

Geothermie: Energiequelle mit Perspektive



Entwicklung und Erprobung einer Flüssigkeitsturbine mit
organischem Arbeitsmedium für den Konvektionsgenerator

Abb. 2: CFD-opti-
mierter Leit- und
Laufschaukelkranz

Neben Solarenergie, Windkraft, Wasserkraft und Energie aus Biomasse hat sich die Geothermie bei der Erzeugung von Elektroenergie aus regenerativen Primärenergieträgern als geeignete Quelle erwiesen. Sie stellt ein attraktives ökologisch nutzbares Energiepotenzial dar und trägt nachhaltig zur emissionsfreien und ressourcenschonenden Wärme- und Elektroenergieversorgung bei. Weltweit sind Anlagen mit mehr als 8 GW elektrischer Leistung installiert, die ihre Primärenergie aus geothermalen Quellen beziehen [01]. Um die Nutzung der Erdwärme in Deutschland auszubauen, sind insbesondere mit dem Erneuerbare-Energien-Gesetz und dem 5. Energieforschungsprogramm der Bundesregierung (2005–2008) wichtige Förderinstrumente gegeben.

Der wesentliche Vorteil der Geothermie im Vergleich zu Solarenergie und Windkraft liegt in ihrer Grundlastfähigkeit. Das bedeutet, dass sie kaum jahres- und tageszeitlichen Schwankungen unterliegt. Die mögliche dezentrale Stromerzeugung erweitert und vergrößert den Bereich potenzieller Anwendungen.

Zurzeit ist in Deutschland ein Geothermie-Kraftwerk in Neustadt-Glewe/Mecklenburg mit einer installierten Leistung von etwa 160 kW und einer Gesamtjahresstromerzeugung von ca. 1500 MWh/a in Betrieb. Weitere Kraftwerke sind in Unterhaching/Bayern, Soultz-sous-Forêts/Elsass, Landau/Pfalz und in Groß-Schönebeck/Brandenburg geplant. Die mit dem „Erneuerbare-Energien-Gesetz“ (EEG) garantierte Mindestvergütung erhöht die Investitionssicherheit in diese alternative Energiequelle zusätzlich.

Das Konvektionsgeneratorverfahren

Alle ausgeführten oder derzeit geplanten Anlagen basieren auf dem Organic Rankine Cycle (ORC = Dampfprozess mit organischen Fluiden) oder dem Kalina-Prozess (Zweistoffprozess). Eine Alternative dazu stellt der hier vorgestellte Konvektionsgenerator dar. Mit diesem Verfahren ist es möglich, deutlich geringere Temperaturdifferenzen zwischen Wärme- und Kühlmedium zur Stromerzeugung zu nutzen. Wie der ORC-Prozess arbeitet auch der Konvektionsgenerator mit organischen Fluiden. Im Unterschied zum ORC erfolgt beim Konvektionsgenerator die Verdampfung des Mediums nicht bei einer festen Siede-

temperatur, sondern mit einem gleitenden Siedepunkt. Somit kann nahezu die gesamte Wärme der Wärmequelle genutzt werden, und es ergibt sich für den Konvektionsgenerator eine nahezu doppelte Energieeffizienz im Vergleich zu einer einstufigen ORC-Anlage [02].

Der Konvektionsgenerator arbeitet mit einem Siedeaufstiegsrohr, in dem das Medium verdampft und einem Fallrohr, durch das der Systemdruck im Kreislauf aufgebracht wird. Dies geschieht, indem das kondensierte Medium auf Grund seines Gewichts den Druck erzeugt. [Abb. 1]

Die Anwendungsbeispiele einer solchen Anlage sind weit gefächert. So ist ein eigenständiges Geothermalkraftwerk ebenso möglich wie eine Kombination mit einer ORC-Anlage. Hierbei könnte die anfallende Restwärme einer solchen Anlage zusätzlich verstromt werden. Aber auch Solarthermiekraftwerke oder Meereswärmekraft-

