

Und am Anfang war das Experiment ...

- Die Entwicklung der physikalischen Theorie zur Steffturbine -

Ivo Baselt

Zusammenfassung

In den vergangenen Jahrzehnten haben viele veröffentlichte Energieszenarien und Studien gezeigt, welches Ausbaupotential noch in unseren Gewässern verborgen liegt. Viele Standorte sind wieder für Kleinwasserkraftwerke attraktiv geworden. Moderne Wasserräder, Wasserkraftschnecken und andere neuartige Technologien haben sich auf dem Markt etabliert und leisten einen wichtigen Beitrag zur elektrischen Versorgungssicherheit. Die Steffturbine ist eine dieser Kleinwasserkraftturbinen, welche besonders im Leistungsbereich um 10kW eingesetzt wird. Seit 2010 wurde die Steffturbine in einem knapp 5-jährigen Forschungsprojekt wissenschaftlich an der Universität der Bundeswehr München untersucht und weiterentwickelt. Die in diesem Artikel präsentierten Ergebnisse entstammen der dort abgeschlossenen Dissertation mit dem Thema: „Die Steffturbine – experimentelle und theoretische Untersuchungen zu einer Kleinwasserkraftanlage mit Bindegliedfunktion zwischen ober- und unterschlächtiger Wirkungsweise“ [BASELT 2016].

Mit Hilfe von vielfältigen Experimenten sollte eine Kalibrierungsgrundlage für eine geschlossene physikalische Turbinentheorie gelegt werden. Dazu wurden zunächst Labordaten zu Leistung und Wirkungsgrad erhoben. Zusätzlich dazu war der messtechnische Nachweis des Teilfüllungsgrades im Kropfgerinne notwendig. Das Antreiben der Turbine in Form eines Trockenlaufes ermöglichte es die neigungs- und drehzahlabhängigen Verlustmomente aus mechanischer Reibungsbelastung zu quantifizieren. Es zeigte sich, dass entgegen der Annahmen in der Literatur die mechanischen Verluste sich nicht konstant gegenüber der Drehzahl verhalten, sondern proportional zu ihr steigen.

Zur Vertiefung der Kenntnisse zum Funktionsprinzip der Steffturbine und für die Weiterentwicklung der Konstruktion wurde ein physikalisch-theoretisches Turbinenmodell erstellt. Die Experimentdaten dienten dabei als Kalibrierungsgrundlage. Aufbauend auf einem Fortschrittschema konnte der anfänglich sehr einfache Ansatz zu einem komplexen Turbinenmodell entwickelt werden, welcher die experimentell bestimmten Wirkungsgradkurven mit sehr guter Übereinstimmung wiedergibt. Bekannte Verfahren für Verlusteffekte wurden dazu auf den Charakter der Steffturbine angepasst. Für andere Effekte mussten neue Ansätze entwickelt werden, welche über die in der Literatur bekannten Ansätze hinausgehen.

In diesem Artikel sollen speziell die Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen zum Teilfüllungsgrad und den mechanischen Verlusten präsentiert werden. Mit diesen wird der theoretische Ansatz zum Turbinenwirkungsgrad weiterentwickelt, sodass schlussendlich eine geschlossene Turbinentheorie zur Steffturbine präsentiert werden kann.

1 Zeitstrahl der Steffturbine

Die Walter Reist Holding AG beauftragte als Hersteller der Steffturbine im IV. Quartal 2010 das Institut für Wasserwesen der UniBw München mit der Erfassung und Bewertung der Kenndaten des ersten Steffturbinen-Prototyps. Die Ergebnisse wurden zusammen mit der Grundlagenthe-

orie erstmals durch Malcherek et al [MALCHEREK 2011] veröffentlicht. Demnach ergibt sich als Turbinenmoment das um alle Verluste reduzierte Triebmoment, welches sich aus der Hangabtriebskraft des Wassers multipliziert mit dem Hebelarm R ergibt.

$$M_{turb} = M_{trieb} - M_{loss} = \rho g \epsilon A_s L \sin \alpha R - M_{loss} \quad [1]$$

Die Hangabtriebskraft setzt sich aus der Erdbeschleunigung g , der wirkenden Masse des Wassers auf die Schaufelfläche A_s entlang der Kropfgerinnelänge L mit der Teilfüllung ϵ und dem Sinusanteil der Turbinenneigung α zusammen. Eine schematische Zeichnung der Steffturbine zeigt Abbildung 1.

