



**INSTITUT FÜR
ENERGIETECHNIK
UND THERMODYNAMIK**
Institute of Energy Systems and Thermodynamics

Diplomarbeit

Gasturbinen für die Verbrennung bzw. Mitverbrennung von Wasserstoff

unter der Leitung von

Ao. Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Reinhard Willinger

Univ.Ass. Dipl.-Ing. Gregor Franz Nicht, BSc

E302 – Institut für Energietechnik und Thermodynamik

Eingereicht an der Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften

der Technischen Universität Wien

zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades

Diplom-Ingenieur (Dipl.-Ing.)

von

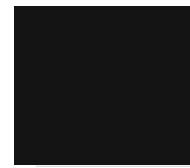
Mehmet Oguz, BSc

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre hiermit an Eides statt, dass ich meine Diplomarbeit nach den anerkannten Grundsätzen für wissenschaftliche Abhandlungen selbstständig ausgeführt habe und alle verwendeten Hilfsmittel, insbesondere die zugrunde gelegte Literatur genannt habe.

Weiters erkläre ich, dass ich diese Diplomarbeit bisher weder im In- noch im Ausland (einer Beurteilerin / einem Beurteiler zur Begutachtung) in irgendeiner Form als Prüfungsarbeit vorgelegt habe und dass diese Arbeit mit der vom Begutachter beurteilten Arbeit übereinstimmt.

Wien, September 2023



.....
Mehmet Oguz, BSc

Danksagung

An erster Stelle bedanke ich mich bei meinem Betreuer, Dr. Prof. Willinger, der mir bei der Erstellung dieser Arbeit in meiner gesundheitlich herausfordernden Phase die zeitliche Flexibilität ermöglicht hat und mich bei der Recherche mit seinen wertvollen Beiträgen unterstützt hat.

Ich möchte mich des Weiteren bei meiner Familie und meinen Freunden bedanken, die mir in diesen schweren Zeiten immer zur Seite gestanden sind.

Den größten Dank möchte ich meiner Mutter aussprechen, die vom ersten Tag an eine große Inspirationsquelle für meine Bildungslaufbahn gewesen ist.

Kurzfassung

Die Erdbevölkerung erlangte in den letzten Jahrhunderten eine zentrale Macht über die Umweltereignisse, sodass die Natur in diesem Konflikt mit heftigen Gegenreaktionen antwortete. Eine der größten globalen Einflussfaktoren ist zweifelsfrei die Luftverschmutzung, die mittlerweile zu irreversiblen Klimaänderungen führt. Daraus wird etwa die Artenvielfalt der Natur in jeder Hinsicht stark gefährdet, aber auch die Gesundheit der Menschen. Die technologischen Fortschritte ermöglichen dem Menschen heutzutage eine Interaktion mit der Natur, um eine nachhaltige Versorgung zu gewährleisten. Vor allem gilt dies für den konsistent steigenden Energiebedarf. Neben klimaneutralen Primärenergiequellen wie Wasser-, Wind- und Sonnenenergie, ist die Forschung von Wasserstoff insbesondere seit der Jahrtausendwende ein Kernthema geworden, womit die politisch gesetzten Klimaziele erreicht werden sollen. Gasturbinen decken weltweit einen maßgebenden Anteil des Energiebedarfs in industriellen und kommunalen Anwendungen ab. Fortgeschrittene Forschungen diverser Turbinenhersteller und Forschungsinstitute haben bereits bewiesen, dass der Betrieb mit hohem Wasserstoffanteil eine drastische Reduzierung der CO₂-Emissionen bewirkt. Jedoch erlauben herkömmliche Gasturbinen nur sehr geringe Prozentsätze Wasserstoff im Brennstoffgemisch, da durch die stoffspezifischen Eigenschaften von Wasserstoff eine zuverlässige Anwendung nicht möglich ist. Eine der größten Gefahren besteht in der Bildung eines Flammenrückschlags, der zu enormen Schäden in der Turbinenhardware führen kann. Deswegen müssen Turbinen adaptiert, oder gar nachgerüstet werden, um einen sicheren Betrieb zu gewährleisten. In dieser Arbeit wurde anhand einer ausführlichen Literaturrecherche das Potenzial einer wasserstoffbetriebenen Gasturbine bewertet. Einleitend wurde der Wasserstoff näher erläutert und seine Eigenschaften mit Erdgas verglichen. In weiterer Folge wurde der Betrieb einer Gasturbine mit Wasserstoff und die daraus resultierenden Hürden mit möglichen Lösungsansätzen geschildert. Zum Abschluss wurde anhand einer vereinfachten Kreisprozessrechnung mit unveränderten Parametern die Unterschiede in Bezug auf den eingesetzten Brennstoff verdeutlicht.