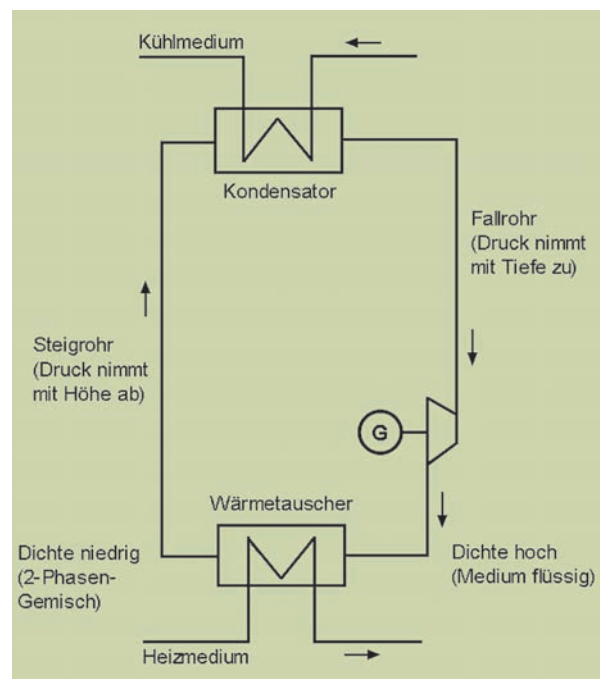


Abb. 1: Prinzip der Konvektionsgeneratoranlage

werke (Ocean Thermal Energy Conversion) kommen als Anwendungen in Frage. Die Möglichkeit, geringe Temperaturdifferenzen zur Stromerzeugung zu nutzen, bietet sich insbesondere für die Verwertung industrieller Abwärme an.

Voraussetzungen für den Einsatz eines Konvektionsgenerators ist demnach lediglich das Vorhandensein eines gewissen Höhenunterschiedes, um die notwendige Druckdifferenz ohne Einsatz von Pumpenergie realisieren zu können.

Turbinenentwicklung – von der Idee zur Maschine

Durch die Technische Universität Dresden wurde in Zusammenarbeit mit der Neothermie AG/Nordhausen und der SFL Wasserkraft GmbH/Westendorf eine der Kernkomponenten für den Konvektionsgenerator entwickelt und erprobt – die Flüssigkeitsturbine. Als Kooperationsprojekt wurde die Entwicklung dieser speziellen Turbine von der Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen „Otto von Guericke“ e.V. (AiF) gefördert.

Mit der Konzeption eines neuartigen Prozesses entstehen spezielle Anforderungen an die Anlagenkomponenten. So fließen bei der Entwicklung verschiedenste Randbedingungen in die Auslegung ein. Im Folgenden werden die Entwicklungsschritte im Einzelnen dargestellt.

Designstudien

Die in einer Prinzipskizze festgehaltene Idee und verschiedene Systemstudien einer kombinierten Konvektionsgeneratoranlage standen am Anfang der Entwicklung. Nachdem ein allgemeiner Arbeitspunkt für die Maschine ermittelt war, wurden die dazugehörigen Randbedingungen berechnet. Sie bildeten die Grundlage für erste Designstudien. Zwei Möglichkeiten ergaben sich dabei aus der Prozessvorüberlegung. Zum einen kann die Turbine, wie bei ausgeführten ORC-Anlagen der Fall, im gasförmigen Teil des Prozesses angeordnet werden. Hierbei wären ein großer Volumenstrom und ein kleiner Druckabfall über die Turbine die ausschlaggebenden Größen bei der Leistungsermittlung. Andererseits besteht die Möglichkeit, die Turbine im flüssigen Teil des Prozesses arbeiten zu lassen. Ein großer Druckabfall bei kleinem Volumenstrom wäre dabei die hydraulische Übersetzung des ersten Falles. Der sich daraus ergebende Vorteil ist eine geometrisch kleinere Maschine, die auf Systemschwankungen weniger störungsanfällig oder träge reagiert.