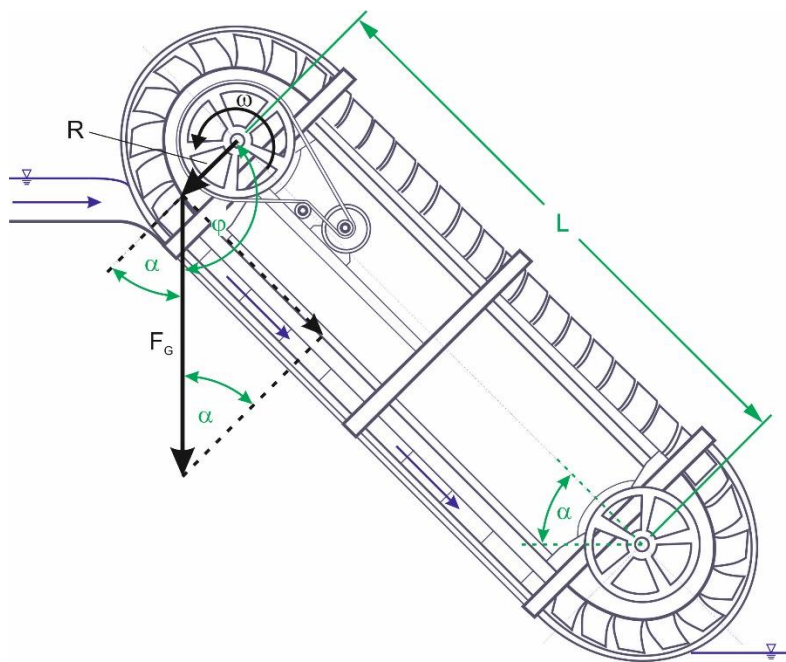


Abb. 1 Schematische Darstellung der Steffturbine. Die Hangabtriebskraft des Wassers treibt entlang der geneigten Ebene die Schaufelkette an.

Die Entwicklung konnte darauf aufbauend sehr schnell vorangetrieben werden, sodass eine deutlich verbesserte 10kW-Version der Turbine am Pilgersteg in der Schweiz im Ablaufkanal eines bestehenden Wasserkraftwerkes installiert werden konnte. Dort erfolgte im Oktober 2011 die erstmalige Stromeinspeisung unter realen Bedingungen. Gleichzeitig begann die Weiterentwicklung an der UniBw München mit intensiver Testphase im Wasserbaulabor ab Mai 2012. Im Fokus standen die experimentellen Untersuchungen zu Leistung und Wirkungsgrad, welche zusammen mit weiteren Elementen der Turbinentheorie durch Baselt et al [BASELT 2013-1] [BASELT 2013-2] veröffentlicht wurden.

2 Experiment und Theorie

2.1 Ermittlung des Teilfüllungsgrades

Unter dem Teilfüllungsgrad versteht man das Verhältnis zwischen dem Wasservolumen im Zwischenraum zweier Schaufeln (Schaufelzelle) und dem maximal nutzbaren Zellenvolumen. Da die geometrischen Abmessungen der Zelle unveränderlich sind und das Wasservolumen als gleichverteilt über der Kropfgerinnbreite angenommen werden kann, ist lediglich der

Wasserstand in der Zelle experimentell zu bestimmen. Dafür erfolgte eine Bohrung in das Kropfgerinne, welche über einen Schlauch mit einem seitlich angeordneten Standzylinder verbunden wurde. Beim Betrieb der Turbine stellte sich im Standzylinder der gleiche Wasserstand wie in der Zelle ein, welcher über einen Ultraschallsensor messtechnisch erfasst wurde. Durch Variation der Turbinenneigung, des Durchflusses und der Drehzahl konnte somit der Teilfüllungsgrad für eine Vielzahl von möglichen Standortfaktoren untersucht werden. Im Ergebnis zeigte sich ein Wertebereich des Teilfüllungsgrades von Null bis Eins. Zusätzlich wurde die Abhängigkeit des Teilfüllungsgrades von den genannten Parametern deutlich (Abbildung 2). Danach fällt dieser erwartungsgemäß sehr rasch ab, je schneller sich die Turbine dreht. Im Gegensatz dazu steigt der Teilfüllungsgrad, je höher der Durchfluss ist. Die Messwerte weisen insgesamt sehr kleine relative Unsicherheiten von ca. 1% auf, welche sich bei kleinen Wasserständen etwas erhöhen, jedoch unter 5% bleiben.

