

Dipl.-Ing. Dr. Jürgen Schiffer, Vasoldsberg/Österreich,  
Dipl.-Ing. Gero Pretis, Feldkirchen/Österreich,  
Dipl.-Ing. Dr. Helmut Benigni, TU Graz/Österreich und  
Prof. Dr. Helmut Jaberg, Vasoldsberg/Österreich

# Doppelt geregelte Diagonalturbine für Kleinwasserkraftanwendungen

## Vom hydraulischen Design bis zu ersten Betriebserfahrungen

### 1. Einleitung

Die Diagonalturbine wurde ursprünglich in den 1950er-Jahren als doppelt geregelte Pumperturbine mit verstellbaren Leit- und Laufschaufeln für den Einsatz im Pumpspeicherkraftwerk Niagara Falls entwickelt [1]. Gemäß ihrem Erfinder ist dieser Turbinentyp bis heute auch als Deriaz-Turbine bekannt. Die Möglichkeit der Verstellbarkeit von Leit- und Laufschaufeln bietet vor allem bei signifikanten Fallhöhenchwankungen, die charakteristisch für Pumpspeicherkraftwerke im mittleren Fallhöhenbereich sind, entscheidende Vorteile. Die Doppelregelung trägt hier sowohl im Turbinen- als auch im Pump-Betrieb zur Verbesserung der Anlageneffizienz bei. Aufgrund der exzellenten Performance und der gegenüber Francis-Pumpturbinen besseren Regelbarkeit wurde dieser Maschinentyp daraufhin weltweit häufiger eingesetzt.

Obwohl die doppelt geregelte Diagonalturbine die Lücke zwischen konventionellen Kaplan- und Francis-Turbinen schließen kann, gibt es bis dato allerdings verhältnismäßig wenige Anwendungsfälle für den reinen Turbinenbetrieb [2]. Speziell im Bereich mittlerer Fallhöhe ( $H = 20\text{--}100\text{ m}$ ) und bei gleichzeitig stark schwankendem Durchfluss hätte die Diagonalturbine entscheidende Vorteile. Im Vergleich zur Francis-Turbine kann ein relativ hoher Wirkungsgrad über einen weiten Fallhöhen- und Durchflussbereich erreicht werden. Gleichzeitig ist ein problemfreier Betrieb in Richtung Teillast möglich, da die bei Francis-Turbinen bekannten kavitierenden Wirbelzöpfe (siehe [3]) nicht auftreten und somit ein pulsations- und schwingungsarmer Betrieb zu erwarten ist. Der einzige Nachteil des Turbinentyps ist die etwas höhere Anfälligkeit gegenüber Kavitation sowie die Komplexität des Verstellmechanis-

mus der Laufschaufeln. Vor allem im Bereich der Kleinwasserkraft ist die konstruktive Ausführung des Verstellmechanismus der Laufschaufeln sehr aufwendig und findet aufgrund der verhältnismäßig kleinen Laufraddurchmesser in der Turbinennabe kaum Platz. Die gegenüber Kaplan-Turbinen erhöhte Schaufelzahl sowie die deutlich höhere mechanische Belastung der Laufschaufeln und deren Verstellung stellen hier eine große Herausforderung dar.

Mit dieser Veröffentlichung soll gezeigt werden, dass es mithilfe von innovativen Ansätzen dennoch möglich ist, eine kompakte doppelt geregelte Diagonalturbine für Kleinwasserkraftanwendungen zu realisieren. In enger Kooperation mit der Fa. EFG ist es gelungen, innerhalb von nur 2,5 Monaten ein hydraulisches Design zu entwickeln, welches parallel dazu in ein durchdachtes Maschinenkonzept verpackt wurde.

Nur sieben Monate später wurde die Turbine Ende 2020 erfolgreich in Betrieb genommen und läuft seither zur vollsten Zufriedenheit des Betreibers.

### 2. Standortanalyse

Der Kraftwerksstandort, an dem die neu entwickelte Diagonalturbine eingesetzt wird, liegt nahe der Gemeinde St. Johann am Tauern in der Steiermark, Österreich. Das an der Pöls gelegene Ausleitungskraftwerk bezieht das Nutzwasser über eine knapp 2,3 km lange GFK-Druckrohrleitung, die sich in drei Abschnitten von DN 1200 auf DN 1100 und schließlich auf den Anschlussdurchmesser  $D = 800\text{ mm}$  an die Turbine im Krafthaus verengt. Der Ausbaudurchfluss beträgt  $1,5\text{ m}^3/\text{s}$  und die Nennfallhöhe  $H = 36,5\text{ m}$ .

