

Entwicklung und Leistungsbestimmung einer 2,2 kW Tesla Turbine

Roberto Lisker*, Udo Hellwig, Franz Xaver Wildenauer

Zusammenfassung

Im Folgenden wird die Entwicklung und Evaluation eines 2,2 kW Tesla Turbinen Prototyps beschrieben. Ausgehend von der konstruktiven Verbesserung der Ein- und Auslassströmung – mit dem Ziel der Steigerung des isentropen Wirkungsgrades – wurde ein Turbinenprototyp gefertigt und auf einem Turbinenversuchsstand erprobt. Hierbei wurde untersucht, ob eine Wirkungsgradsteigerung mit einem Profileinsatz möglich ist. Die gewonnenen Ergebnisse lagen im Erwartungsbereich und zeigten, dass der Profileinsatz zu einer Wirkungsgradsteigerung bei beiträgt.

Abstract

This article deals with the development and evaluation of a 2.2 kW Tesla Turbine prototype. Based on design improvements of the in- and outflow of the turbine, with the goal of increasing the isentropic efficiency, a Tesla Turbine Prototype has been built and tested in a turbine test rack. It was investigated whether a profiled shaft inset can increase the isentropic efficiency of the turbine. The results were achieved and demonstrated that a profiled shaft can increase the efficiency of the turbine.

1. EINLEITUNG

Im Jahr 1911 meldete der Ingenieur Nikola Tesla eine neuartige Turbine, die auf den Prinzipien der Adhäsion und Viskosität basiert, zum Patent an (Tesla 1911). Diese besteht aus mehreren planparallelen, koaxial auf einer Welle angeordneten Scheiben, die im Rotationszentrum einen Auslass besitzen. Das Arbeitsmedium strömt – mit hoher thermischer und kinetischer Energie – vom äußeren Radius in den Spalt zwischen den Scheiben und bewegt sich auf einer annähernd spiralförmigen Bahn zum Auslass hin. Wegen des geringen Abstandes der Scheiben zueinander kommt es zur Ausbildung einer Grenzschichtströmung, in der hohe Scherkräfte entstehen und eine Rotationsbewegung der Scheiben erzeugen. Der Betrag der Scherkraft F_S ist abhängig von dem Geschwindigkeitsgradienten $\partial w/\partial z$ und der Viskosität des Arbeitsmediums (vgl. Gl. 1).

$$\text{Gl. 1) } F_S = \eta \frac{\partial w}{\partial z} A$$

Wobei A die Scheibenfläche, w die tangentielle Geschwindigkeit und z den Abstand zur Scheibe darstellt. Das so erzeugte Drehmoment kann nun zum Betreiben eines Generators verwendet werden.

Die erste Tesla Turbine war 1911 Teil einer Versuchsanlage der Edison-Elektrizitätswerke in Waterside Station New York. Die Turbine bestand aus 25 Scheiben mit einem Durchmesser von 0,45 m und lieferte eine Wellenleistung von 149 kW. Der isentrope Wirkungsgrad wurde mit 46,6 % angegeben (Anonymus 1911). In den 60er Jahren des 20. Jahrhunderts erfolgte eine erste wissenschaftliche Auseinandersetzung mit der Turbine. Hierbei waren besonders die Einflussfaktoren auf die Leistungserzeugung von Interesse. Rice untersuchte den Einfluss der Scheibenanzahl und der Spaltbreite auf die Leistung (Rice 1965). Nendl hingegen setzte sich mit der theoretischen Betrachtung des Geschwindigkeitsfeldes, des Strömungsregimes und der Kraftübertragung in einem Spalt auseinander (Nendl 1966). Seit 2008 ist die Tesla Turbine Gegenstand der Forschung an der Technischen

Hochschule Wildau. Erste Arbeiten beschäftigten sich mit der numerischen Simulation des Geschwindigkeitsfeldes, mit dem Ziel, den Drall am Turbinenauslass zu minimieren (Lisker 2009, Meller 2013). Parallel zur Simulation und analytischen Betrachtung wurden erste Prototypen unter fertigungsoptimierenden und kostenreduzierenden Aspekten entworfen (Pannasch 2011, Holz 2014).