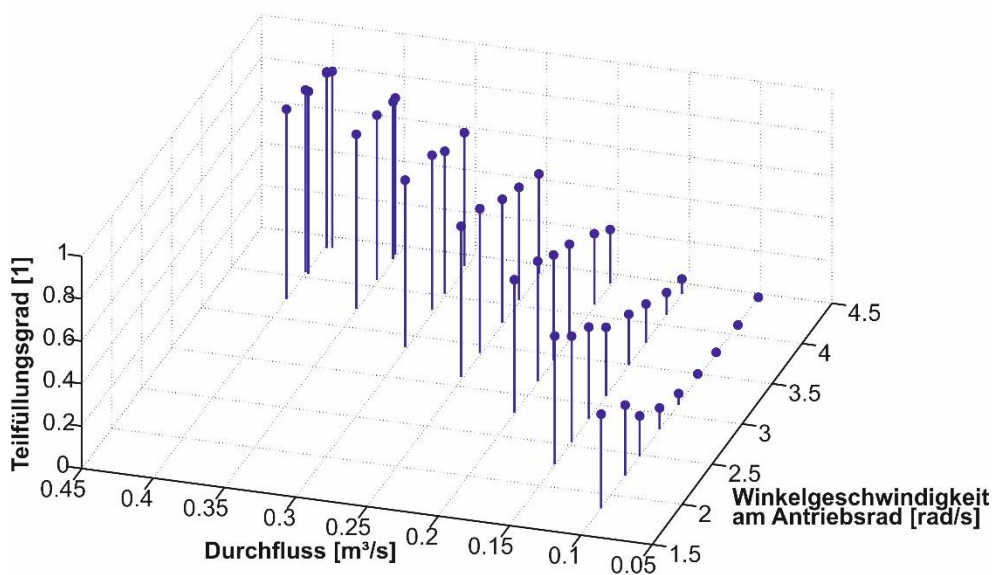


Abb. 2 Der experimentell ermittelte Teilfüllungsgrad (hier für eine Turbinenneigung von 45°) sinkt bei Erhöhung der Drehzahl und steigt mit größer werdendem Durchfluss.

Die Befüllung der Schaufelzellen und somit der Betrag des Teilfüllungsgrades wird wesentlich durch den Durchfluss und die Umlaufgeschwindigkeit der Schaufeln $u = \omega_{rad}R$ beeinflusst. Wären die Schaufelzellen vollgefüllt, die Schaufeldicke vernachlässigbar klein und hätte jeder Schaufelpunkt dieselbe Geschwindigkeit wie das einströmende Wasser, ergibt sich der von der Turbine verarbeitete Volumenstrom

$$Q = A_k \omega_{rad} R \quad [2]$$

aus dem in einer Zeit maximal durchlaufenen Volumen im Kropfgerinne der Querschnittsfläche A_k . Da diese Annahmen nicht vollumfänglich zutreffen, ist der verarbeitete Volumenstrom auf den Teilfüllungsgrad ϵ reduziert.

$$Q = \epsilon A_k \omega_{rad} R \Rightarrow \epsilon = \frac{Q}{A_k \omega_{rad} R} \quad [3]$$

Die tatsächlich durchflossene Querschnittsfläche im Kropfgerinne beträgt dann ϵA_k .

Der theoretische Ansatz kann nun mit den experimentellen Daten verglichen werden, indem ein Korrekturfaktor C_ϵ eingeführt wird, sodass

$$\epsilon_{exp} = C_\epsilon \epsilon_{theo} = C_\epsilon \frac{Q}{A_k \omega_{rad} R} \quad [4]$$

gelten soll. Das Fitting zeigte keine zu berücksichtigende Abhängigkeit des Fitfaktors C_ϵ von der Turbinenneigung, weswegen ein einheitlicher Fitfaktor von $C_\epsilon = 1.04$ bei einer Regressionsgüte von $R^2 = 0.8003$ bestimmt wird. Der Faktor C_ϵ liegt etwas über dem Wert von Eins, was dem Einfluss der Schaufeldicke zuzuschreiben ist. Das vom konstruktiven Schaufelmaterial eingenommene Volumen füllt bereits einen Teil der Zelle aus und reduziert somit das zu füllende Volumen. Für Wasserräder gibt bereits Müller [MÜLLER 1899] in Abhängigkeit der Schaufeldicke einen entsprechenden Vorfaktor an und zeigt dessen Ursprung auf. Im Vergleich zu seinen Angaben

$$C_\epsilon = \begin{array}{ll} 1.04 & \text{Steffturbine mit Stahlschaufeln} \\ 1.03 \dots 1.05 & \text{Wasserrad mit Stahlschaufeln nach MÜLLER} \\ 1.10 \dots 1.15 & \text{Wasserrad mit Holzschaukeln nach MÜLLER} \end{array} \quad [5]$$

ergibt sich für die Steffturbine ein vergleichbarer Wert. Zusätzlich zu Müllers Theorie sind die Werte aber nun durch empirische Daten belegt. Der Teilfüllungsgrad aus Gleichung 3 wird somit erweitert. Da für jede hydraulische Situation aber lediglich eine Vollfüllung der Schaufelzellen erreicht werden kann, muss der Teilfüllungsgrad nach oben über die Minimumsfunktion

$$\epsilon = \min\left(1, C_\epsilon \frac{Q}{A_k \omega_{rad} R}\right) \quad [6]$$

auf einen Wert von Eins begrenzt werden.

Um eine optimale Füllung der Schaufelzellen mit $\epsilon = 1$ zu erreichen, muss die Schaufelgeschwindigkeit u um den Faktor C_ϵ erhöht gegenüber der Strömungsgeschwindigkeit v sein.

$$u_{opt} = \omega_{rad,opt} R = C_\epsilon \frac{Q}{A_k v} \quad [7]$$

Das Turbinenmoment erweitert sich nun um den theoretischen Ansatz für den Teilfüllungsgrad.

$$M_{turb} = \min\left(1, C_\epsilon \frac{Q}{A_k \omega_{rad} R}\right) \rho g A_s L \sin \alpha R - M_{loss} \quad [8]$$

Wird diese Gleichung mit der Winkelgeschwindigkeit multipliziert und durch die hydraulische Leistung $P_{hyd} = \rho g Q h_f$ geteilt, so kann der Turbinenwirkungsgrad zu

$$\eta_{turb} = C_\epsilon \frac{b_s}{b_k} \min\left(\frac{A_k \omega_{rad} R}{C_\epsilon Q}, 1\right) \frac{L \sin \alpha}{h_f} - \frac{M_{loss} \omega_{rad}}{\rho g Q h_f} \quad [9]$$

gefunden werden.