Die Idee bei der Umsetzung war jene, mit ei-

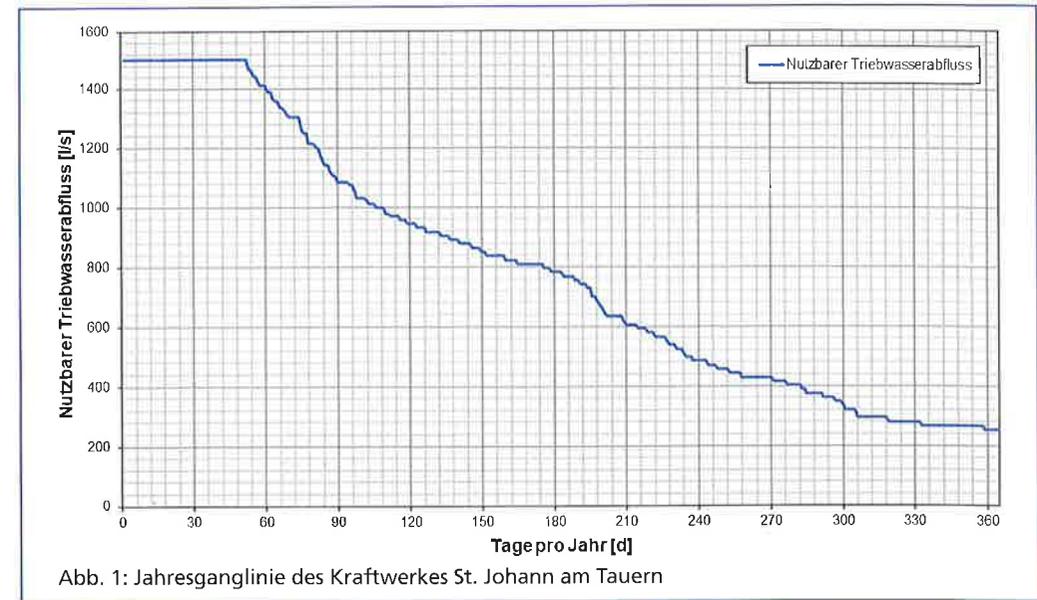


Abb. 1: Jahresganglinie des Kraftwerkes St. Johann am Tauern

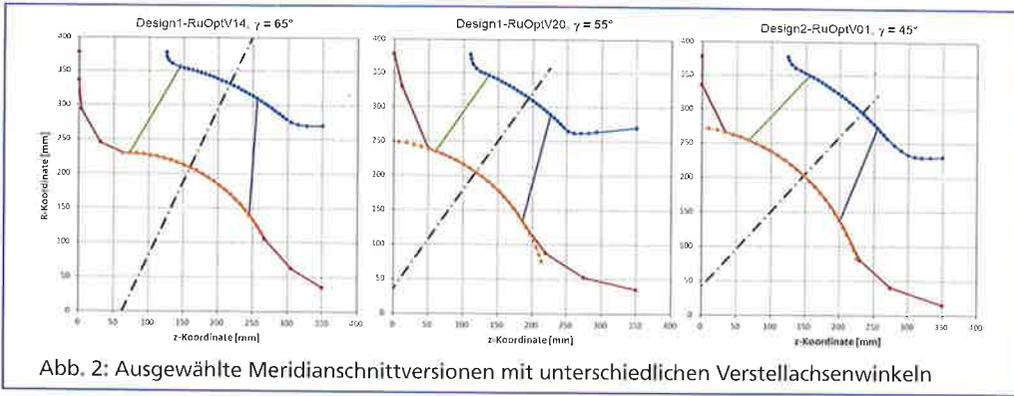
ner einzigen Turbine einen möglichst großen Durchflussbereich abdecken und das Kraftwerk über das ganze Jahr in Betrieb halten zu können, ohne dass im Teillastbereich signifikante Pulsationen und Schwingungen auftreten. Zur Auslegung der Turbine muss dazu die in Abb. 1 gezeigte Jahresganglinie studiert werden. Der Ganglinie zugrunde liegen Tagesmittelwerte über einen Zeitraum von mehreren Jahren. Die Restwasserabgabe wurde dabei bereits berücksichtigt.

Anhand der Jahresganglinie zeigt sich, dass die Turbine für etwa 55 Volllasttage im Jahr auszulegen ist. Andererseits wird ersichtlich, dass die Kurve nur sehr schwach abfällt und der Minimalabfluss etwa  $255\text{ l/s}$  beträgt, was immerhin 17% der Ausbauwassermenge entspricht. Des Weiteren ist zu beachten, dass der Nutzwasserabfluss im Winter in den frühen Morgenstunden bei sehr geringen Temperaturen kurzfristig für einige wenige Stunden auch auf  $170\text{--}180\text{ l/s}$  zurückgehen kann. Aufgrund der Mittelwertbildung sind die Tagesspitzen sowie auch die Tagesminima in Abb. 1 nicht ersichtlich.

Da die Maschine zu etwa gleichen Teilen bei Volllast sowie bei tiefer Teillast betrieben werden soll, war ein Maschinenkonzept erforderlich, welches bei hoher Effizienz möglichst unempfindlich auf stark variable Wassermengen reagiert. Speziell hierfür stellt die Deriaz-Turbine die geeignete Lösung dar.

### 3. Auslegung und hydraulisches Design

Anders als bei Kaplan- oder Francis-Turbinen gibt es im Falle von Deriaz-Turbinen nur spärlich veröffentlichte Forschungsarbeiten und kaum verlässliche Auslegungsanhalte. Zur Vorauslegung der doppelt geregelten Diagonalturbine für den Kraftwerksstandort St. Johann wurde auf die bereits im Jahre 1965 publizierten Designanhalte von *Hironaka et al.* [4] zurückgegriffen. Die Turbine musste dabei für eine Nennfallhöhe von  $H_{\text{Net}} = 36,5\text{ m}$  sowie einen Ausbaudurchfluss von  $Q_A = 1,5\text{ m}^3/\text{s}$  entworfen werden. Der Bestpunkt der Turbine sollte mit  $Q_{\text{Opt}} = 1,425\text{ m}^3/\text{s}$  knapp darunter liegen. Des Weiteren bestand die Forderung, für zukünftige Anwendungen auch noch einen theoretischen Durchfluss von  $Q_{\text{Max}} = 1,75\text{ m}^3/\text{s}$  verarbeiten zu können. Dazu musste sowohl das Laufrad als auch der Leitapparat und dessen Maximalöffnung entsprechend gestaltet werden. Um bei einer Saughöhe von  $H_s = +3\text{ m}$  (Turbinenachse über Unterwasser) auch bei Volllastbetrieb einen kavitations sicheren Betrieb zu ermöglichen, muss der Kavitationsbeiwert der Turbine unter  $\sigma_{\text{TU}} = \text{ca. } 0,2$  liegen. Gemäß *Hironaka et al.* [4] ist dazu eine spezifische Schnellläufigkeit von  $n_{\text{q,opt}} = \text{ca. } 60\text{ U/min}$  zu wählen (siehe Gl. 1). Damit konnte die Turbinendrehzahl mit  $n = 750\text{ U/min}$  fixiert und



die Maschine so weit als möglich vordimensioniert werden.

