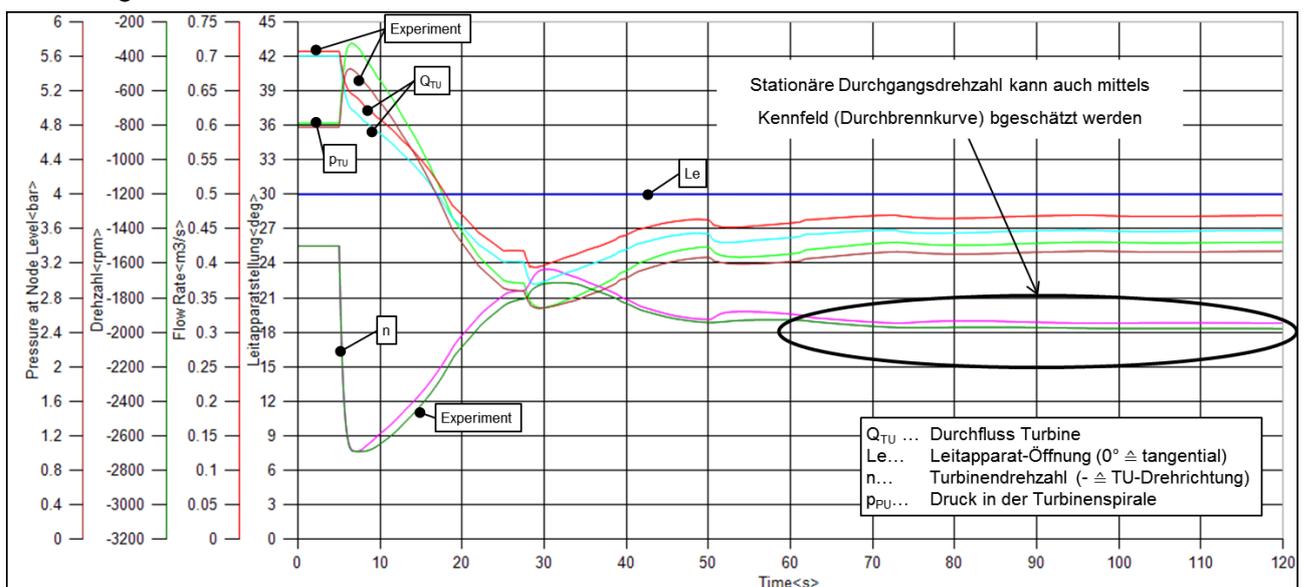


Abbildung 54: Instationäre Berechnungsergebnisse für den Lastfall 2 „Lastabwurf der Turbine“

3.) Volllastabschaltung der Turbine:

Eigentlich sind nur in diesem einzigen Lastfall merkbare Abweichungen der Ergebnisse der Berechnungen unter Verwendung des simulierten und gemessenen Turbinenkennfelds ersichtlich (siehe **Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.**). Vor allem ab Berechnungssekunde 30 (Erreichen der Geschlossen-Stellung des Leitapparats) ergeben sich unterschiedliche Drehzahlverläufe. Diese sind ein Resultat der nicht realitätstreu aufgelösten Kennlinieninstabilitäten im Bereich der Durchbrennkurve. Der Unterschied in der berechneten Auslaufdrehzahl ist jedoch von untergeordneter Bedeutung. Die maximale dynamische Durchgangsdrehzahl ($n = \text{ca. } 2800 \text{ U/min}$) sowie der maximale Rohrbahninnendruck am Turbineneintritt ($p_{\text{TU-Max}} = \text{ca. } 6.6 \text{ bar}$) werden unabhängig vom verwendeten Turbinenkennfeld in etwa in der gleichen Größenordnung berechnet.