2.2 Ermittlung der mechanischen Verluste

Die mechanischen Verluste einer Wasserkraftturbine im Detail zu untersuchen, ist meist eine sehr komplexe und umfangreiche Aufgabe. Bei Wasserrädern geht man daher oft von einem konstanten mechanischen Verlustmoment im Drehzahlbereich aus oder bestimmt über das berechnete Trägheitsmoment und mittels Auslaufversuche die entsprechenden Verlusteffekte.

Für die Steffturbine sollte eine erweiterte Herangehensweise gewählt werden um detaillierte Aussagen bezüglich des mechanischen Verlustmomentes als Funktion von Drehzahl und Turbinenneigung zu erhalten. Wie bei vergleichbaren Konstruktionen ist der Ausschluss des fließenden Wassers notwendig, damit die rückstellenden Effekte aus mechanischer Reibung isoliert bestimmt werden können. Für die Steffturbine wurde dazu diese vom Generator ent-

koppelt und das untere Antriebsrad mit einem externen Elektromotor angetrieben. Mit Hilfe des damit erfolgten Trockenlaufes konnte das mechanische Verlustmoment in Abhängigkeit der Neigung und der Drehzahl bestimmt werden, indem das vom Motor aufgebrachte Drehmoment messtechnisch erfasst wurde. In Abbildung 3 ist exemplarisch ein Verlauf des mechanischen Verlustmomentes als Funktion der Winkelgeschwindigkeit für eine Turbinenneigung von 30° in Form eines Box-Whisker-Plots dargestellt. In einem gewissen Schwankungsbereich steigen die mechanischen Verlustmomente stetig an und verlaufen nicht konstant gegenüber der Drehzahl. Mit Variation der Turbinenneigung zeigte sich weiterhin, dass die mechanischen Verluste proportional zur dieser sind und damit anwachsen, je steiler die Turbine steht.

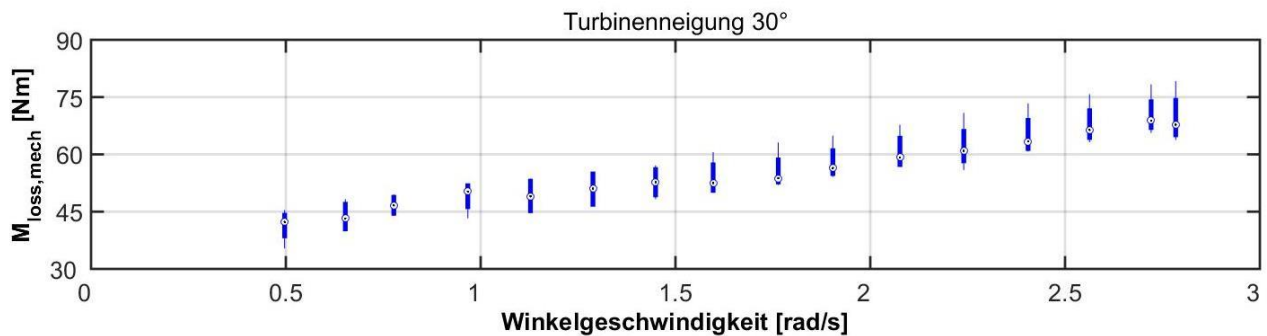


Abb. 3 Darstellung der mechanischen Verlustmomente als Funktion der Winkelgeschwindigkeit

Die experimentellen Untersuchungen zu den mechanischen Verlusten offenbaren damit, dass ein theoretischer Modellansatz zur Beschreibung dieser Verlusteffekte sowohl konstante (Coulom'sche) als auch viskose Anteile beinhalten muss. Die Herausforderung besteht darin entsprechende Verlustquellen an und in der Turbine zu identifizieren und zu quantifizieren.

Zur Wirkung kommen bei der Steffturbine die Verluste aus der

- Rollreibung in den Kugellagern der Kettenrollen,
- Rollreibung in den Wellenkugellagern der Antriebsräder,
- konstante und viskose Anteil der Gleitreibung beim Verdrehen der Kettenglieder und
- Polygoneffekt der Kettenfortschrittsgeschwindigkeit.