$$n_q = n \cdot \frac{\sqrt{\frac{Q_{opt}}{Q_{ref}}}}{\left(\frac{H_{nenn}}{H_{ref}}\right)^{0.75}} = 750 \cdot \frac{\sqrt{\frac{1.425}{36.5}}}{\left(\frac{1}{1}\right)^{0.75}} = 60.3 \text{ U/min} \quad \text{Gl. 1}$$

Auf Basis erster CFD-Simulationen (siehe Kapitel 4) erfolgte eine schrittweise Optimierung der Meridiankontur sowie der Schaufelwinkelverteilung. Die Leitschaufelzahl wurde mit  $z_{Le} = 18$  und die Laufschaufelzahl mit  $z_{La} = 10$  gewählt. Im Zuge der Optimierungsarbeiten musste die Laufschaufelzahl aufgrund der begrenzten Platzverhältnisse für den Verstellmechanismus allerdings auf  $z_{La} = 8$  reduziert werden. Diese Maßnahme erhöht die hydraulische Schaufelbelastung und verschlechtert das Kavitations-

verhalten, was die Optimierung der Turbine zusätzlich erschwerte.

Im Zuge der Designoptimierung wurde auch eine Variation des Laufschaufelspalts untersucht. Dabei zeigte sich, dass das Wirkungsgradniveau durch die Reduktion des Laufspaltwerts erwartungsgemäß angehoben und die Kavitationsbeiwerte gleichzeitig deutlich abgesenkt werden können. Die Spaltströmung hat im Falle von Diagonalturbinen offenbar einen besonders großen Einfluss auf die Druckverteilung im Außenbereich der Laufschaufel. Für das finale Design wurde ein radialer Laufschaufelspalt von  $s = 0,5 \text{ mm}$  verwendet.

Ein besonderes Augenmerk musste auf den Neigungswinkel  $\gamma$  der Verstellachse und dessen Schnittpunkt mit der Rotationsachse gelegt werden. Abb. 2 zeigt dazu einen Über-

