

Thermische Kraftwerke höchsten Wirkungsgrades ohne CO₂-Ausstoss

Herbert Jericha, Emil Göttlich und Wolfgang Sanz

Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik
Technische Universität Graz
Inffeldgasse 25, A-8010 Graz
www.ttm.tugraz.at

Kurzfassung: Das Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik der TU Graz berichtet hiemit über jahrzehntelange Entwicklungsarbeit zur Wirkungsgradsteigerung von Gasturbinen und zur CO₂-Abtrennung und Speicherung oder völliger Vermeidung von CO₂-Ausstoss. Letztere kann nur durch Einsatz von Anlagen zur regenerativen Energieerzeugung erfolgen. Da haben wir uns in letzter Zeit besonders der Windkraft gewidmet. Die Speicherung regenerativ erzeugten Stroms soll Wasserspaltung in Form von Wasserstoff und Sauerstoff erfolgen, der in einem hocheffizienten Kraftwerk bei Bedarf zur Stromerzeugung eingesetzt wird.

Keywords: CO₂ Abtrennung, Graz Cycle, Brennstoffzellen-Gasturbinen-Hybridkraftwerk, Wasserstoff als Energiespeicher

1 Einleitung

Das schwierigste Problem der heutigen Welt ist der schnelle Anstieg des CO₂ Gehaltes in der Atmosphäre und damit der Anstieg der globalen Temperatur. Gegenmaßnahmen sind daher unerlässlich. Unser Institut hat seit Jahrzehnten auf diesem Gebiet gearbeitet und vielfach internationale Anerkennung für diese Arbeiten gewonnen.

In diesem Vortrag werden Gasturbinen ohne CO₂-Ausstoss, die erzielbaren Wirkungsgrade und die dazu nötigen Entwicklungen der Konstruktionen vorgestellt.

2 Graz-Cycle mit 600 MW Nutzleistung

Bild 1 zeigt das vereinfachte Kreislaufschaltbild des Graz Cycles für die CO₂-freie Stromerzeugung aus fossilen Brennstoffen wie er bei der ASME-Konferenz in Berlin 2008 vorgestellt wurde. Die Gasturbine HTT wird mit bekannten Brennstoffen vorzüglich Methan und Sauerstoff aus der Lufttrennung befeuert. In der Brennkammer wird bei 50 bar das Treibgas für die Turbine von 1500°C erzeugt. Dieses wird zusammen mit Wasserdampf den Hochtemperaturschaufeln der Turbine HTT zur Expansion zugeführt. Das Turbinenabgas wird bei 572°C dem Abhitzeessel (HRSG) zugeführt, danach erfolgt die Trennung der Ströme. Ein Strom führt zu den Kompressoren C0, C1 und C2, womit der Hochtemperaturkreis geschlossen wird. Der restliche Strom des entstandenen Verbrennungsgases (CO₂ + H₂O) wird der Niederdruckanlage zugeführt, in der CO₂ abgeschieden, H₂O als Verbrennungsanteil abgeschieden und das restliche Kondensat wieder dem Abhitzeessel zugeführt wird. Dort wird Dampf für die Hochdruckturbine HPT

von 180 bar und 575°C erzeugt. Der Dampf wird auf 50 bar entspannt und den Brennern der Hochtemperaturturbine zugeführt. Die Wärme bei der Abkühlung und Kondensation des Rauchgases wird in einem Niederdruckdampfprozess mit der Dampfturbine LPST zur weiteren Stromerzeugung verwendet. Damit sind der Hochtemperaturkreis und der Niedertemperaturkreis geschlossen. In der chemischen Umsetzung wird Methan und Sauerstoff in CO₂ und Wasser verwandelt. CO₂ kann unter Hochdruck gespeichert oder anderen technischen Anlagen zugeführt werden.