Der Bewegung der Kette wirkt eine der Laufrichtung entgegengesetzte Rollreibungskraft in den Kugellagern der Kettenrollen entgegen. Die Rollreibung entsteht, wenn die Kettenglieder sich auf der oberen geraden Kulissenschiene bewegen und die Gewichtskraft der gesamten Kette über die Kettenrollen abgetragen wird. Die aus der Gliederanzahl i_{KG} bestehende Kette hat eine Gewichtskraft von $F_{G,Kette} = i_{KG} m_{KG} g$. Tatsächlich für die Rollreibung zur Wirkung kommt lediglich der Kosinus-Anteil der Gewichtskraft, welcher senkrecht auf die Kulissenschiene wirkt. Die für das Kugellager geltende Rollreibungszahl $\mu_{r,r}$ kann als konstant angenommen werden. Mit Multiplikation der anteiligen Gewichtskraft, der Rollreibungszahl und dem wirkenden Hebelarm R ergibt sich das neigungsabhängige Verlustmoment auf Grund der Rollreibung zu

$$M_{loss, mech} = \mu_{r,r} g i_{KG} m_{KG} R \cos \alpha. \quad [10]$$

Die Rollreibung in den Wellenkugellagern der Antriebsräder ergibt sich zu

$$M_{loss,mech} = \mu_{r,w}(F_{G,Kette} + F_{G,Rad})r_w. \quad [11]$$

Sie ist neigungsunabhängig und wirkt sich unter dem Kugellagerradius r_w als Hebelarm sowohl auf Grund der Gewichtskraft der Kette $F_{G,Kette}$ als auch der Antriebräder $F_{G,Rad}$ selbst aus.

Die aus den Einzelgliedern zusammengesetzte Kette ist über Gleitbuchsen miteinander verbunden. Tritt ein Kettenglied in die Kreisbewegung beim Umlauf um ein Antriebsrad ein, müssen sich zwei Kettenglieder zueinander in den Gleitbuchsen mit dem Radius r_b um einen bestimmten, durch die Turbinengeometrie festgelegten, Winkel verdrehen. Dabei zieht die Kettenzugkraft die Kettenglieder auseinander, wodurch zusammen mit der Gleitreibungszahl μ_g eine Reibungskraft induziert wird. Für die insgesamt vier gleichzeitig stattfindenden Verdrehungen kann ein Verlustmoment von

$$M_{loss,mech} = 4\mu_{g,\omega_{rad}}r_b \arcsin\left(\frac{L_{KG}}{2R}\right) \frac{R}{L_{KG}} g i_{KG} m_{KG} \sin\alpha \quad [12]$$

berechnet werden. Die Gleitreibungszahl ist keine konstante Werkstoffkenngröße, sondern kann sich auf Basis der Werkstoffpaarung, der Oberflächenbeschaffenheit, der Temperatur und der Flächenpressung ändern, aber insbesondere auch von der Gleitgeschwindigkeit beeinflusst sein [WITTEL et al 2013]. Im Fall der Steffturbine wird besonders der Einfluss der Gleitgeschwindigkeit einen starken Einfluss gegenüber den anderen Faktoren haben, weswegen alle Einflüsse so zusammengefasst werden sollen, dass die Gleitreibungszahl als $\mu_{g,\omega_{rad}} = \mu_g + \tilde{\mu}_g \cdot \omega_{rad}$ geschrieben wird. Für die Kettenglieder ist die vorherrschende Materialpaarung Polyamid-Stahl mit $\mu_g = 0,4$ bekannt. Der lineare Koeffizient $\tilde{\mu}_g$ verbleibt als noch zu bestimmender Fitparameter.

Aus der Theorie der Kettenantriebe ist der Polygoneffekt eine bekannte Verlustursache. Er tritt immer dann auf wenn Kettenglieder aus einer geradlinigen Bewegung in eine Rotation übergehen. Durch die Kettengliedlänge L_{KG} und dem Teilungswinkel τ entsteht keine exakte Kreisbewegung. Vielmehr schwankt die aktuelle Kettengeschwindigkeit periodisch zwischen der tangentialen Komponente und dem maximalen Wert.

$$u \cos \frac{\tau}{2} \leq u_{akt} \leq u \quad [13]$$

Entscheidend für den Verlusteffekt ist die Phase der tangentialen Beschleunigung der Kettenglieder beim Überschreiten des Drehwinkels θ . Die Beschleunigung beträgt dort

$$\dot{u} = \frac{du_t(\theta(t))}{dt} = \frac{d(\omega_{rad} R \theta(t))}{d\theta} \frac{d\theta}{dt} = -R \omega_{rad}^2 \sin \theta. \quad [14]$$

Die maximale Beschleunigung tritt dann auf, wenn das Kettenglied gerade beim halben Teilungswinkel $\theta = -\tau/2$ aufgenommen wird. Die Beschleunigung wird dann $\dot{u}_{max} = \frac{L_{KG}}{2} \omega_{rad}^2$. Über den Verlust an kinetischer Energie kann das entstehende mechanische Verlustmoment

$$M_{loss,mech} = m_{KG} R L_{KG} \omega_{rad}^2 \quad [15]$$

berechnet werden.