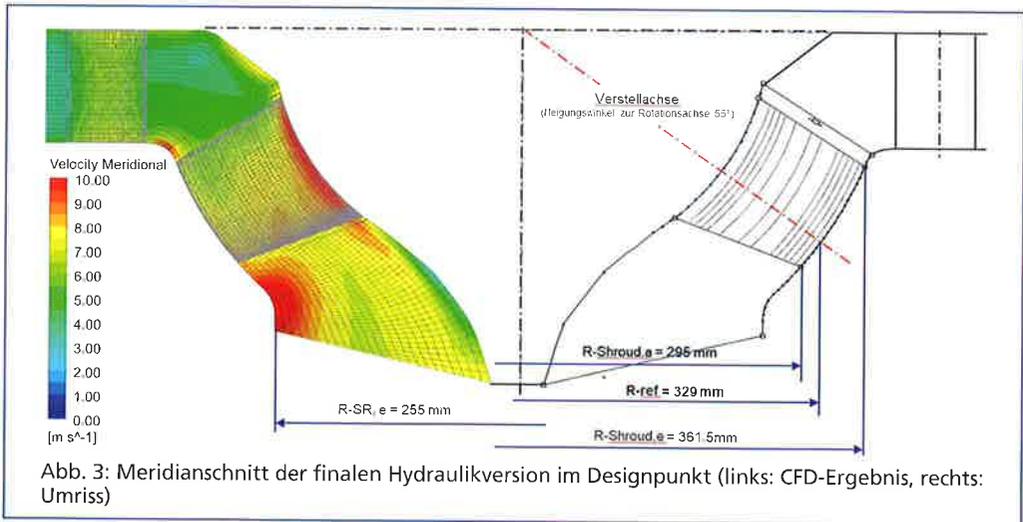


Abb. 4: Visualisierung des Rechnetzes

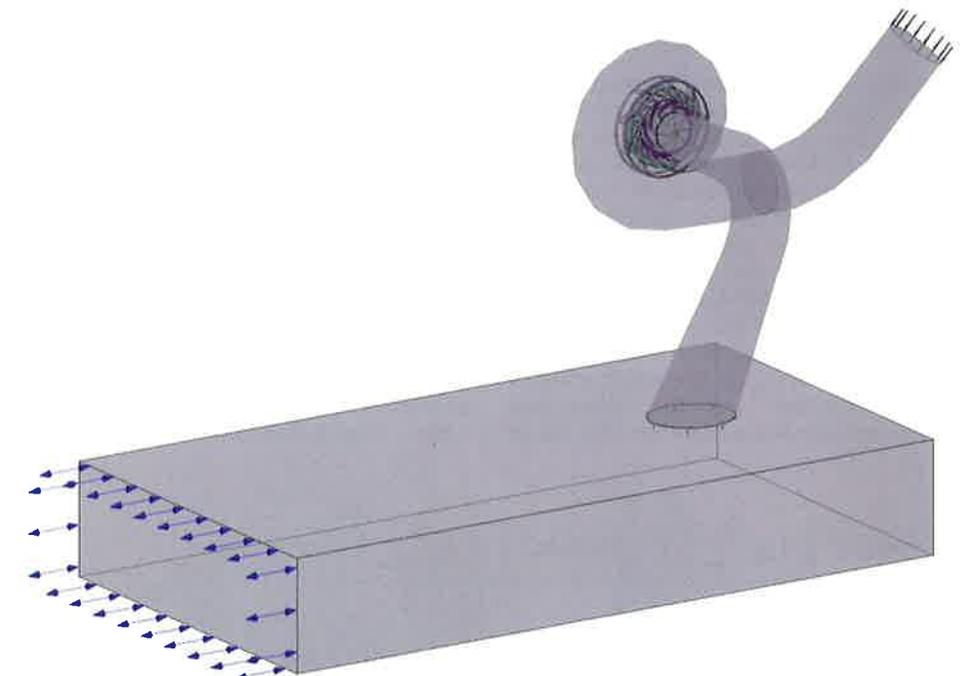


Abb. 5: CFD-Modell der Turbine

blick ausgewählter Meridianschnittversionen, wobei sich die Darstellungen jeweils auf den Designpunkt des Laufrads beziehen. Es zeigt sich, dass der Schnittpunkt „Verstellachse/Rotationsachse“ mit kleiner werdendem Verstellachsenwinkel zunehmend in Richtung Generator verschoben werden muss. Die Variation des Verstellachsenwinkels beeinflusst nicht nur die Performance der Turbine, sondern auch die Laufschaufelverstellmomente sowie die Konstruktion der Schaufelverstellung. Bei einem Neigungswinkel von  $\gamma = 55^\circ$  wurde schlussendlich ein Kompromiss aus akzeptablem Wirkungsgradniveau, Kavitationsverhalten und Laufschaufelverstellmoment gefunden.

Der Meridianschnitt der finalen Hydraulikversion ist in Abb. 3 dargestellt. Die Darstellung bezieht sich auf den Designpunkt der Turbine und zeigt auf der rechten Seite den hydraulischen Umriss inklusive ausgewählter Hauptabmessungen und auf der linken Seite die mittels CFD berechnete Verteilung der Meridiangeschwindigkeit. Der entsprechend IEC60193 [5] festgelegte Referenzdurchmesser der Maschine beträgt  $D_{Ref} = 2 \cdot 329 = 658$  mm.

#### 4. Numerische Strömungssimulation und Ergebnisse

Die Evaluierung der ersten Hydraulikversion sowie die darauffolgende Optimierung der einzelnen Komponenten der Turbine erfolgten schließlich unter Zuhilfenahme der numerischen Strömungssimulation mit dem kommerziellen CFD-Softwarepaket ANSYS CFX 17.1 ©. Die hier präsentierten Berechnungsergebnisse wurden mit einem vollständigen 360°-CFD-Modell berechnet, welches alle Komponenten der Turbine – vom Eintritt in die Spirale bis zum Austritt ins Unterwasser – beinhaltet. Lediglich die nabenseitigen Radseitenräume des Laufrads blieben von der Untersuchung ausgenommen. Für die in

stationärer Betrachtungsweise durchgeführte CFD-Simulation wurde ein Rechenetz mit einer Gesamtgröße von etwa 8 Mio. Elementen verwendet, welches bis auf die Spirale ausschließlich aus Hexaederelementen besteht. Während Abb. 4 eine Visualisierung des Rechenetzes zeigt, ist in Abb. 5 das CFD-Modell der Turbine dargestellt. Die Fluid-benetzten Wände wurden „hydraulisch glatt“ behandelt. Zur Simulation der Grenzschichtströmung wurden die in CFX etablierten „Automatic/Hybrid Wall Functions“ verwendet. Die räumliche Diskretisierung erfolgte mit der „High Resolution“-Methode. Zur Turbulenzmodellierung wurde das  $k-\omega$ -basierte „Shear-Stress-Transport (SST)“-Modell eingesetzt.

Die Auswertung der charakteristischen Größen der Turbine wurde gemäß den Definitionen in der IEC60193 [6] durchgeführt. Die Nettofallhöhe sowie der zu erwartende Wirkungsgrad der Turbine lassen sich demnach gemäß Gl. 2 und Gl. 3 definieren. Obwohl die CFD-Simulation nur einphasig durchgeführt wurde und der Phasenübergang von flüssig auf dampfförmig somit nicht simuliert werden kann, lässt sich durch eine geeignete Auswertung der CFD-Ergebnisse auch auf das Kavitationsverhalten schließen (siehe [6]). Zur Auswertung des Kavitationsbeiwertes wurde auf die vielfach experimentell validierte Histogramm-Methode zurückgegriffen.

Innerhalb weniger Wochen wurde somit eine kompakte, doppelt geregelte Diagonalturbine mit einer bestechenden Performance entwickelt. Der mittels CFD-Simulation berechnete hydraulische Turbinenwirkungsgrad sowie die zu erwartenden Kavitationsbeiwerte sind in Abb. 6 dargestellt. Es zeigt sich, dass bei  $Q_{Opt} = ca. 1,45 \text{ m}^3/\text{s}$  ein Spitzenwirkungsgrad von etwa 93,5% erreicht wird. Darüber hinaus ergibt sich ein Wirkungsgradverlauf, der im Vergleich zu konventionellen Francis-Turbinen äußerst flach ver-

läuft. Des Weiteren sei zu erwähnen, dass zusätzlich zum hydraulischen Wirkungsgrad auch die hydraulischen Verluste in den Einzelkomponenten der Maschine abgelesen werden können. Hervorzuheben sind vor allem die geringen Saugrohrverluste, die über den gesamten untersuchten Fahrbereich unverändert bei ca. einem Prozentpunkt liegen. Hier zeigt sich unter anderem der große Vorteil gegenüber einer klassischen Francis-Turbine, bei der die Strömungsverluste vor allem in Richtung Teillast deutlich ansteigen (vgl. [3]).