In einer ersten Auslegung wurden mit Hilfe der im CORDIER-Diagramm [03] dargestellten strömungstechnischen Ähnlichkeitskriterien die möglichen Bauformen betrachtet. Die dort dargestellten Turbomaschinenkennzahlen liefern dimensionslose Daten, anhand derer verschieden Turbinenstufentypen miteinander verglichen werden können. Auf diesem Weg kristallisierten sich während des Bearbeitungsprozesses zwei favorisierte Bauarten heraus. Auf der einen Seite wurde eine einstufige Radialturbine vorausgelegt und als Alternative hierzu eine vierstufige Diagonalturbine in Francisbauweise untersucht. Die Vorteile der radialen Ausführung bestanden im geringeren konstruktiven Aufwand und den daraus resultierenden geringeren Entwicklungs- und Herstellungskosten. Diese Variante wurde aber nicht realisiert. Grund dafür war, dass die baulichen Einschränkungen keine optimale Einströmung in die Radialturbine zuließen. Um einen möglichst hohen Wirkungsgrad zu erzielen, hätte die Turbine mit einer Spirale als Einströmgehäuse versehen werden müssen, was in der geforderten

Rohreinbringung mit einem begrenzten Außendurchmesser von 550 mm nicht realisierbar war. Die höheren Herstellungskosten der mehrstufigen Diagonalturbine dagegen lassen sich durch eine modulare Bauweise stark reduzieren. Die konstante Dichte der Flüssigkeit führt dabei zu gleichen Stufenabmessungen bei unterschiedlichen Arbeitsdrücken.

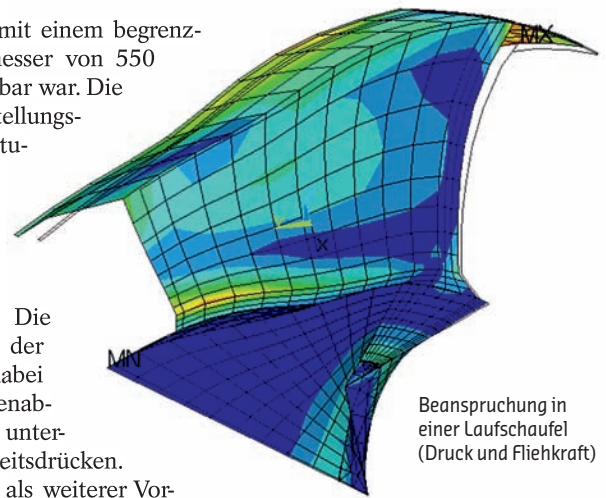
Damit ergibt sich als weiterer Vorteil die Erweiterung des Anwendungsbereiches der Turbine durch den Einsatz einer unterschiedlichen Anzahl gleichartiger Module gleichen Druckverhältnisses. Beispielsweise könnte die vierstufige Flüssigkeitsturbine auch zur Druckreduzierung mit Nutzenergiegewinn in Wasserleitungen eingesetzt werden.

Auslegung

Mit der Entscheidung für die Flüssigkeitsausführung der Turbine in diagonaler modularer Bauweise, konnte die strömungstechnische Auslegung erfolgen. Die dafür erforderlichen Randbedingungen waren durch den Prozessarbeitspunkt bekannt. Angelehnt an die Auslegungsalgorithmen für Wasserturbinen (Hauptabmessungen, Strömungswinkel etc.) wurde ein Algorithmus entwickelt, mit dem der Strömungskanal in mehreren Schnitten ausgelegt werden kann. Im Bereich der Leit- und Laufschaufeln wurden zudem für alle Meridianstromlinien die entsprechenden Orthogonaltrajektorien berechnet, um im Anschluss daran die errechneten Schaufelwinkel in den Raum übertragen zu können. Als Ergebnis standen die Geometrie des Strömungskanals, sowie die der Leit- und Laufschaufeln fest (siehe Abb. 2 auf S. 56).