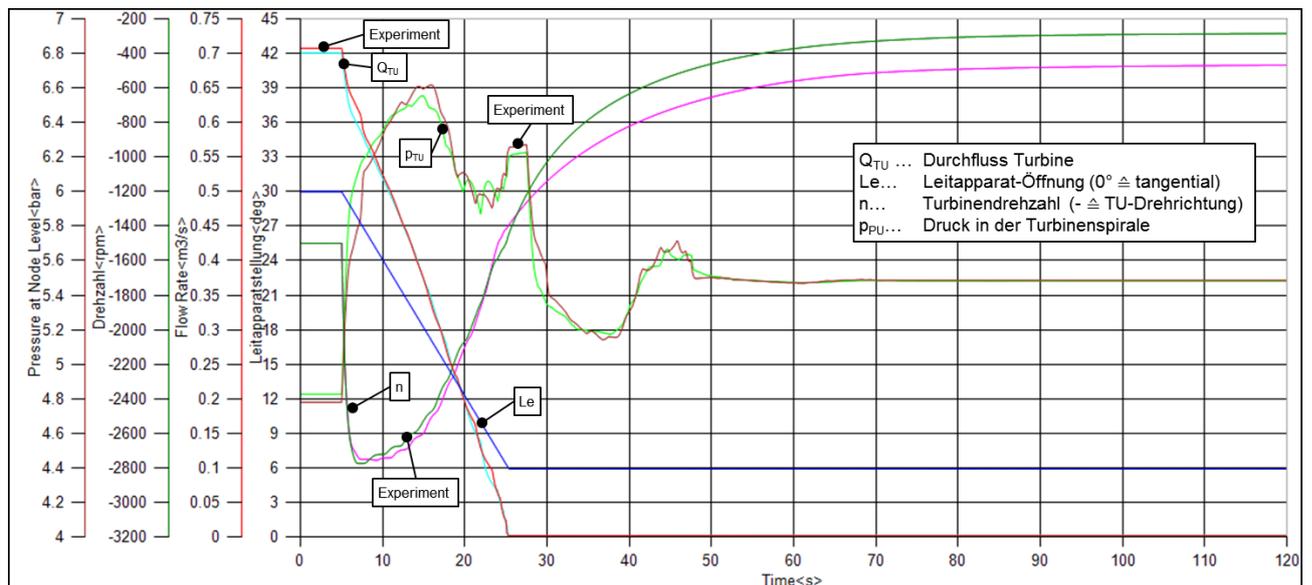


Abbildung 55: Instationäre Berechnungsergebnisse für den Lastfall 3 „Volllastabschaltung der Turbine“

Bei Verwendung des experimentell ermittelten sowie numerisch berechneten Turbinenkennfelds ergibt sich eine erstaunlich gute Übereinstimmung der Berechnungsergebnisse der Druckstoßberechnung.

Die für den Betrieb relevanten Informationen aus der Druckstoßberechnung – wie z.B. maximaler Rohrbahninnendruck, Verlauf des Rohrbahninnendruck (zur Bestimmung des Lastkollektivs), maximale dynamische Durchgangsdrehzahl sowie die stationäre Durchgangsdrehzahl – werden mit einer Abweichung von max. 5% berechnet. Das transiente Anlagenverhalten kann auf Basis dieser Erkenntnisse deshalb zukünftig hinreichend genau unter Verwendung eines CFD-basierten Turbinenkennfelds simuliert werden.

5 Ausblick und Empfehlungen

Die Tatsache, dass im Zuge des Forschungsprojektes „FTPV+“ der Abgleich der Ergebnisse von Messungen am Modellprüfstand und der numerischen Strömungssimulation hervorragend gelungen ist und die Ziele des Forschungsprojekts somit zur Gänze erreicht wurden, kann auch für zukünftige Forschungsvorhaben von Nutzen sein. Es wäre nämlich durchaus empfehlenswert, die durchgeführten Untersuchungen auch auf andere Francis-Turbinen bzw. sogar auf andere Turbinentypen (z.B. Kaplan-Turbinen) auszuweiten.

Vor allem bei Francis-Turbinen mit einer niedrigeren Schnellläufigkeit von etwa $n_q < 50$ U/min (Vergleich: Die im Rahmen des Forschungsprojekts „FTPV+“ untersuchte Turbine besitzt eine spezifische Schnellläufigkeit von $n_q = \text{ca. } 80$ U/min) treten die untersuchten Probleme teilweise sogar noch in verstärkter Form auf. Je niedriger die spezifische Schnellläufigkeit, desto größer sind die durch Scheibenreibung und Leckage hervorgerufenen prozentuellen Verluste in den Radseitenräumen der Turbine. Der Einfluss dieser Verluste auf den Gesamtwirkungsgrad wird größer und der Vergleich von Messergebnissen und vereinfachter Strömungssimulation wird schwieriger. Des Weiteren werden Turbinen mit kleinerer spezifischer Schnellläufigkeit üblicherweise bei größeren Fallhöhen mit meist längeren Rohrleitungen eingesetzt. An dieser Stelle kommt der Druckstoßbetrachtung eine noch größere Bedeutung zu. Dabei stellt sich die Frage, ob die Druckstoßberechnung unter Verwendung von numerisch berechneten Turbinenkennfeldern an dieser Stelle ebenfalls zulässig ist.