Ziel der genannten Aktivitäten ist die Entwicklung einer kostengünstigen Turbine für den Einsatz in Organic-Rankine-Kreisläufen (ORC), wie z. B. in Nachverstromungseinheiten von Biogasanlagen. Unter Nachverstromung versteht man die Nutzung von Abwärme aus industriellen Prozessen zur Stromerzeugung. Aufgrund des geringen Temperaturniveaus der Wärmequellen eignen sich nur niedrig siedende, organische Medien zum Betrieb eines energetischen Prozesses. Derzeit auf dem Markt erhältliche Nachverstromungseinheiten im unteren Leistungsbereich (1–50 kW) haben spezifische Investitionskosten von 5.000–8.000 € pro kW (Quoilin

* korrespondierender Autor

et al. 2013). Diese werden maßgeblich durch die eingesetzte Turbine beeinflusst. Üblich im ORC sind umgebaute Schrauben- und Turbokompressoren aus der Kältetechnik, welche aufgrund ihrer komplexen Geometrie teuer in der Fertigung und Optimierung sind. Der innovative Ansatz der Forschungsarbeit in Wildau ist: der Einsatz einer Tesla Turbine anstelle von heute gängigen ORC-Turbinen. Diese lässt sich aufgrund ihrer Simplität einfach und kostengünstig fertigen und über den Scheibenabstand individuell an das Arbeitsmedium anpassen. Da die erzeugte Leistung der Tesla Turbine maßgeblich von der Viskosität des Arbeitsmediums abhängt, eignen sich organische Fluide wie z.B. Ethanol im niedrigen Temperaturbereich besser als Wasser. Literaturrecherchen diesbezüglich ergaben, dass der Ansatz, eine Tesla-Turbine mit einem organischen Fluid zu betreiben, bislang einmalig ist. Um das Ziel zu erreichen, fehlten allerdings Erfahrungen in der Auslegung und dem Betrieb einer Tesla-Turbine. Diese sollen an einem ersten Prototyp, der mit Wasserdampf betrieben wird, gesammelt werden.

2. ENTWICKLUNG UND TEST EINER 2,2 KW TESLA TURBINE

Für die Entwicklung eines Turbinen-Prototyps ist der isentrope Wirkungsgrad entscheidend. Er gibt Aufschluss über die erreichbare Leistung bezogen auf die Ein- und Ausgangsparameter. In der Literatur wurden stark divergierende Wirkungsgrade gefunden. So ermittelte Armstrong mit Wasserdampf einen isentropen Wirkungsgrad von 4 % (Armstrong 1952), während Rice einen von 46 % erzielte (Rice 1965). Er konkludierte aus seinen Messungen einen maximalen Wirkungsgrad von 65 % (Rice 1991). Aufgrund der breiten Streuung der in der Literatur hinterlegten Wirkungsgrade wurde beschlossen, eigene Versuche durchzuführen, um validierte Aussagen zu tätigen.

2.1 KONSTRUKTION DES TESLA TURBINENPROTOTYPS

Die Konstruktion des Prototyps geschah – mit Ausblick auf eine spätere Serienfertigung – unter zwei Prämissen: zum einen die Maximierung des

Turbinenwirkungsgrades und zum anderen eine hinsichtlich der Fertigung günstige Gestaltung. Mithilfe eigener numerischer Simulationen und von Ergebnissen aus der Literaturrecherche wurden Optimierungsansätze abgeleitet, die im Folgenden erläutert werden.

Düse und Massenstromverteilung

Die Düse hat einen erheblichen Einfluss auf die Leistung und Effizienz der Turbine. Sie bestimmt die Eintrittsgeschwindigkeit und Verteilung des Arbeitsmediums über die Rotorbreite. Dabei muss auf eine Gleichverteilung des Medienstromes geachtet werden, um die Entstehung von Schwingungen – verursacht durch Druckschwankungen im Medienstrom – zu vermeiden. Armstrong kam 1952 zu der Erkenntnis, dass ein rechteckiger Querschnitt vorteilhaft ist, da er das Arbeitsmedium über die Breite des Rotors gleichmäßig verteilt (Armstrong 1952). Ausgehend von dieser Überlegung wurde eine Düse mit rechteckigem Querschnitt konstruiert, die das Arbeitsmedium auf eine Geschwindigkeit von 200 m s^{-1} beschleunigen soll. Der Spalt zwischen Rotor, Düse und Gehäuse stellt sich als weitere konstruktive Herausforderung dar. Das Arbeitsmedium muss nach Verlassen der Düse in die entsprechenden Spalte geführt werden. Aufgrund des Abstandes zwischen Rotor, Düse und Gehäuse verliert dieses jedoch kinetische Energie durch Reibung. Um diese Verluste zu minimieren, wurde der Spalt zwischen Düse, Rotor und Gehäuse eng gestaltet, damit das Arbeitsfluid möglichst schnell in den Spalt gelangt.