Der so erzeugte Entwurf wurde mittels numerischer Simulationen mit variierenden Geometriedetails weiter verbessert. Dabei waren sowohl strukturmechanische als auch strömungsmechanische Untersuchungen erforderlich. Die Festigkeitsanalyse ergab nach kleinen Optimierungsschritten eine ausreichende Sicherheit um den Faktor 2 bei Überschreiten der Nenndrehzahl um 10 %. Auch einem Havariefall und dem daraus resultierenden Schnellschluss des Systems kann die Turbine rechnerisch standhalten (Abb. 3). Einen weitaus umfangreicheren Prozess durchlief die strömungsmechanische Optimierung der Bauteile. Sowohl die Schaufelkontur als auch Sehnenlänge und Teilung der beiden Gitter wurde vielfach variiert, um beim Prototyp einen maximalen Wirkungsgrad im Arbeitspunkt zu erreichen. Besonderen Einfluss dabei hatte erwartungsgemäß die Variation der Schaufelaustrittswinkel. Aber auch Strömungskanal oder Zu- und Abströmkörper wurden nachgerechnet und bedurften teilweise Verbesserungen. Mit dem Erreichen des Optimierungsziels maximaler Wirkungsgrad war das Design des Durchströmteils abgeschlossen. Es folgten Simulationen zum Verhalten bei Über- und Teillastzuständen im System, die auf einen sicheren und effizienten Betrieb der Maschine auch in diesen Regimes schließen ließen.

Ein weiterer Schritt auf dem Weg zu einer Gesamtanlage war die Auslegung einer speziellen Strömungsführung,



Beanspruchung in einer Laufschaufel (Druck und Fliehkraft)