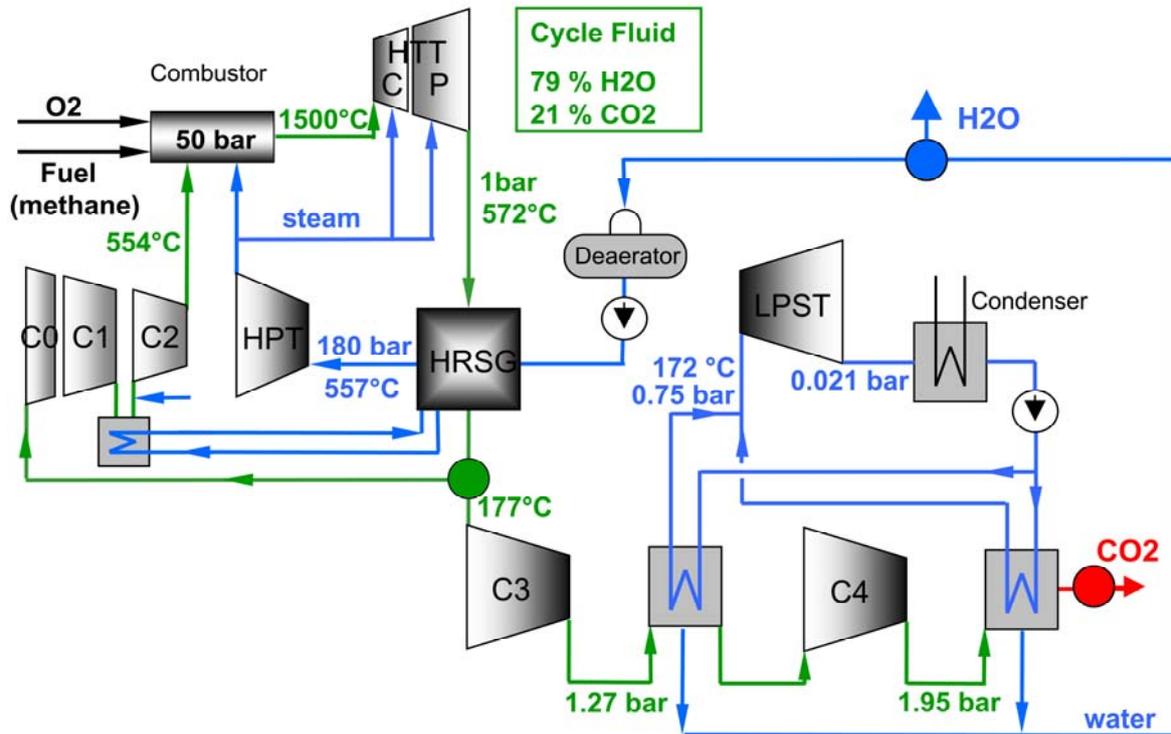


Bild 1: Kreislaufschaltbild des Graz-Cycles für 600 MW Nutzleistung

Tabelle 1: Leistungsbilanz des Graz Cycle

HTT power [MW]	908	Net shaft power without mechanical losses [MW]	746
HPT power [MW]	62	Total heat input Q_{zu} [MW]	1100
LPST power [MW]	101	Thermal cycle efficiency [%]	67.6
Total turbine power P_T [MW]	1071	Electrical power output incl. mechanical, electrical & auxiliary loss [MW]	724.6
C0 power [MW]	8.8	Net electrical cycle efficiency [%]	65.71
C1 power [MW]	178	O ₂ generation & compression P_{O_2} [MW]	109
C2 power [MW]	108	Efficiency considering O₂ supply [%]	55.83
C3 power [MW]	13	CO ₂ compression to 100 bar P_{CO_2} [MW]	18.6
C4 power [MW]	10	Net power output [MW]	597
Pump power [MW]	7.2	Net efficiency [%]	54.14
Total compression power P_C [MW]	325		

Die folgende Tabelle 1 zeigt die Leistungsbilanz für ein Graz-Cycle-Kraftwerk mit 600 MW Nutzleistung. Die gesamte Turbinenleistung beträgt 1071 MW, während die gesamte Verdichterleistung 325 MW beträgt. Dies ergibt eine Wellenleistung von 724.6 MW. Der elektrische Nettowirkungsgrad ist damit 65.71%.

Berücksichtigt man den zusätzlichen Aufwand für die Sauerstofferzeugung und -verdichtung sowie für die Verdichtung des abgetrennten CO₂ auf 100 bar für die Verflüssigung, so reduziert sich der Nettowirkungsgrad auf 54.14 %. Das ist ein Wert, der eine weitere Verfolgung dieses Konzepts sinnvoll erscheinen lässt.