Im Zusammenwirken der verschiedenen mechanischen Effekte ergibt sich ein Verlustmoment, welches sowohl quadratisch- und linear-viskose als auch Coulomb'sche Effekte aufweist.

$$\begin{aligned}
M_{loss,mech} = & \underbrace{L_{KG} m_{KG} R \omega_{rad}^2}_{\text{quad. visk. Effekte}} + \underbrace{4 \tilde{\mu}_g r_b \arcsin\left(\frac{L_{KG}}{2R}\right) \frac{R}{L_{KG}} g i_{KG} m_{KG} \sin\alpha \omega_{rad}}_{\text{linear viskose Effekte}} \\
& + \underbrace{\left(\mu_{r,r} \cos\alpha + \mu_{r,w} \left(1 + \frac{m_{Rad}}{i_{KG} m_{KG}}\right) \frac{r_w}{R} + 4 \mu_g \arcsin\left(\frac{L_{KG}}{2R}\right) \frac{r_b}{L_{KG}} \sin\alpha\right) R g i_{KG} m_{KG}}_{\text{Coulomb'sche Effekte}}
\end{aligned} \quad [16]$$

Die noch unbekanntenen Beiwerte $\mu_{r,r}$ und $\mu_{r,w}$ sind nach Wittel et al [WITTEL 2013] im Intervall $0,001 \leq \mu_r \leq 0,005$ eingeschränkt und sollten zudem unabhängig der Turbinenneigung sein. Der Betrag von $\tilde{\mu}_g$ sollte zwingend größer Null sein.

Die Theorie zu den mechanischen Verlusten konnte mit den experimentellen Daten verglichen werden (Abbildung 4). Eine Kalibrierung ergab eine bestmögliche Belegung von $\mu_{r,r} = \mu_{r,w} = 0,0025$ und $\tilde{\mu}_g = 0,109$.

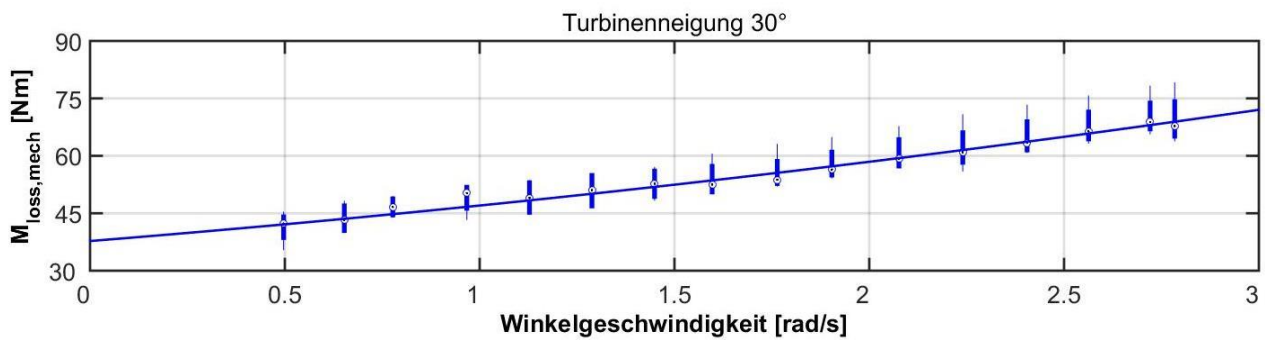


Abb. 4 Vergleich der mechanischen Verluste aus Experiment und theoretischem Ansatz für eine Turbine in 30° Neigung

2.3 Weitere Verluste und finale Gestalt des Wirkungsgrades

Als weitere Verlusteffekte konnten die Kropfgerinnereibung, die Rückschlagverluste, die Wirkung des Auftriebes, die Fallhöhenverluste und die Spaltverluste identifiziert werden. Auf deren Herleitung soll im Weiteren verzichtet werden. Es sei hierzu auf die Dissertationsschrift verwiesen. Als abgeschlossene Theorie ergibt sich die Formulierung des Turbinenwirkungsgrades zu

$$\eta_{turb} = C_\epsilon \eta_a \eta_b \eta_Q \frac{L \sin\alpha}{L \sin\alpha + \Delta h_f} - \frac{\lambda b_k L R^3 \omega_{rad}^3}{8 g Q (L \sin\alpha + \Delta h_f)} - \frac{M_{loss,mech} \omega_{rad}}{\rho g Q (L \sin\alpha + \Delta h_f)} - \frac{Q_{eff}}{Q} \frac{c_s R^2 \omega_{rad}^2}{2 g (L \sin\alpha + \Delta h_f)} \quad [17]$$

Für eine Turbinenneigung von 35° und einen Durchfluss von 300l/s ist ein Verlauf des theoretischen Turbinenwirkungsgrades im Vergleich zu den Experimentdaten in Abbildung 5 exemplarisch dargestellt. Der theoretische Verlauf des Turbinenwirkungsgrades kann den Krümmungsverlauf der experimentellen Daten sehr gut wiedergeben und löst den Bereich um den Maximalwert zudem durch eine runde Scheitelbildung auf.