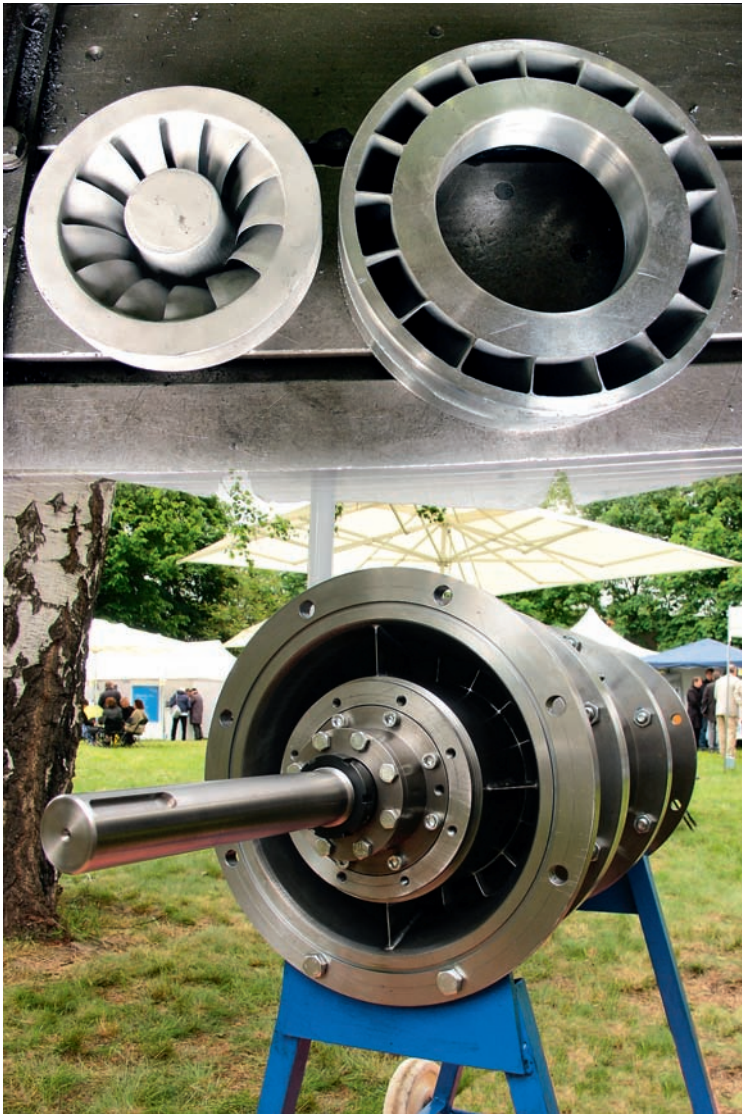


Abb. 4: Prototyp mit gegossenem Leit- und Laufrad

die auf Grund der geringen baulichen Abmessungen an die Gegebenheiten angepasst werden musste. Verschiedene Varianten wurden dazu numerisch simuliert.

Unter Zuhilfenahme verschiedenster Analysetools [04] konnte der Auslegungsprozess der Turbine und aller peripheren Bauteile mit diesem Schritt zufriedenstellend abgeschlossen werden.

Prototyp und Prüfstandsuntersuchung

Der nächste Schritt im Entwicklungsprozess war die Konstruktion eines Prototyps und die Konzipierung der Prüfstandserprobung (Abb. 4). Zeitgleich zu diesen Arbeiten wurden abschließende Simulationen zu Peripheriebauteilen (Ein-

Ausströmung, Diffusor) der Turbine durchgeführt, um ein gutes Zusammenspiel aller Komponenten zu gewährleisten.

Da auf Grund des Arbeitsmediums Isobutan Versuche auf einem eigens entworfenen Prüfstand den finanziellen Rahmen des Kooperationsprojektes gefährdet hätten, wurde Wasser als Prüfmedium ausgewählt. Damit war es möglich, einen bestehenden Pumpenprüfstand zur Kennfelder-messung der Turbine zu nutzen. Der Prototyp entsprach der entwickelten Turbinengeometrie, jedoch musste die Strömungsähnlichkeit mit dem Arbeitsfluid Wasser gewährleistet werden. Hierfür wurden alle Testbedingungen mit der Maßgabe umgerechnet, die dimensionslosen Kennzahlen für Druck, Durchfluss und Drehzahl konstant zu halten.

Für den Bau der Flüssigkeitsturbine war die Firma SFL Wasserkraft GmbH/Westendorf, einer der Kooperationspartner, federführend. Mit dem langjährigen Know-how eines Herstellers für Flüssigkeitsturbinen konnte der Prototyp gefertigt werden. Besonderes Augenmerk lag dabei auf der komplexen räumlichen Geometrie von Leit- und Laufrad sowie der Anpassung von Ein- und Austritt der Turbine an die Prüfstandsparameter (Abb. 5).

Für die Tests wurde eigens ein Steuer- und Regelsystem entwickelt, um sowohl die große Zahl der Messwerte erfassen zu können, als auch eine Echtzeitsteuerung der Versuche zu gewährleisten. Damit war es möglich, ein Kennfeld der Turbine aufzunehmen, welches zum einen das Verhalten der Maschine im Arbeitspunkt und zum anderen in Teil- und Überlastzuständen abdeckt. Mit der Kennfelderfassung konnten die Prototypversuche positiv beendet werden.

Auswertung und Ausblick

Um Kennfeld und Wirkungsgrad der untersuchten Turbine berechnen zu können, mussten die ermittelten Werte mit Hilfe sogenannter Aufwertformeln von Wasser auf Isobutan umgerechnet werden. Diese Formeln arbeiten mit der Varianz der Reynoldszahlen und Viskositäten der beiden Flüssigkeiten. Mit dieser Methode konnten die mit Wasser nachgewiesenen Experimentalwerte auf Isobutan übertragen werden. Zum besseren Verständnis zeigt Tabelle 1 verschiedene repräsentative Werte, die unter Zuhilfenahme der Aufwertformeln umgerechnet wurden.