Bild 2 zeigt ein Schnittbild der Gasturbine. Vorkompressor C0, Niederdruckkompressor C1 sowie Hochdruckkompressor C2 befinden sich auf einer gemeinsamen Welle mit der Überschallturbine zum Antrieb. Die Brennkammer ist direkt vor dem Eintritt zur Kompressorturbine angeordnet. Die Hochtemperaturnutzturbine treibt den Generator zur Stromerzeugung an.

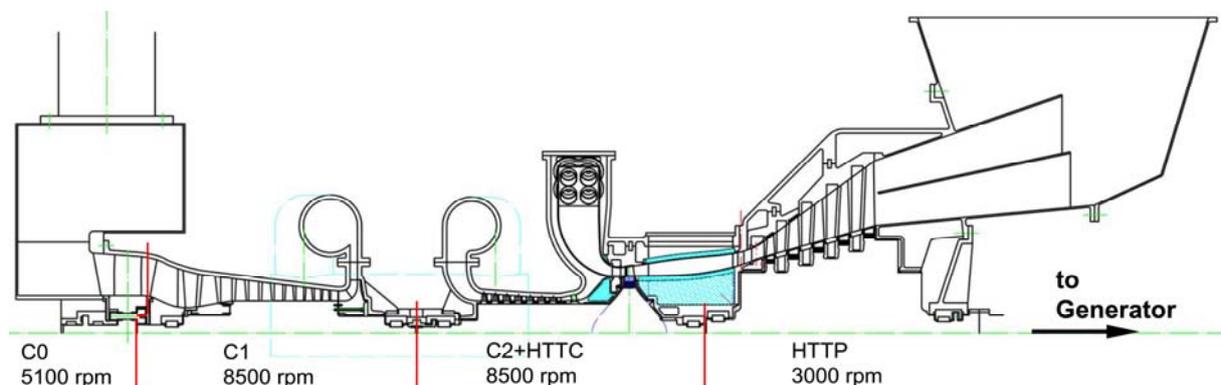


Bild 2: Schnittbild der Gasturbine

Bild 3 zeigt die Kompressoren C0 und C1, verbunden über ein Planetengetriebe. Der Vorkompressor C0 hat ein Druckverhältnis von 1.2 und benötigt eine Antriebsleistung von 8.8 MW. Die Machzahl an der Schaufelspitze ist 1.3. Während C0 mit 5100 Upm läuft, dreht sich der Niederdruckkompressor C1 gegenläufig mit 8500 Upm. Die Lagerabstützungen und Eintrittsleitschaufeln des C1 vergleichmässigen die Strömung und verhindern Schwingungsanregung der ersten transsonischen Stufen.