Ein weiterer, signifikanter Verlustfaktor ist die Interaktion zwischen den beiden äußeren Scheiben des Rotors und der Gehäusewand. Der Fluidstrom gibt in diesem Spalt kinetische Energie an die Gehäusewand ab, die nicht mehr zur Drehmomenterzeugung beiträgt. Daher ist es notwendig, den Medienstrom durch diesen Spalt zu begrenzen. Hierzu wurden die beiden Randscheiben größer gestaltet als die inneren. Sie umschließen die Düse und verringern den Arbeitsmedienstrom in die äußeren Spalte. Ein zusätzlicher Vorteil dieser Gestaltung ist, dass das Medium gleichmäßiger über die Breite des Rotors verteilt wird, da es durch die Randscheiben begrenzt und geführt wird.

Die Verteilung des Arbeitsmediums

wird durch zwei Düsen gewährleistet. Obwohl Rice berichtet, dass die Anzahl der Düsen keinen Einfluss auf die Effizienz der Turbine hat (Rice 1965), wurde eine zweite Düse installiert. Das ermöglicht die Versuchsdurchführungen im Teillastbereich und führt zu einer besseren Kontrolle des zugeführten Massenstroms.

Gestaltung der Auslassströmung

Aufgrund der Impulserhaltung beschleunigt das Arbeitsmedium auf dem Weg zum Auslass und gibt Energie an die Scheiben ab. Dabei steigt das spezifische Volumen des Arbeitsmediums. Da die Querschnittsfläche mit kleiner werdendem Radius schrumpft, aber konträr mehr Volumen gefördert werden muss, führt dies zu einem Anstieg der tangentialen und radialen Geschwindigkeit des Arbeitsmediums. Um die maximale Leistung zu erreichen, muss die tangentielle Geschwindigkeitskomponente jedoch am Auslass abgebaut werden. Dieses wird mit der Verwendung von sechs strömungsgünstigen Profilen im Auslassbereich erreicht. Diese lenken die tangentielle Geschwindigkeitskomponente in entgegengesetzte Richtung und ermöglichen ein radiales Ausströmen aus dem Spalt (Abb. 1, rechts). Nach der Entspannung im Spalt verlässt das Arbeitsfluid die Turbine über eine mit dem Rotor verbundene Hohlwelle. Durch die Rotation wird über die Hohlwelle erneut eine verlustige, tangentielle Komponente auf das Arbeitsmedium gegeben und ein Wirbel entsteht im Rotationszentrum (Abb. 1, links). Um das zu unterbinden, wurde in die Welle ein Profileinsatz montiert, der diese zurückstellt und somit den Wirkungsgrad erhöht.

Turbinen-Prototyp

Die Skalierung der Turbine für den angestrebten Leistungsbereich von 1–50 kW wurde mittels einer Normzahlenreihe umgesetzt. Normzahlen geben ein definiertes, geometrisches Verhältnis an, mit welchem eine günstige Stufung der Turbine erfolgt. Viele für die Skalierung notwendige Komponenten (z. B. Dichtungen, Lager und Schrauben) werden ebenfalls nach Normzahlenreihen gefertigt. Hierdurch ist sichergestellt, dass für die geplante Serienproduktion ge-