Abstract

In recent centuries, the earth's population has gained central power over environmental events, so that nature has responded with fierce counter reactions to this conflict. One of the greatest global influencing factors is undoubtedly air pollution, which is now leading to irreversible climate change. As a result, the biodiversity of nature, for example, is severely endangered in every aspect, but so is human health. Today, technological advances enable humans to interact with nature to ensure a sustainable supply. Above all, this applies to the consistently rising demand for energy. In addition to climate-neutral primary energy sources such as hydro, wind and solar energy, research of hydrogen has become a key issue, especially since the turn of the millennium, with the aim of achieving the politically set climate targets. Gas turbines cover a significant amount of the energy demand in industrial and municipal applications worldwide. Advanced research by various turbine manufacturers and research institutes have already proven that operations with high hydrogen content results in drastic reduction of CO₂-emissions. However, conventional gas turbines only allow very low percentages of hydrogen in the fuel mixture, as the substance-specific properties of hydrogen make it impossible to use reliably. One of the greatest dangers is the formation of a flashback, which can cause enormous damage to the turbine's hardware. Thus, turbines must be adapted, or even retrofitted to ensure safe operations. In this paper, the potential of a hydrogen-powered gas turbine was evaluated based on extensive literature research. First, hydrogen was explained in more detail and its properties were compared with natural gas. Subsequently, the operation of a gas turbine with hydrogen and the resulting difficulties with possible solutions were described. Finally, a simplified cycle calculation with unchanged parameters was used to illustrate the differences regarding the used fuel.

Inhaltsverzeichnis

| | | |
|-------|-----------------------------------------------------------------------------------------|----|
| 1 | Einleitung | 1 |
| 2 | Wasserstoff | 4 |
| 2.1 | Wasserstoffproduktion | 5 |
| 2.2 | Wasserstoff in direktem Vergleich zum Erdgas | 8 |
| 2.2.1 | Physikalische Eigenschaften..... | 9 |
| 2.2.2 | Chemische Eigenschaften | 10 |
| 3 | Wasserstoff-Gasturbinen | 12 |
| 3.1 | Emissionen durch die Verbrennung von Wasserstoff..... | 12 |
| 3.2 | Verbrennungsprozess | 15 |
| 3.3 | Thermodynamische Auswirkungen auf Turbomaschinen | 24 |
| 3.4 | Notwendige Modifikationen an Gasturbinen für den sicheren Einsatz von Wasserstoff | 32 |
| 3.5 | Brennerkonfigurationen | 34 |
| 3.5.1 | Lean Direct Injection (LDI) | 35 |
| 3.5.2 | Ansaldo GT36..... | 39 |
| 3.5.3 | Microcluster Diffusionsbrenner..... | 41 |
| 3.6 | Schaufeldesign | 42 |
| 4 | Auswirkungen auf den Kreisprozess..... | 48 |
| 4.1 | Absolutdrücke in den Zustandspunkten..... | 50 |
| 4.2 | Verdichteraustrittstemperatur, spez. Verdichterarbeit..... | 50 |
| 4.3 | Isentrope Zustandsänderung des Verdichters | 53 |
| 4.4 | Isentr. Verdichterwirkungsgrad, Polytropenexponent | 54 |
| 4.5 | Brennstoffkomposition, Verbrennungsluftverhältnis..... | 54 |
| 4.6 | Massenströme | 58 |
| 4.7 | Expansion der Kühlluft..... | 59 |
| 4.8 | Expansion des Arbeitsmediums | 60 |
| 4.9 | Spezifische Turbinenarbeit | 63 |
| 4.10 | Mischungstemperatur am Turbineneintritt und Turbinenaustritt | 64 |
| 4.11 | Thermischer Wirkungsgrad, Wellenleistung | 67 |
| 5 | Zusammenfassung – Zukunftsaussichten..... | 69 |

Inhaltsverzeichnis

Literaturverzeichnis72

A Anhang.....75

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.



Nomenklatur

| Abkürzung | Beschreibung |
|------------------|----------------------------------------------------------|
| APD | Thermisch aufgebrauchte Wärmedämmschicht |
| BOT | Blow-Off-Time |
| CFD | Computational Fluid Dynamics |
| CH ₄ | Methan |
| CO | Kohlenstoffmonoxid |
| CO ₂ | Kohlenstoffdioxid |
| DLE | Dry Low Emission |
| DOE | Department of Energy |
| E ³ | Energy Efficient Engine |
| EB-PVD | Plasmagespritzte Wärmedämmschicht |
| H ₂ | Wasserstoff |
| H ₂ O | Wasser |
| LBO | Lean Blow Off |
| LDI | Lean Direct Injection |
| LNG | Liquified Natural Gas |
| MET | Mixer Exit Temperature |
| N ₂ | Stickstoff |
| NO _x | Stickstoffoxid |
| O ₂ | Sauerstoff |
| PEM | Proton Exchange Membrane |
| SCR | Selective Catalytic Reduction |
| SFT | Stöchiometrische Flammentemperatur |
| TGO | Thermal Grown Oxide |
| TIT | Turbineneintrittstemperatur (Turbine Inlet Temperature) |
| TOT | Turbinenaustrittstemperatur (Turbine Outlet Temperature) |
| WDS | Wärmedämmschicht |
| WLE | Wet Low Emission |