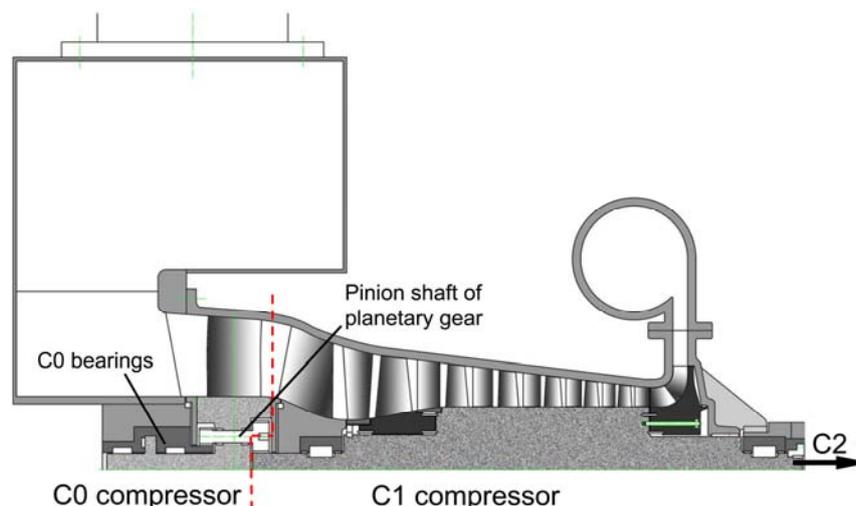


Bild 3: Schnittbild der Verdichter C0 und C1 mit den Überschallstufen

Bild 4 zeigt die Überschallstufe der Kompressorturbine zusammen mit dem ICS Kühlsystem, das die Schaufelkühlung dieser Hochtemperaturstufen bewirkt. Dieses Kühlsystem ist Entwicklungsarbeit unseres Institutes [2]. Der Kühldampf wird über hohle Leitschaufeln nach innen in eine ringförmige Kammer geliefert. Von dort wird er über Düsen in tangentielle Richtung ausgeblasen, um optimale Zuströmung zur rotierenden Schaufel zu ermöglichen. Bild 5 zeigt weitere Details der gekühlten Turbinenschaufel mit Zufuhr des Kühldampfes unterhalb der Fußplatte. Der Kühldampf betritt radial die hohlen Laufschaufeln, von wo er dann über Schlitze die Oberfläche der Schaufeln kühlt.

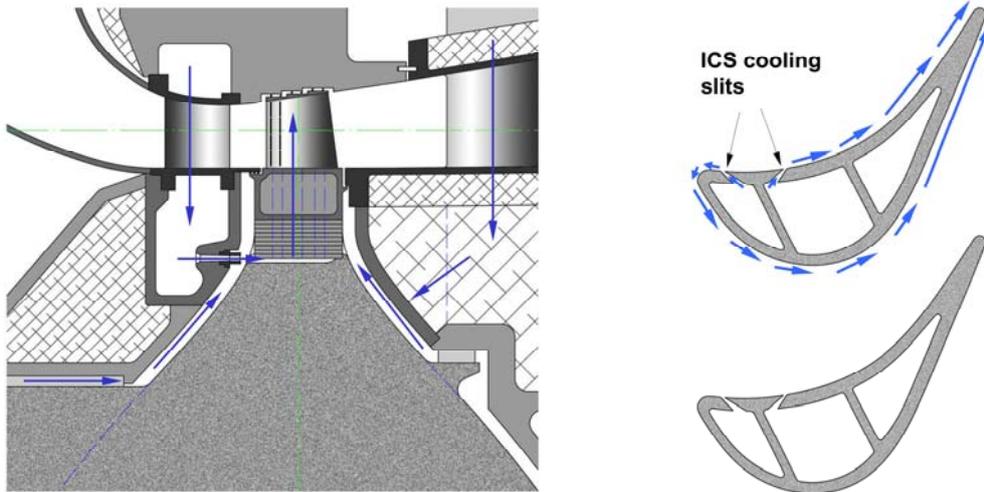


Bild 4: Schnittbild der Kompressorturbine mit ICS-Kühlsystem, Gasturbinenschaufel der 600 MW Gasturbine (ASME Berlin 2008 [1])

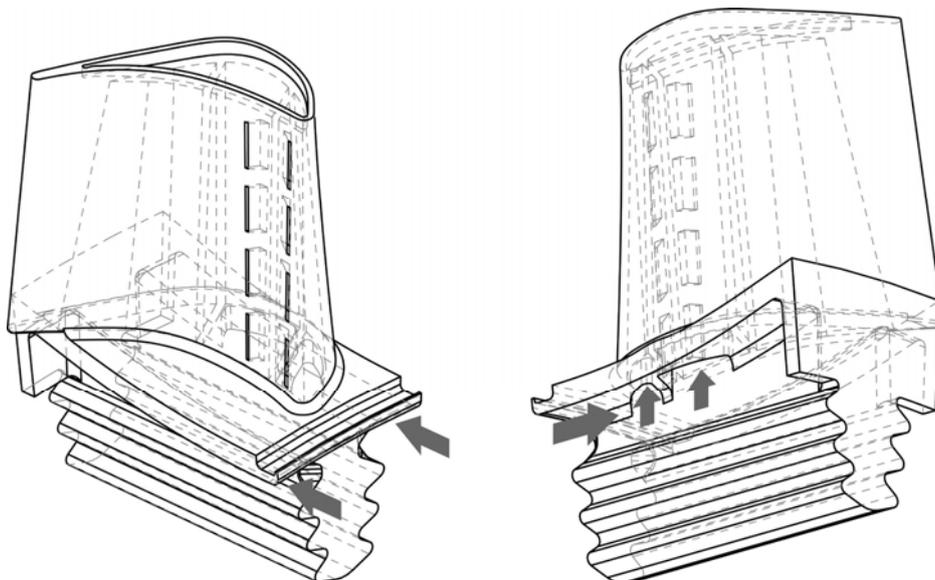


Bild 5: Zufuhr des Kühldampfes, innere Dampfführung und Kühlschlitze der gekühlten ersten Turbinenstufe (vorgestellt bei der ASME- Konferenz in Atlanta, 2003 [3])