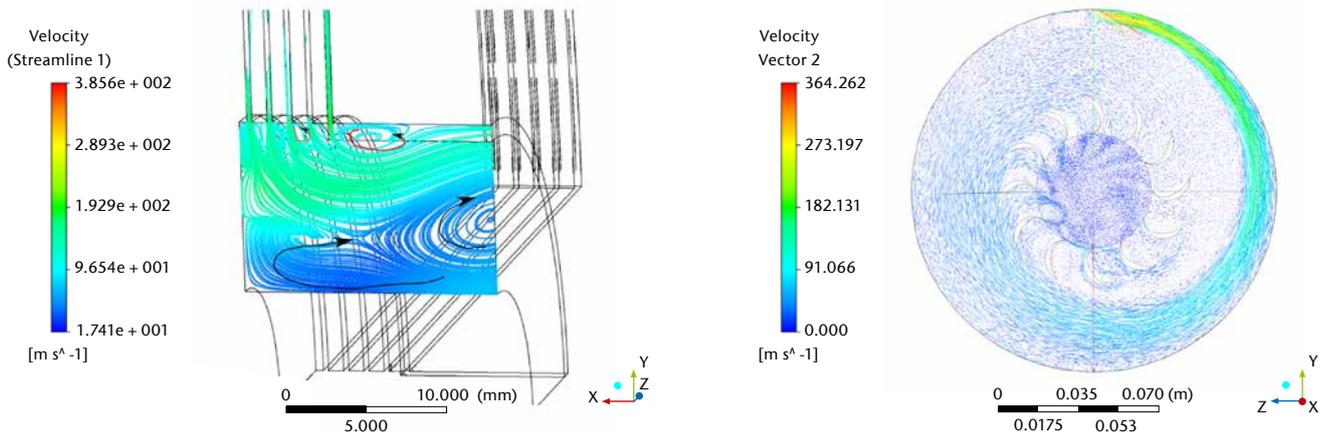


Abb. 1) links: Stromlinienverlauf des Arbeitsmediums am Turbinenausritt. Es sind Verwirbelungen zu erkennen, welche den Wirkungsgrad der Turbine mindern (Lisker 2009). Rechts: Vektorplot des Geschwindigkeitsfeldes mit strömungsgünstigen Profilen (Meller 2013).

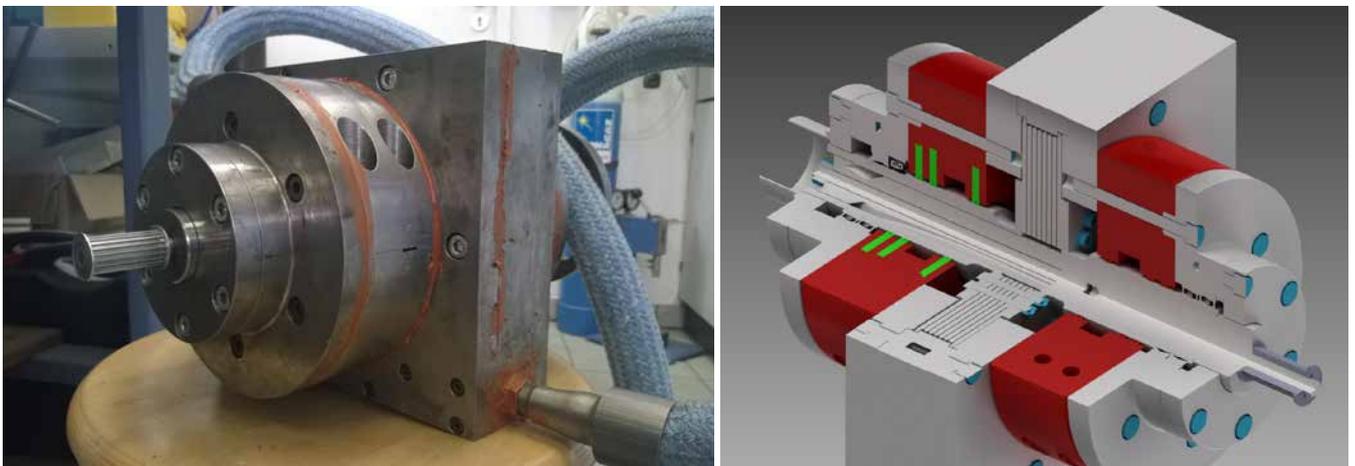


Abb. 2) oben links: 2,2-kW-Tesla-Turbinen-Prototyp mit montierten Dampfleitungen. Oben rechts: Viertelschnitt durch ein 3D-Modell der 2,2-kW-Tesla-Turbine. Rot dargestellt die Kohleschwimringdichtung und grün die Kohleschwimringe.

eignete und kostengünstige Komponenten zur Verfügung stehen. Für die Skalierung der Tesla-Turbine wurde die Normzahlreihe 40 mit der Stufe 7 gewählt. Daraus resultieren Turbinen mit der Leistung 1; 2,2; 15; 25 und 50 kW (Holz 2014). Die konstruktive Auslegung erfolgte über ein geschriebenes Programm, das anhand der thermodynamischen Eingangsparameter (Arbeitsmedium, Temperatur, Druck) die Scheibenzahl, Spaltbreite und den Durchmesser des Rotors ermittelte.