Des Weiteren wird ersichtlich, dass der Kavitationsbeiwert der Turbine bis zu einem Durchfluss von  $Q = 1,7 \text{ m}^3/\text{s}$  unter dem Kavitationsbeiwert der Anlage liegt, was die Kavitationssicherheit bis zum geforderten theoretischen Maximalabfluss eindeutig belegt.

Die große Besonderheit bei der hydraulischen Entwicklung war neben dem Erreichen eines möglichst hohen Wirkungsgrades und eines guten Kavitationsverhaltens die Minimierung des Laufschaufel-Verstellmoments. Dabei ist zu beachten, dass sich das Verstellmoment der Laufschaufel wie auch bei Kaplan-Turbinen aus einem hydraulischen Anteil (zufolge der Profilmströmung) und einem mechanischen Anteil (zufolge der Fliehkraftwirkung und des daraus resultierenden Moments um die Schwerachse) zusammensetzt. Die Minimierung des Verstellmoments war bei dieser kompakten Maschine eine Grundvoraussetzung für die

technische Realisierbarkeit des Verstellmechanismus. Beim finalen Laufraddesign liegt das für die Laufschaufelverstellung erforderliche Drehmoment über einen weiten Fahrbereich bei nur wenigen [Nm].

Eine beispielhafte Visualisierung der CFD-Ergebnisse im Bereich des Bestpunkts wird mit den Abb. 7 und 8 präsentiert. Während Abb. 7 eine 3D-Ansicht der Turbine sowie die berechnete Geschwindigkeitsverteilung im Saugrohr zeigt, ist in Abb. 8 die Druckverteilung auf der Laufschaufel dargestellt. Beide Abbildungen zeigen eine sehr homogene Verteilung der Strömungsgrößen. Der Staupunkt der Strömung liegt über die gesamte Schaufelhöhe genau auf der Profilmase und der Druckabbau erfolgt annähernd linear von der Eintrittskante zur Austrittskante.

#### 5. Konstruktion und technische Umsetzung

Aufgrund des sehr engen Projektplans war es notwendig, die mechanische Konstruktion der Turbine parallel zur CFD-basierten hydraulischen Entwicklung durchzuführen. In der 3D-Konstruktion der Turbine wurden dabei keinerlei geometrische Abweichungen zwischen der hydraulischen Kontur des CFD-Modells und der ausgeführten Maschine zugelassen.

Der Turbinenaufbau, der in Abb. 9 dargestellt ist, erfolgte in einer sogenannten Zweilager-Konstruktion. Das Laufrad befindet

$$H_{net} = \frac{\left[ p_{Tu-Inlet} + \frac{\rho}{2} \cdot \left( \frac{Q}{A_{Tu-Inlet}} \right)^2 \right] - \left[ p_{Tu-Outlet} + \frac{\rho}{2} \cdot \left( \frac{Q}{A_{Tu-Outlet}} \right)^2 \right]}{\rho \cdot g} \quad \text{Gl. 2}$$

$$\eta_{hydr} = \frac{\text{energetic output } P_{out}}{\text{energetic input } P_{in}} = \frac{T_{Runner} \cdot \omega}{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H_{net}} = \frac{(T_{RunnerBlades} + T_{RunnerHub}) \cdot 2 \cdot \pi \cdot n}{60 \cdot \rho \cdot g \cdot Q \cdot H_{net}} \quad \text{Gl. 3}$$

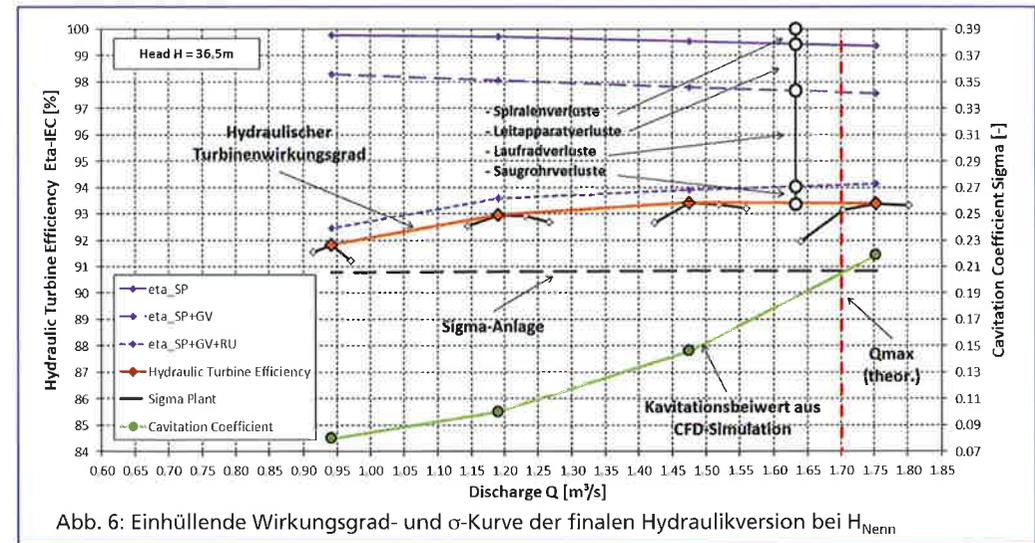


Abb. 6: Einhüllende Wirkungsgrad- und  $\sigma$ -Kurve der finalen Hydraulikversion bei  $H_{Nenn}$