3 Kraftwerk höchsten Wirkungsgrades für die Wasserstoff/Sauerstoff-Feuerung

Im vorgeschlagenen Graz-Cycle-Prozess entsteht CO₂, das zwar abgefangen wird aber endgelagert werden muss. In letzter Zeit wird aber die Speicherung von CO₂ als problematisch angesehen. Auch hier haben wir schon frühzeitig Vorschläge erstattet, wie die Entstehung von CO₂ im Verbrennungsprozess überhaupt vermieden werden könnte. Bereits 1984 hat die Princeton University in den USA die Verwendung von Fotovoltaik auf weiten Gebieten (1/3 der Fläche von New Mexico) vorgeschlagen und damit die Möglichkeit, große Mengen an Solarstrom zu erzeugen. Sonne scheint nur bei Tag, während Energie immer gebraucht wird. Elektrischer Strom ist aber kaum speicherbar. Deshalb haben wir auf der CIMAC-Tagung in Oslo 1985 [4] vorgeschlagen, diesen elektrischen Strom durch Elektrolyse von Wasser in Wasserstoff H₂ und Sauerstoff O₂ umzuwandeln und damit neuartige Gasturbinen zu betreiben.

Unser Vorschlag damals war eine 250 MW-Gasturbinenanlage mit einem Wirkungsgrad von 67 %. (Verhältnis Turbinenleistung zu Speicherinhalt für H₂ und O₂). Leider wurde dieser Vorschlag nicht verwirklicht, und wir mussten uns - wie oben beschrieben - verstärkt der Entwicklung von Verbrennungsgasturbinen von fossilen Brennstoffen zuwenden. Erst in neuerer Zeit mit der Weiterentwicklung von Brennstoffzellen (Information durch Kollegen V. Hacker, TU Graz) konnte ein weiterer Schritt in die Zukunft getan werden (siehe Bild 6). Energieanlagen verwenden Fotovoltaik, Gezeitenströmung, Wind usw. um elektrischen Strom an verschiedenen Orten zu verschiedenen Zeiten zu erzeugen. Elektrolysatoren spalten damit Wasser für die Erzeugung von Wasserstoff und Sauerstoff. Dieser wird an zentrale Speicher geliefert, welche neuartige Hybridkraftwerke zur Erzeugung von (Spitzen-)Strom beliefern.