Die einzelnen Teilverluste können zusätzlich kumulativ dargestellt werden, womit sich Abbildung 6 ergibt. Hierbei wird deutlich, welchen Einfluss die jeweiligen Verlusteffekte auf den Turbinenwirkungsgrad haben. Sowohl die Wirkungen des Auftriebes als auch die der seitlichen Spaltverluste haben nur einen sehr geringen Einfluss auf den Wirkungsgrad. Im sehr niedrigen Drehzahlbereich dominiert der Spritzwasserverlust, da das ankommende Wasser nicht mehr aufgenommen und abgeführt werden kann. Die mechanischen und strömungsdynamischen Verluste haben durch ihre quadratischen und kubischen Drehzahlabhängigkeiten einen

entscheidenden Einfluss auf den Wirkungsgrad. Sie wirken sich zwar im dargestellten Beispiel in etwa gleich aus, deren Verhältnis steht allerdings in Abhängigkeit von Turbinenneigung und Durchfluss.

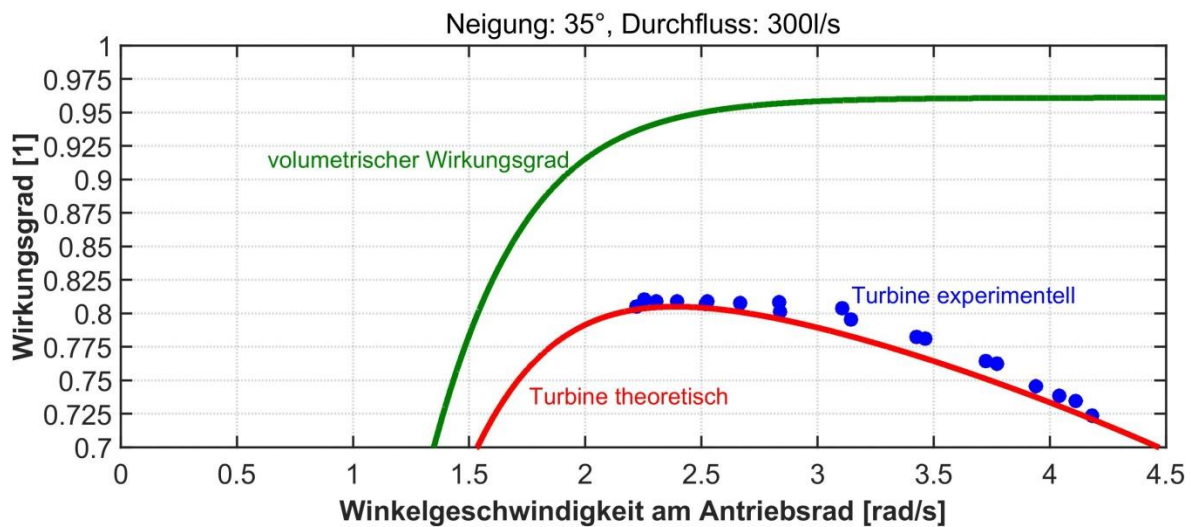


Abb. 5 Vergleich der Turbinentheorie mit den experimentellen Werte für eine Anlage in $\alpha = 35^\circ$ Neigung und bei einem Durchfluss von $Q = 300$ l/s

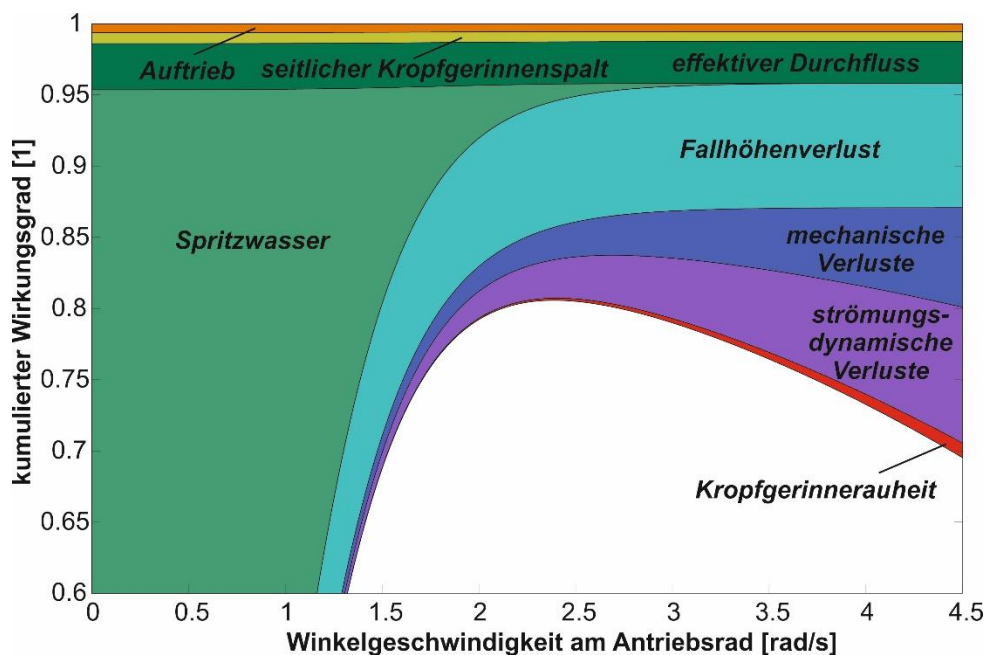


Abb. 6 Kumulierte Darstellung des Wirkungsgradverlustes ($\alpha = 35^\circ$, $Q = 300$ l/s)