Die Wahl eines ersten Prototyps für die notwendigen Untersuchungen fiel auf die 2,2 kW Turbine, da diese von den geometrischen Abmaßen und vom Gewicht gut zu handhaben ist. Der Rotor besteht aus 8 Scheiben mit einem Durchmesser von 175 mm und einem Scheibenabstand von 0,5

mm. Die Auslegung erfolgte für das Arbeitsmedium Wasserdampf mit einem Druck von 1 MPa bei 320 °C und einem Massenstrom von 0,016 kg s⁻¹. Nach der Entspannung in der Turbine auf Umgebungsdruck, soll das Arbeitsmedium noch eine Temperatur von 125 °C besitzen. Die Drehzahl des Rotors wurde mit 21855 U min⁻¹ bestimmt und stellte hohe Anforderungen an die Lager und Dichtungen. Aufgrund der hohen Gleitgeschwindigkeit zwischen Welle und Dichtung sind nur Kohleschwimringdichtungen in der Lage, eine ausreichende Dichtheit zu gewährleisten. Die nachfolgenden Abbildungen zeigen den fertigen Turbinenprototypen und einen Schnitt durch das dreidimensionale Modell.

3. TURBINENVERSUCHSSTAND

Die Leistungsmessung der Turbine erfolgte an einem Turbinenversuchsstand im Technikum für regenerative Energietechnik an der Technischen Hochschule Wildau. Der Turbinenversuchsstand entspricht dem Clausius-Rankine-Wasser-Dampf-Kreislauf, bestehend aus einem Dampferzeuger, einem Überhitzer, der Turbine und dem Kondensator. Das Wasser wird durch die im Verdampfer integrierte Speisewasserpumpe auf 1 MPa verdichtet, bei 180 °C verdampft und anschließend mit dem Strömungsüberhitzer auf die Versuchstemperatur überhitzt. Durch eine Modulation des Überhitzers kann die Dampftemperatur zwischen 180 und 350 °C stufenlos eingestellt werden. Nach der Entspannung des Dampfes in der Turbine

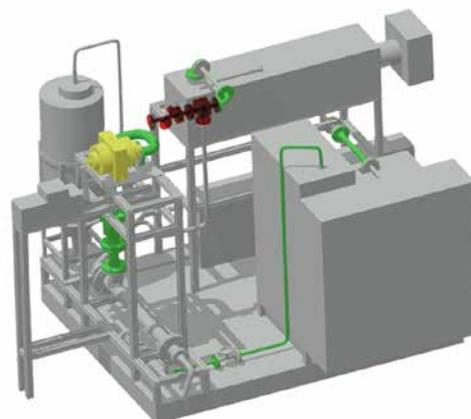


Abb. 3) Turbinenversuchsstand im Technikum für regenerative Energietechnik. Links: Realer Versuchsstand mit dem Tesla-Turbinen-Prototyp. Rechts: 3D-Modell des Versuchsstandes.

gelangt der entspannte Dampf in den Kondensator, wo dieser kondensiert. Das entstandene Kondensat wird im Anschluss über einen Kondensatheber in den Vorlagentank des Verdampfers rückgeführt. In dem aktuellen Aufbau wird ein Siemens-1FT5074-Drehstrom-Servomotor mit Inkrementalgeber ROD320 als Generator verwendet, dessen erzeugter Strom in mehreren parallel geschalteten Ohm'schen Widerständen verbraucht wird. Zur Ermittlung der thermodynamischen Zustände des Arbeitsmediums werden im Dampfkreislauf an mehreren Stellen Druck, Temperatur und Massenstrom gemessen. Die Messung der Temperatur und des Druckes erfolgt vor und nach der Turbine, um Aussagen zum Enthalpieabbau über den Turbinenkörper und damit die Leistung zu tätigen. Der Massenstrom des Dampfes wird mittels eines Vortex-Strömungssensor hinter dem Verdampfer bestimmt.