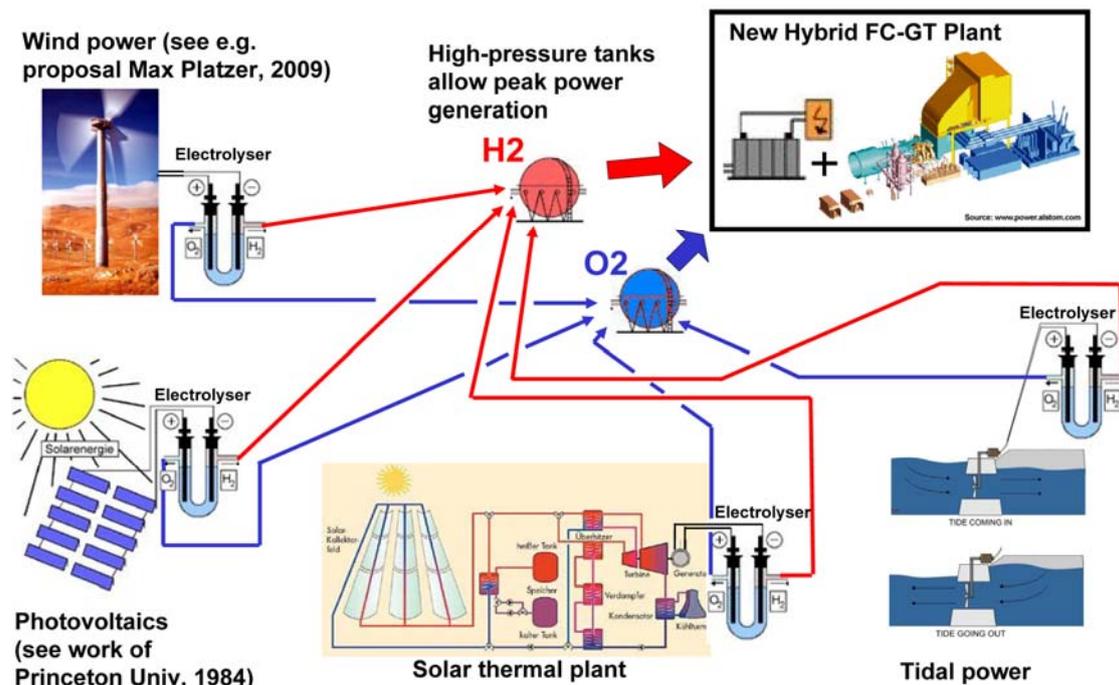


Bild 6: Solaranlagen jeder Art, deren Strom zur Wasserspaltung und Speicherung von H₂ und O₂ benützt wird