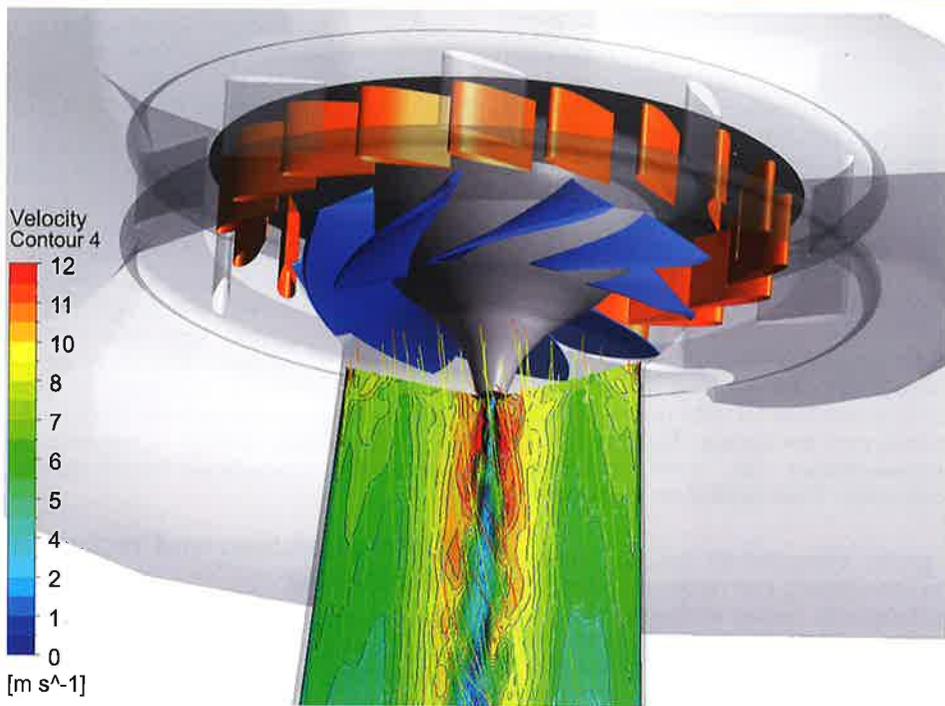


Abb. 7: Geschwindigkeitsverteilung im Saugrohr der Turbine im Bestpunkt

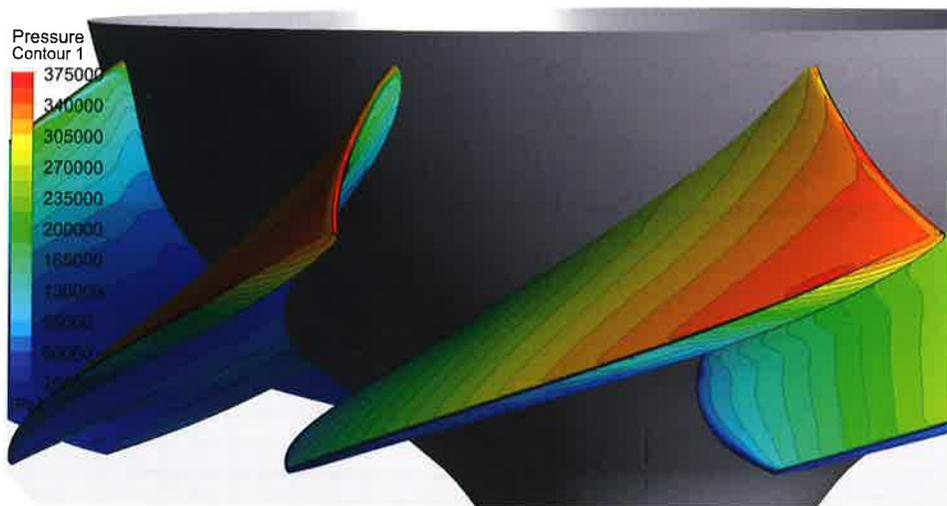


Abb. 8: Druckverteilung auf den Laufschaufeln im Bestpunkt

sich dabei auf der verlängerten, hohlen Generatorwelle. An der dem Antrieb abgewandten Seite wurde ein Stabilisierungsschwungrad sowie der rotierende Hydraulikzylinder zur Laufradverstellung montiert. Die Fertigung aller vom Triebwasser benetz-

ten Flächen des Maschinenkerns erfolgte aus rostfreiem Material. Als Halbzeug bzw. Vormaterial für die Turbine bzw. die Turbinenkomponenten wurden ausschließlich Stab- und Blechmaterialien eingesetzt. Neben diversen nicht rostenden, martensitischen

Chromstählen und Aluminiumbronzen kam für die hochbelasteten Bauteile – wie Laufschaufeln, Nabe und auch Laufradmantel – die Qualität 1.4313 QT780 zum Einsatz. Der verhältnismäßig kleine Laufschaufelsspalt von nur 0,50 mm zwischen den Laufschaufeln und dem Laufradmantel erforderte eine entsprechend hohe Präzision bei der Fertigung. Um den geringen Spalt auch langfristig sicherstellen zu können, wurden ausgewählte Flächen mit Wolframcarbid-Hartmetall im HVOF-K2-Verfahren beschichtet. Für die Lagerung der Lauf- und Leitschaufeln wurden wartungsfreie Buchsen aus deva.metal® vorgesehen. Alle dynamischen Dichtungen (z. B. Leit- und Laufschaufeldichtungen) sind in der Konstruktion zumindest zweifach ausgeführt, wobei sich die Funktionsprinzipien der Primär- und Sekundärdichtungen jeweils unterscheiden. Die Lauf- und Leitschaufelverstellung erfolgt ölhydraulisch mittels Proportionalventiltechnik.