4. VERSUCHSDURCHFÜHRUNG/ ERGEBNISSE

Die Ziele der Versuchsdurchführung sind die Ermittlung der Turbinenleistung und des isentropen Wirkungsgrades sowie die Auswirkung des Profileinsatzes auf die Leistungsgenerierung. Dazu wurden mehrere Versuche unter der systematischen Variation der Eingangsparameter Druck und Massenstrom durchgeführt. Untersuchungen mit Variation der Eingangstemperatur konnten nicht durchgeführt werden, da der Überhitzer zum Zeitpunkt der Versuchsdurchführung

nicht einsatzbereit war. Aus diesem Grund konnten die Messungen nur mit Sattedampf erfolgen. Das bedeutet, dass der Auslegungspunkt nicht erreicht wird und somit die vollständige Turbinenleistung nicht abgerufen wird. Vor der Versuchsdurchführung wurde der Versuchsdruck am Verdampfer eingestellt und das System auf Betriebstemperatur gebracht. Anschließend wurde die Turbine in Betrieb genommen. Erst nachdem der statische Betriebszustand erreicht und die Eingangsparameter nicht mehr variierten, wurden die entsprechenden Messungen durchgeführt. Insgesamt wurden 24 Messungen unter der Variation von Eingangsdruck und Massenstrom getätigt. Während der Versuchsdurchführung zeigte sich, dass die angestrebte Drehzahl von 21855 U min⁻¹ nicht erreicht wird. Dies bedeutet, dass der Profileinsatz und die Profile nicht optimal wirken und dass mit einer geminderten Effizienz gerechnet werden muss. Die Ergebnisse aus den Versuchen sind in den folgenden Abbildungen dargestellt. Abbildung 4 zeigt die erreichte Leistung in Abhängigkeit vom Eingangsdruck und Enthalpieabbau. Es zeigt sich, dass die Leistung bei Verwendung eines Profileinsatzes zunimmt. Dieses ist insbesondere bei hohem Einlassdrücken erkennbar. Die Leistungssteigerung beträgt hier bis zu 200 W.

Weiterhin ist erkennbar, dass mit der Steigerung des Einlassdruckes die generierte Leistung zunimmt. Die Ursache hierfür liegt in der Dichte des Arbeitsmediums. Der Massenstrom ist

über die Dichte mit dem Druck gekoppelt und bei höherem Drücken können höhere Massenströme realisiert werden, die in einer Leistungszunahme resultiert. Die generierte Leistung P einer Turbine ist in Gl. 2 dargestellt. Sie ist das Produkt aus Massenstrom und Enthalpieabbau Δh .

$$\text{Gl. 2) } P = \dot{m} \Delta h$$

Abbildung 5 zeigt dies in Abhängigkeit vom Massenstrom. Auch hier ist zu erkennen, dass trotz leicht erhöhter Massenströme die erzielten Leistungen mit dem Profileinsatz höher sind. Es wird jedoch darauf verwiesen werden, dass die vollständige Leistung der Turbine nicht realisierbar war, da der Auslegungsmassenstrom von 0,016 kg s⁻¹ nicht erreicht wurde.

Der isentrope Turbinenwirkungsgrad ist das Maß, wie effizient eine Turbine die angebotene Energie umsetzt. Er ist das Verhältnis von gewandelter Energie zur idealen Energieumsetzung. In diesem Fall sind es die spezifischen Enthalpiedifferenzen des Arbeitsmediums vor und nach der Turbine, welche für die Bestimmung genutzt werden (vgl. Gl. 3).

$$\text{Gl. 3) } \eta_{isen} = \frac{h_{T_{in}} - h_{T_{out}}}{h_{T_{in}} - h_{T_{outideal}}}$$

Wobei $h_{T_{in}}$ die spezifische Enthalpie am Turbineneinlass, $h_{T_{out}}$ die über Druck und Temperatur ermittelte und $h_{T_{outideal}}$ die ideale spezifische Enthalpie am Auslass der Turbine repräsentieren.