2.4 Güte des theoretischen Modells

Für die Konfigurationen aus Turbinenneigung und Durchfluss kann nun der Zusammenhang zwischen Experimentdaten und theoretischem Modell untersucht werden. Dazu bietet sich zunächst die Berechnung des Korrelationskoeffizienten zwischen den entsprechenden Wirkungsgraden als Funktion der Winkelgeschwindigkeit an.

Es ergeben sich Korrelationswerte im Bereich von $0,7416 \leq |r| \leq 0,9987$. Insgesamt liegen 96% der Werte im starken ($0,8 \leq |r| \leq 1,0$) und 4% im mittleren ($0,5 \leq |r| < 0,8$) Korrelationsbereich. Es scheint demnach einen sehr hohen Zusammenhang in den Schwankungen

der Funktionen zu geben. Wird noch zusätzlich die Standardabweichung zwischen Experiment und Theorie berechnet, wird die sehr gute Modellgüte bestätigt. Demnach liegen 65% der Werte für die Standardabweichung unter 0,02, weitere 33% unter 0,04 und die restlichen 2% noch unter 0,05.

3 Die Erkenntnisse gewinnbringend einsetzen

Neben den Experimenten zu Leistung und Wirkungsgrad konnte mit den Messungen des Teilfüllungsgrades und den mechanischen Verlusten die Steffturbine umfassend im Labor untersucht werden. Auf deren Basis wurde ein detailliertes theoretisches Modell erstellt und mit den Labordaten verglichen. Die Berechnung der Korrelation und der Standardabweichung konnte zeigen, dass die Theorie die experimentellen Daten mit sehr guter Übereinstimmung wiedergeben kann.

Der praktische Nutzen der Turbinentheorie ist vielschichtig. Zunächst ist für den Hersteller interessant welche geometrischen Parameter einen wesentlichen Einfluss auf die Turbinenleistung haben. Der Hersteller kann seinen Fertigungsprozess gegebenenfalls derart optimieren, dass Fertigungstoleranzen noch geringer ausfallen und so eine Leistungssteigerung möglich wird. Für den Betreiber einer Kleinwasserkraftanlage mit Steffturbine wird besonders die Auswirkung der hydrologischen Ausgangsdaten von Nutzen sein. Mit Hilfe der Turbinentheorie kann direkt eine Leistungsveränderung quantifiziert werden, sollten sich beispielsweise Durchfluss und Fallhöhe ändern. Ganz allgemein kann mit Hilfe der Theorie die Leistungsfähigkeit der Turbine für einen potentiellen Standort im Vorfeld exakt berechnet werden, ohne dass zusätzliche experimentelle Untersuchungen notwendig wären. Dies ermöglicht auch die Vergleichbarkeit mit anderen Turbinenkonstruktionen. Mit Implementierung der Theorie in ein Simulationsprogramm ist die Beobachtung von Wechselwirkungen mit dem Generator und dem Stromnetz möglich. Hiermit kann untersucht werden, wie sich die Turbine bei Lastabwurf oder Nachfrageänderungen verhält.

Literatur

- Baselt, I. (2016). „Die Steffturbine – experimentelle und theoretische Untersuchungen zu einer Kleinwasserkraftanlage mit Bindegliedfunktion zwischen ober- und unterschlächtiger Wirkungsweise“, Dissertation, Universität der Bundeswehr München.
- Malcherek, A.; Kulisch, H.; Maerker, C. (2011). Die Steffturbine - eine auf einem Umlaufband beruhende Kleinwasserkraftanlage, *WasserWirtschaft*, 101.(10), 30–33.
- Baselt, I.; Malcherek, A. (2013). Die 10-kW-Steffturbine: Einfluss der Schaufelprofilierung auf das Verlustmoment und den Turbinenwirkungsgrad, *Wasserkraft & Energie*, 19(2), 2–13.
- Baselt, I.; Malcherek, A. (2013). Steffturbine - A micro hydro turbine based on conveyor belt technology, *The International Journal on Hydropower & Dams, Proceedings AFRICA 2013*.
- Müller, Wilhelm (1899). Die Eisernen Wasserräder: Die Schaufelräder. Veit, Leipzig, 1899.
- Wittel, H.; Muhs, D.; , D.; Voßiek, J. (2013). *Roloff/-Matek Maschinenelemente: Normung, Berechnung, Gestaltung*. Springer Vieweg, Wiesbaden, 2013.

Anschrift der Verfasser

Dipl.-Ing. Ivo Baselt
Fachschule des Heeres für Bautechnik
Manchingerstraße 1, 85053 Ingolstadt
ivobaselt@web.de