Der Verstellmechanismus der acht Laufschaufeln stellte die größte Herausforderung in der Konstruktion dar. Anders als bei Axialturbinen, deren Laufschaufelmechanismus sich zweidimensional abbilden lässt, erfordert die Diagonalturbine einen räumlichen Aufbau der Laufschaufelverstellung. Gepaart mit der im Vergleich dazu höheren Anzahl an Laufschaufeln, führt dies letztlich zu einer

wesentlich komplexeren und aufwendigeren Konstruktion. Um die Verstellung im stark beschränkten Bauraum dauerhaft funktionsfähig realisieren zu können, wurden die räumliche Anlenkung der Schaufeln und die eigentliche (lineare) Stellfunktion des Antriebes konstruktiv voneinander getrennt. Im Inneren des Laufrades selbst befindet sich die dreidimensionale Mechanik zur Laufschaufelverstellung, die an ein zentral liegendes Verstellherz angebunden ist. Das Verstellherz übt lediglich linearachsige Bewegungen aus. Ähnlich wie bei der Festlegung des Verstellachsenwinkels musste auch bei der Konzeption der dreidimensionalen Laufschaufelverstellung darauf geachtet werden, dass keine zusätzlichen mechanischen Momente über die Fliehkräfte eingetragen werden. Der eigentliche Aktuator zur Schaufelverstellung ist ein rotierender Hydraulikzylinder, der sich am hinteren Ende des Generators befindet. Dieser ist über eine mitlaufende Schubstange im Inneren der hohlgebohrten Generatorwelle mit dem Verstellherz des Laufrades verbunden.

Diese Art der Funktionsaufteilung löst nicht nur die Platzprobleme, sondern hat auch weitere Vorteile. Zum einen gelang es, über diesen Aufbau das Laufrad selbst vollständig und sicher gegenüber dem Triebwasser zu kapseln. Zum anderen wurde so eine defi-

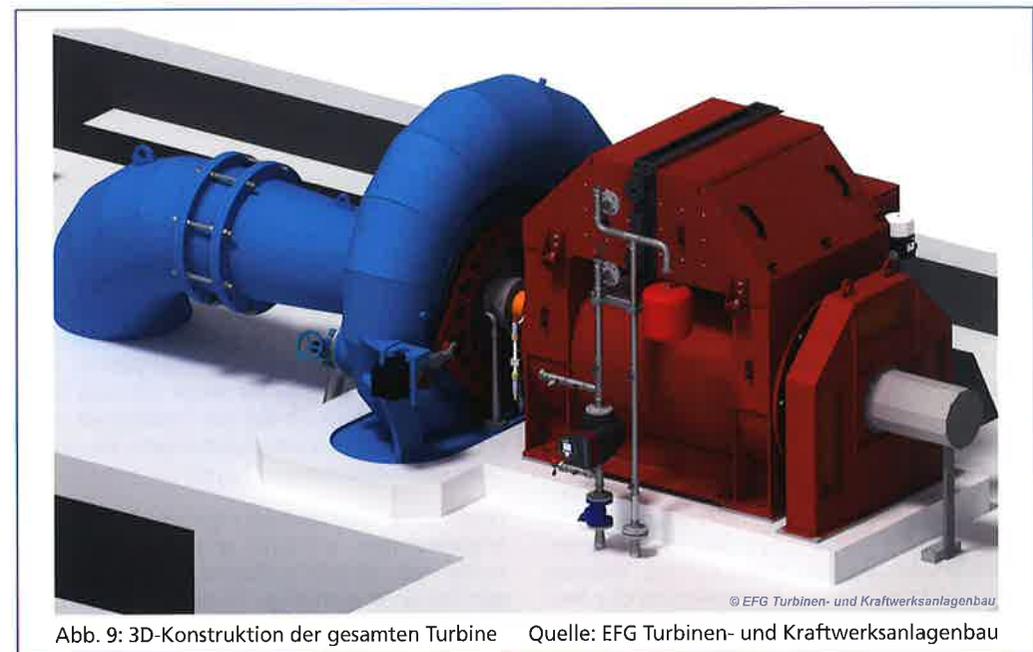


Abb. 9: 3D-Konstruktion der gesamten Turbine

Quelle: EFG Turbinen- und Kraftwerksanlagenbau



Abb. 10: Fotografische Abbildung der neuen Diagonalturbine im Krafthaus  
Quelle: EFG Turbinen- und Kraftwerksanlagenbau

nierte bauliche Trennung zwischen den wasserberührten und den ölhydraulischen Komponenten möglich. Ein Kontakt zwischen der Hydraulikflüssigkeit (vollsynthetische, zinkfreie Hydraulikflüssigkeit auf Basis gesättigter Ester) und dem Triebwasser kann damit nachhaltig und sicher ausgeschlossen werden.

Durch das Erreichen der Zielforderungen hinsichtlich der Kavitationsresistenz konnte die Turbine trotz einer Nettofallhöhe von 36,5 m deutlich über dem Unterwasserpegel und auch oberhalb der HQ100-Marke positioniert werden. Somit war es möglich, ein berührungsloses Dichtsystem zur Wellenabdichtung einzusetzen, wodurch sich ein minimaler Wartungsaufwand und lange, unterbrechungsfreie Betriebszeiten realisieren lassen.

Wie bei Turbinen von Kleinwasserkraftwerksanlagen üblich, wurde auch die Diagonalturbine weitgehend im Werk vormontiert. Die Spirale sowie auch der Leitapparat ist bei diesem Turbinentyp der einer Francis-Turbine sehr ähnlich. Das Laufrad, welches wohl das komplexeste Kernelement des Prototyps ist, wurde mitsamt der Verstellung ebenso im Werk vormontiert und umfang-

reich überprüft. Dabei stellte sich der im Vorfeld geleistete konstruktive Aufwand als gute Investition heraus, da keine Nacharbeiten oder Anpassungen an der Anlage erforderlich waren. Die Montage der elektromechanischen Ausrüstung erfolgte im vierten Quartal 2020 und wurde mit der Inbetriebsetzung erfolgreich und termingerecht abgeschlossen.