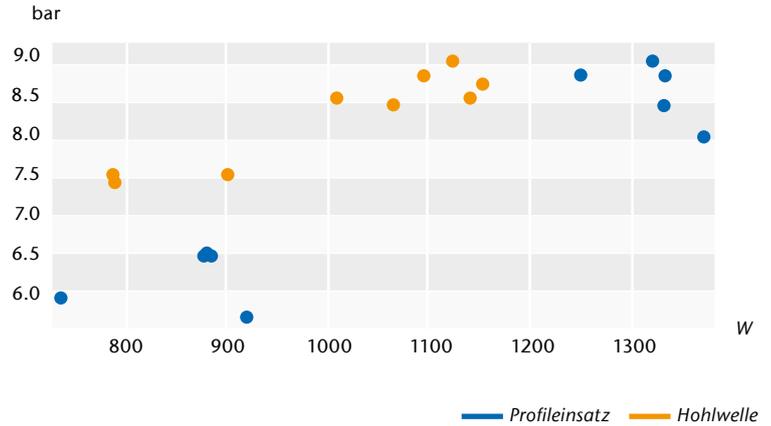
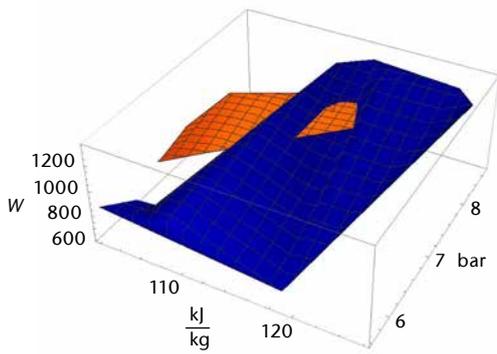


Abb. 4) Turbinenleistung in Abhängigkeit vom Eingangsdruck.

Nach dieser Methode wurde für die Tesla-Turbine ein isentroper Wirkungsgrad von 0,38 mit und Profileinsatz und 0,3 für die Hohlwelle ermittelt.

5. DISKUSSION

Obwohl die Messungen im Sattdampf-bereich durchgeführt wurden und der eigentliche Betriebspunkt (320°C, 1 MPa, 0,016 kg s⁻¹) nicht erreicht wurde, zeigte sich eine zufriedenstellende Übereinstimmung mit den angenommenen Konstruktionsparametern. Die bisher bestimmten Teillastwerte lassen unter der Voraussetzung einer linearen Leistungsentwicklung – wie sie aus Abbildung 4 und 5 ersichtlich ist – den Schluss zu, dass die Turbine die angestrebte Nennleistung von 2,2 kW am Auslegungspunkt erreichen wird. Weiterhin zeigte sich, dass der Profileinsatz einen höheren Enthalpieab-

bau ermöglicht und damit die Leistung und Effizienz der Turbine erhöht. Hier ist zu betonen, dass der Profileinsatz für eine weitaus höhere Nenndrehzahl ausgelegt wurde, als in den Versuchen erreicht wurde. Das bedeutet, es kommt weiterhin zur Wirbelbildung am Auslass. Ein Grund für die dennoch erfolgte Leistungssteigerung ist aus Abbildung 1, links ersichtlich. Im Rotationszentrum bildet sich ein Wirbel, der weit in den Turbinenkörper hineingeht. Durch das Montieren eines Einsatzes wird der Querschnitt des Auslasses verringert und die Erzeugung dieses Wirbels unterbunden. Ein weiterer Einflussfaktor auf die Drehzahl ist der Düsenverlust, der durch die Düsengeometrie verursacht wird. Diese ist für den Betrieb Wasserdampf bei 320°C und 10 bar ausgelegt. Eine Abweichung davon hat aufgrund einer geänderten Dichte des

Arbeitsmediums eine geringere Eintrittsgeschwindigkeit zur Folge, woraus eine geringere Drehzahl resultiert. Bezogen auf den erreichten isentropen Wirkungsgrad der Turbine ist anzumerken, dass dieser an die Ergebnisse von Rice herankommt (Rice 1965). Das lässt einen optimistischen Blick in die weiterführende Entwicklung dieses Turbinentyps zu.

6. AUSBLICK

Die ersten Versuche erfolgten mit einem zufriedenstellenden Ergebnis, auf denen weitere Untersuchungen folgen werden, um diesen Turbinentyp in ein Serienprodukt zu überführen. Die nächsten unmittelbaren Schritte sind neben der Drehzahlsteigerung auch der Betrieb der Turbine mit überhitztem Wasserdampf, um Messungen am Auslegungspunkt durchzuführen.