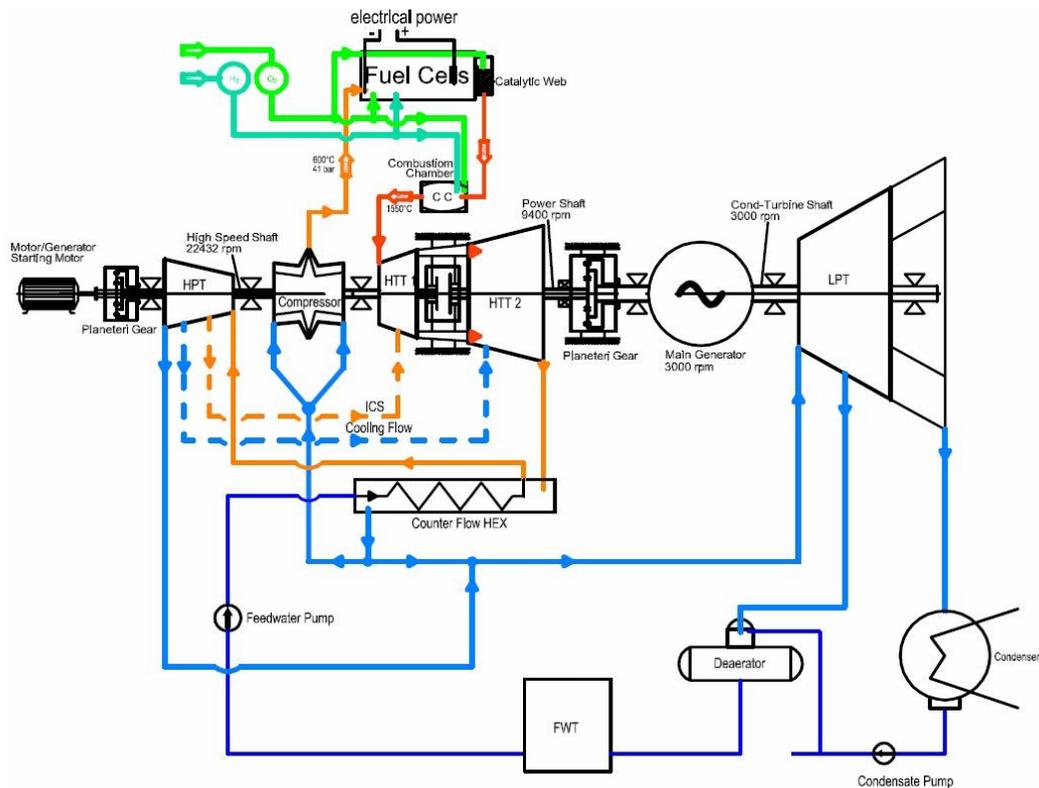


Bild 8: Hybridanlage Brennstoffzelle mit Gasturbine

Tabelle 2 zeigt die Leistungsbilanz dieser Anlage. Bei einer Gesamtzufuhr an Brennstoffzellen und Gasturbinenbrennkammer von 1.568 kg/s Wasserstoff ergibt sich eine Leistungszufuhr von 188 MW. Die HTT-Turbine ist die leistungstärkste Komponente und liefert 123.1 MW. Die Gesamtturbinenleistung beträgt 159.8 MW, die Verdichtungsleistung nur 48.5 MW, sodass sich die elektrische Generatorleistung zu 109.6 MW ergibt. Zusätzlich liefern die Brennstoffzellen 29.1 MW Leistung, sodass die Gesamtleistung 138.7 MW beträgt und der Nettowirkungsgrad beachtenswerte 73.8 %, was den Vorteil dieser Brennstoffzellen/Gasturbinen-Hybridanlage aufzeigt.

Tabelle 2: Leistungsbilanz der Hybridanlage

Brennstoffzufuhr	1.568 kg/s H ₂ , 12.44kg/s O ₂	Gesamte Pumpleistung	0.7 MW
Gesamtenergiezufuhr	188 MW	Generatorleistung	109.6 MW
HTT Leistung	123.1 MW	Brennstoffzelle DC Leistung	30 MW
HPT Leistung	22.4 MW	Brennstoffzelle AC Leistung	29.1 MW
LPT Leistung	14.3 MW	Elektrische Nettoleistung	138.7 MW
Kompressorleistung	47.8 MW	Nettowirkungsgrad	73.8 %

4 Ausblick

Heute arbeiten wir an zwei Typen von Windkraftanlagen, die von uns in Graz konstruktiv fertig gestellt wurden. Davon wurde eine durch den Forschungsrektor der TU Graz zur Patentanmeldung durch die Hochschule angenommen.

Wir meinen, dass unser Vorschlag der Speicherung von elektrischer Energie in Form von Wasserstoff und Sauerstoff es ermöglicht, an verschiedenen Orten entstehende Windkraft zeitlich zu speichern und über zugehörige Pipelines in die Verbrauchszentren zu liefern.

5 Literatur

- [1] **Jericha, H., Sanz, W., Göttlich, E., Neumayer, F.**, 2008, „Design Details of a 600 MW Graz Cycle Thermal Power Plant for CO₂ Capture“, ASME Paper GT2008-50515, ASME Turbo Expo, Berlin, Germany
- [2] **Göttlich, E., Sanz, W., Woisetschläger, J., Jericha, H., Innocenti, L., Vacca, A., Facchini, B., Rossi, E.**, 2004, “Measurement and Simulation of a Transonic Innovative Cooling System (ICS) for High-Temperature Transonic Gas Turbine Stages,” ASME Paper GT2004-53712, ASME Turbo Expo Vienna, Austria.
- [3] **Jericha, H., Göttlich, E., Sanz, W., Heitmeir, F.**, 2003, "Design Optimisation of the Graz Cycle Prototype Plant", ASME Paper 2003-GT-38120, ASME Turbo Expo 2003, Atlanta, USA, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 126, Oct. 2004, pp. 733-740
- [4] **Jericha, H.**, 1985, “Efficient Steam Cycles with Internal Combustion of Hydrogen and Stoichiometric Oxygen,” CIMAC Paper, Oslo.
- [5] **Platzer, M., Sarigul-Klijn, N.**, 2009, „A Novel Approach to Extract Power From Free-Flowing Water And High Altitude Jet Streams,“ Paper No. ES2009-90146, ASME Energy Sustainability Conference, San Francisco, USA, 19-23 July, 2009.
- [6] **Jericha, H., Hacker, V., Sanz, W., Zotter, G.**, 2010, „Thermal Steam Power Plant Fired by Hydrogen and Oxygen in Stoichiometric Ratio, using Fuel Cells and Gas Turbine Cycle Components“, ASME Paper GT2010-22282, ASME Turbo Expo, Glasgow, UK
- [7] **Jericha, H., Hacker, V., Sanz, W.**, 2010, "Spitzenlast durch CO₂-freies Kraftwerkssystem mit Gasturbinen gefeuert mit stöchiometrischem H₂ + O₂ erhalten aus elektrischer Wasserspaltung", VDI-Berichte 2095, 7. VDI-Fachtagung „Stationäre Gasturbinen“, Leverkusen, 24./25. November 2010