Unter Verwendung des Generatorkennfeldes konnte ein Wirkungsgrad von 90 % für die Flüssigkeitsturbine ermittelt werden. Vor den Tests durchgeführte numerische Berechnungen konnten auf diesem Weg belegt werden. In nur drei Jahren wurde somit eine Flüssigkeitsturbine entwickelt und getestet, deren modulare Bauweise auch nachträgliche Systemanpassungen ermöglicht. Es ist damit möglich, die Turbine in verschiedenen Anlagentypen variabel einzusetzen.

In einem nächsten Schritt ist vorgesehen, den Prozess des Konvektionsgenerators, für den die Turbine entwickelt wurde, im Labormaßstab zu demonstrieren. Auf diesem Weg wird an einer möglichst effizienten Lösung zur Nutzbarmachung niederenthalper Geothermalvorkommen geforscht. Erklärtes Ziel ist eine noch wirtschaftlichere Nutzung der regenerativen Energieform Geothermie. ♻️

Tabelle 1: Vergleichswerte der Versuche für Wasser und Isobutan

	Wasser	Isobutan
Dichte	1000 kg/m ³	530 kg/m ³
Volumenstrom	100 l/s	170 l/s
Massenstrom	100 kg/s	91 kg/s
Druckdifferenz	2,5 bar/Stufe	3,9 bar/Stufe
Nutzförderhöhe	25 m	75 m
Drehzahl	1755 U/min	3000 U/min
Leistung pro Stufe	50 kW	66 kW

Literatur

- [01] R. Bertini: World geothermal generation 2001-2005. World Geothermal Congress, Antalya 2005
- [02] B. Schwark-Werwach: Die Thermodynamik des Konvektionsgenerators. 1. Thermie Innovationstag 2008, Sondershausen 2008
- [03] W. Traupel: Thermische Turbomaschinen Bd. 1. Thermodynamisch-strömungstechnische Berechnung Springer Verlag 2001
- [04] ANSYS CFX – CFD Analysetool, Ansys, Inc Canonsburg, USA



Abb. 5:
Prüfstands-
baugruppen:
Turbinen und
Generatoreinheit



Dipl.-Ing. Tilo Baumung

Institut für Energietechnik – TU Dresden
Professur für thermische Energiemaschinen
und –anlagen
Helmholtzstraße 14
01069 Dresden
Tel. 0351/463 34491

Tilo Baumung arbeitet am Institut für Energietechnik mit dem Schwerpunkt Turbinenentwicklung. Ziel seiner Arbeit ist eine Dissertation mit dem Schwerpunkt Nutzung niederenthalper Wärme.

Kooperationspartner und Co-Autoren:

Prof. Dr.-Ing. Uwe Gampe

Institut für Energietechnik – TU Dresden
Professur für thermische Energiemaschinen
und –anlagen

Dr.-Ing. Bernhard Schwark-Werwach Dr. rer. nat. Claus Becker

NeoThermie Aktiengesellschaft
Am Kalkhügel 28
99706 Sondershausen
Tel. 03632/ 7069-0

Dipl.-Ing. Winfried Schäfer

SFL Wasserkraftanlagen GmbH
Mühlstr. 24
86707 Westendorf

OCHSNER

Kompetenz bei Wärmepumpen



Wärmepumpen für die Heizungssanierung

Wärmequelle Luft – Golf plus Super-Split

- bis zu 50% niedrigere Heizkosten
- auch für Heizkörper bis 65°C Vorlauftemperatur
- höchste Leistungszahlen, modernste Technik
- maximale CO₂-Einsparung
- keine Grabungs- und Bohrarbeiten
- extrem leiser Betrieb

OCHSNER Wärmepumpen GmbH
Zweibrückenstraße 15, D 80331 München
Tel. 01805/62 47 63
www.ochsner.de kontakt@ochsner.de