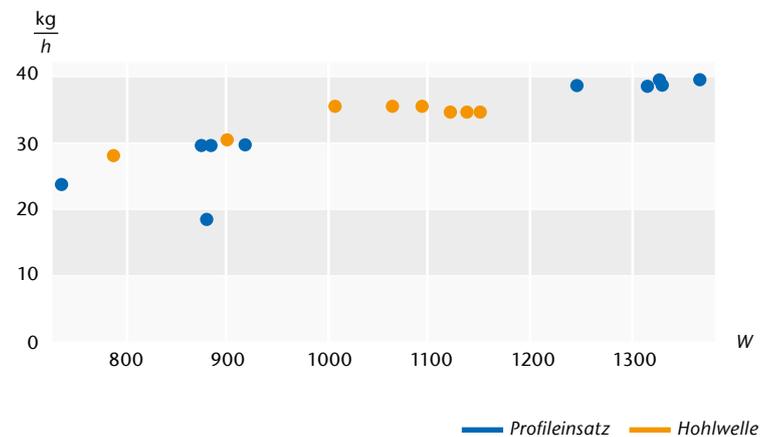
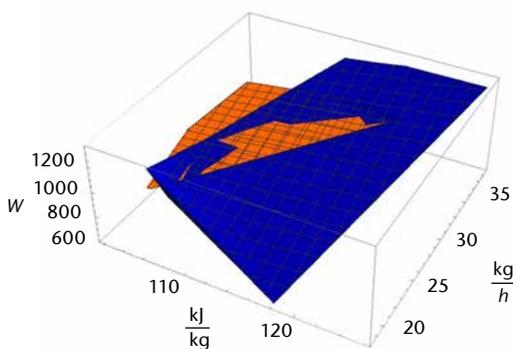


Abb. 5) Turbinenleistung in Abhängigkeit des Massenstroms.

Wenn die Untersuchungen mit Wasserdampf abgeschlossen sind, sollen die Versuche – nach einer Anpassung der Turbine – mit n-Hexan als organisches Arbeitsmedium wiederholt werden, um das eigentliche Ziel – die Entwicklung einer Turbine für ORC-Prozesse – zu erreichen. Für diese Versuche sind Modifikationen am Versuchsstand und der Turbine notwendig, da neben den geänderten Massen und Wärmeströmen auch Sicherheitsauflagen bezüglich Explosionsgefahr, Entflammbarkeit und Umweltverträglichkeit umgesetzt werden müssen.

LITERATUR

Anonymus (1911) The Tesla Steam Turbine. The Rotary Heat Motor Reduced to Its Simplest Terms. *Sci Am* 14(105):296–297

Armstrong JH (1952) An investigation of the performance of a modified Tesla Turbine. Master Thesis, Georgia Institute of Technology

Holz C (2014) Ansätze zur serientechnischen Auslegung von Tesla-Turbinen. Bachelorarbeit, Technische Hochschule Wildau

Lisker R (2009) Numerische Strömungsuntersuchungen an einer Tesla Turbine. Diplomarbeit, Technische Hochschule Wildau

Meller R (2013) Strömungstechnische Untersuchung der Eintritts- und Austrittsströmung an einer Scheibenturbine. Bachelorarbeit, Technische Hochschule Wildau

Nendl D (1966) Eine theoretische Betrachtung der Reibungsturbomaschinen von Nikola Tesla. Dissertation, RWTH Aachen

Pannasch T (2011) Auslegung und Entwurf einer Teslaturbine einschließlich einer Leistungsmesseinrichtung. Diplomarbeit, Technische Hochschule Wildau

Quoilin S, Van Den Broek M, Declaye S, Dewallef P, Lemort V (2013) Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems. *Renew Sustain Energy Rev* 22:168–186. doi: 10.1016/j.rser.2013.01.028

Rice W (1965) An Analytical and Experimental Investigation of Multiple-Disk Turbines. *J Eng Gas Turbines Power* 87(1):29. doi: 10.1115/1.3678134

Rice W (1991) Tesla Turbomachinery. Proc. IV International Tesla Symposium, 23-25 Sep 1991, Belgrad, Yugoslavia. <http://www.gyroscope.com/images/teslaturbine/TeslaTurboMachinery.pdf>. Accessed 01 Aug 2014

Tesla N (1911) Turbine. Patent Application US 1,061,206, 17 Jan 1911

AUTOREN

Roberto Lisker M. Eng.
Technische Hochschule Wildau
roberto.lisker@th-wildau.de

Prof. Dr.-Ing. Udo Hellwig
Technische Hochschule Wildau
udo.hellwig@th-wildau.de

Prof. Dr. rer. nat. Franz-Xaver Wildenauer
Technische Hochschule Wildau
franz.wildenauer@th-wildau.de