Aber auch für Kaplan-Turbinen wären wissenschaftlich fundierte Vergleiche von Mess- und Simulationsergebnissen von großer Bedeutung, wobei hier primär auf den Wirkungsgrad und das Kavitationsverhalten eingegangen werden sollte. Dies betrifft vor allem Refurbishment-Projekte bei denen man versucht, durch den Einsatz neuer Laufradflügeln den Maximaldurchfluss unter Bewahrung der Kavitationssicherheit zu steigern. Die Themengebiete der Radseitenraumströmung (abgesehen von der Spaltströmung an der Schaufelspitze) und der Druckstoßberechnung spielen hier eine eher untergeordnete Rolle.

Um generell detailliertere Aussagen hinsichtlich des Potenzials von Refurbishment-Projekten zu ermöglichen, sollten Untersuchungen wie diese zukünftig an noch älteren Turbinen durchgeführt werden. Je älter das Turbinendesign ist, desto größer ist das zu erwartende Verbesserungspotential hinsichtlich Wirkungsgrad und Kavitationsverhalten.

6 Literaturverzeichnis

- [1] – Benigni, H.; Jaberg, H.; Schiffer, J.; Mosshammer, M.; Özcan, A.; Duva, B.: "Rehabilitation of a Francis turbine using CFD and optimisation techniques – a case study in Turkey", Proceedings of HYDRO 2015, Bordeaux, France 2015.
- [2] – Keck, H.; Sick, M.: "Thirty years of numerical flow simulation in hydraulic turbomachines", Acta Mechanica 201, pp. 211–229, 2008.
- [3] – Trivedi, C.; Cervantes, M. J.; Gandhi, B. K.; Dahlhaug, O. G.: "Experimental and Numerical Studies for a High Head Francis Turbine at Several Operating Points", Journal of Fluids Engineering, Vol. 135, 2013.
- [4] – Jošt, D.; Škerlavaj, A.; Lipej, A.: "Improvement of Efficiency Prediction for a Kaplan Turbine with Advanced Turbulence Models", Journal of Mechanical Engineering 60, pp. 124-134, 2014.
- [5] – Schiffer, J.; Benigni, H.; Jaberg, H.; Schneidhofer, T.; Ehrenguber, M.: "Numerical simulation of the flow in a Francis turbine including the runner seals on crown and band side", Proceedings of HYDRO 2015, Bordeaux, France, 2015.
- [6] – Celic, D.; Ondracka, H.: "The influence of disc friction losses and labyrinth losses on efficiency of high head Francis turbine ", Journal of Physics: Conference Series 579, 012007, 2015.
- [7] – Mössinger, P.; Jester-Zuerker, R.; Jung, A.: "Investigation of different simulation approaches on a high-head Francis turbine and comparison with model test data: Francis-99", Journal of Physics: Conference Series 579, 012005, 2015.
- [8] – Kurokawa, J.: "Simple formulae for volumetric efficiency and mechanical efficiency of hydraulic machinery", Proceedings of 3rd Japan-China Joint Conference on Fluid Machinery, Vol.2, pp. 101-108, Osaka, 23rd-25th April, 1990.
- [9] – Osterwalder, J.; Hippe, L.: "Guidelines for efficiency scaling process of hydraulic turbomachines with different technical roughnesses of flow passages", Journal of Hydraulic Research, 22:2, pp. 77-102, 1984.
- [10] – IEC 62256: 2008-01, First Edition, "Hydraulic turbines, storage pumps and pump turbines – Rehabilitation and performance improvement".
- [11] – Höller, S.; Jaberg, H.: "Ein Beitrag zur Druckstoßberechnung von Pumpspeichieranlagen", Wasserwirtschaft 1/2, 2013.
- [12] – IEC 60193: 1999-11, Second Edition, "Hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines – Model acceptance tests".

Energieforschungsprogramm - 3. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische
Forschungsförderungsgesellschaft FFG

7 Anhang

8 Kontaktdaten

Projektleiter	Ing. Ehrenguber Martin
Institut Unternehmen /	WWS Wasserkraft GmbH
Kontaktadresse	Oberfeuchtenbach 11 4120 Neufelden Tel. 0043-7282-5922-0 Fax: 0043-7282-5922-21 m.ehrenguber@wvs-wasserkraft.at www.wvs-wasserkraft.at
Projektpartner	TU Graz, Institut für Hydraulische Strömungsmaschinen Kopernikusgasse 24/IV, 8010 Graz