## 6. Betriebserfahrungen

Seit nunmehr Dezember 2020 ist die Kleinwasserkraftanlage St. Johann (Abb. 10) nun im Dauerbetrieb, wobei es keine nennenswerten Unterbrechungen gab. Besonders positiv fiel dabei das gute Teillastverhalten in den trockenen Wintermonaten Januar und Februar auf. Gerade im sonst oftmals kritischen Teillastbetrieb lief die Turbine erstaunlich ruhig und erzielte Leistungen, die sogar über den Erwartungen lagen.

Nach einer Betriebszeit von etwa 3300 Betriebsstunden erfolgte eine visuelle Kontrolle des Maschinenkerns. Dabei zeigten sich keinerlei auffällige Verschleißbilder oder Kavitationsschäden. Im Leitapparat der Turbine legen sich kleine Äste und Blätter an

den Leitschaufeln an – ein von Francis-Turbinen in vergleichbarer Anlagengröße bekanntes Phänomen. Dies führt vor allem im mittleren und oberen Lastbereich zu einem schleichenden Leistungsverlust und einem veränderten Betriebsgeräusch. Als Abhilfe wurde ein Spülprogramm integriert. Der Leitapparat sowie das Laufrad werden dazu automatisiert für eine kurze Zeitspanne vom Pegelregler genommen und aus der Zuordnung gefahren.

Nach einigen Monaten Betriebszeit wurde auch eine Anlagenmessung durchgeführt. Dabei wurden unter anderem die rechnerisch ermittelte Zuordnung von Lauf- und Leitschaufelzuordnung kontrolliert und nachgebessert sowie die Betriebsgrenzen festgelegt. Die mithilfe der CFD-Simulation prognostizierte Performance konnte dabei sowohl im Teil- als auch im Volllastbereich bestätigt werden.

Der Durchfluss wurde indirekt über eine Differenzdruckmessung in der Spirale und einen Abgleich mit den CFD-Ergebnissen ermittelt. Die optimale Zuordnung der Lauf- und Leitschaufelpositionen ergibt in allen Betriebspunkten ein günstiges Betriebsgeräusch, geringste Druckpulsationen im Saugrohr und ein symmetrisches Strömungsbild im Unterwasserkanal. Schlussendlich kann

ein stabiler und geräuscharmer Betrieb über das gesamte Betriebsfeld erreicht werden. Dabei ist festzuhalten, dass ein stabiler Dauerbetrieb von 100% bis unter 15% der Nennwassermenge problemfrei möglich ist.

## Referenzen

1. Marthe, T., und G. Geppert: Die Diagonalturbine im Kleinwasserkraftwerk. – Wasserkraft & Energie 2/2002
2. Giesecke, J.: Wasserkraftanlagen: Planung, Bau und Betrieb. – Stuttgart (6. Auflage 2013)
3. Schiffer, J., H. Benigni, H. Jaberg, and M. Ehrengruber: Reliable prediction of pressure pulsations in the draft tube of a Francis turbine at medium and deep part load: A validation of CFD-results with experimental data. – Proceedings of HYDRO 2018, 15<sup>th</sup>–17<sup>th</sup> of October, Gdank/Poland
4. Hironaka, K.: Hydraulic Study of Deriaz Turbine and Pump-Turbine. – Mitsubishi Technical Review (1965)
5. International Electrotechnical Commission: IEC 60193: Hydraulic turbines, storage pumps and pump turbines. Model acceptance tests. – Geneva (1999)
6. Schiffer, J., H. Benigni, and H. Jaberg: Cavitation in a high specific speed Kaplan pit-type turbine – Two-phase CFD-simulations and experimental verification. – Conference on Modelling Fluid Flow, Budapest (Sept. 2018)

## Online-Konferenz „Digitalization in Hydropower 2021“ am 14. und 15. September 2021

Bereits zum vierten Mal findet am 14. und 15. September der VGB/VERBUND-Event „Digitalization in Hydropower 2021“ mit internationalen hochkarätigen Vortragenden statt. Im Vordergrund der diesjährigen Konferenz, die bedingt durch die Corona-Pandemie als Web-Konferenz durchgeführt wird, stehen Berichte über völlig neu auf die Wasserkraft zugeschnittene digitale Methoden und Maßnahmen.

Die internationale Digitalisierungsveranstaltung bietet mit Fachvorträgen, u. a. der Firmen Hydro-Quebec (Kanada) und Engie (Brasilien), sowie virtuellen Messeständen einen speziell auf die besonderen Bedürfnisse der Wasserkraft zugeschnittenen Einblick in

eine Vielzahl an Themen, wie den digitalen Zwilling, die Virtual-Reality-Modelle, den Einsatz von Augmented Reality, ferngesteuerte Unterwasserfahrzeuge, die Datenanalyse und vieles mehr.

Als wertvolle Ergänzung zu den internationalen Fachvorträgen sind alle Teilnehmerinnen und Teilnehmer eingeladen, am zweiten Tag, dem Demonstrationstag, an einer virtuellen Tour durch das „Digitale Wasserkraftwerk“ von VERBUND teilzunehmen. Erprobte Digitalisierungstechniken werden von den VERBUND-MitarbeiterInnen in Zusammenarbeit mit den Projektpartnern online über verschiedene virtuelle Stationen präsentiert. Dabei kann ein Eindruck von den bisherigen Arbeiten gewonnen werden.

Weitere Informationen zum Programm oder zur Teilnahmemöglichkeit am VGB-Experten-Web-Event „Digitalization in Hydropower 2021“ unter: [www.vgb.org/digi\\_hpp\\_2021.html](http://www.vgb.org/digi_hpp_2021.html)