Grundeinheiten des SI Systems:

| | |
|---------------------|----------------|
| Länge | m (Meter) |
| Masse | kg (Kilogramm) |
| Zeit | s (Sekunde) |
| Absolute Temperatur | K (Kelvin) |

Abgeleitete mechanische und wärmetechnische Größen

| | |
|-----------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------------|
| Kraft | 1 N (Newton) = 1 kgm/s ² |
| Druck | 1 Pa (Pascal) = 1 N/m ² = 1 kg/ms ² 1 bar = 10 ⁵ Pa |
| Arbeit, Energie, Wärmemenge | 1 J (Joule) = 1 Nm = 1 Ws = 1kgm ² /s ² |
| Leistung, Wärmestrom | 1 W (Watt) = 1 J/s = 1 Nm/s = 1kgm ² /s ³ |
| Spezifische Enthalpie | 1 J/kg = 1 Nm/kg = 1m ² /s ² |
| Spezifische Entropie | 1 J/kgK = 1 Nm/kgK = 1m ² /s ² K |
| Spezifische Wärmekapazität | 1 J/kgK = 1 Nm/kgK = 1m ² /s ² K |
| Gaskonstante | 1 J/kgK = 1 Nm/kgK = 1m ² /s ² K |

Wichtigste Formelzeichen

Wenn Buchstaben für Bedeutungen gebraucht werden, die in den nachfolgenden Angaben nicht enthalten sind, so geht Näheres aus dem Text hervor.

| | | |
|----------------|---------------------------------------------------|----------------------------------|
| a | spezifische Arbeit | m ² /s ² |
| a | Temperaturleitfähigkeit | m ² /s |
| b | Brennstoff-Luftmassenverhältnis | - |
| c _p | spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck | m ² /s ² K |
| c _v | spezifische Wärmekapazität bei konstantem Volumen | m ² /s ² K |
| D | Diffusionskoeffizient | m ² /s |
| h | spezifische Enthalpie | m ² /s ² |
| h _t | spezifische Totalenthalpie | m ² /s ² |
| H | spezifische Totalenthalpiedifferenz | m ² /s ² |
| Le | Lewis-Zahl | - |
| m | Masse | kg |
| ṁ | Massenstrom | kg/s |
| M | Molmasse | kg/kmol |
| M | Beimischfaktor für Kühlluft | - |
| n | Polytropenexponent | - |
| p | statischer Druck | kg/ms ² |
| Δp | Druckverlust | kg/ms ² |
| P | Leistung | kgm ² /s ³ |
| q | Wärmemenge pro Masseinheit | m ² /s ² |
| R | Gaskonstante | m ² /s ² K |
| Re | Reynoldszahl | - |
| s | spezifische Entropie | m ² /s ² K |
| t | Temperatur | °C |
| T | absolute Temperatur | K |

Nomenklatur

| | | |
|-----------|--------------------------------------|--------------------|
| T | Totaltemperatur | K |
| v | spezifisches Volumen | m ³ /kg |
| \dot{V} | Volumenstrom | m ³ /s |
| W | Wobbe-Index | MJ/m ³ |
| z | Stufenzahl | - |
| α | Wärmeübergangskoeffizient | W/m ² K |
| β | Verdichterdruckverhältnis | - |
| ϕ | Kraftstoff-Luft-Äquivalenzverhältnis | - |
| η | Wirkungsgrad | - |
| κ | Isentropenexponent | - |
| λ | Verbrennungsluftverhältnis | - |
| μ | dynamische Zähigkeit | kg/ms |
| ν | kinematische Zähigkeit | m ² /s |
| ξ | Massenanteil | - |
| Π | Druckverhältnis | - |
| ρ | Dichte | kg/m ³ |

Indizes

| | |
|----|------------------------------|
| B | Brennstoff/ Brennkammer |
| G | Verbrennungsgas- Luftgemisch |
| i | innere(r) |
| K | Kühlluft |
| m | mechanisch |
| p | polytrop |
| s | isentrop |
| T | Turbine |
| th | thermisch |
| V | Verdichter |
| 0 | Umgebung |
| 1 | Verdichtereintritt |
| 2 | Verdichteraustritt |
| 3 | Turbineneintritt |
| 4 | Turbinenaustritt |
| 5 | Umgebung |

1 Einleitung

Mit der Ratifizierung durch 195 Staaten [1] des global gültigen Pariser Klimaabkommens aus dem Jahre 2015 wurde die Energiewende beschleunigt. Dieses beinhaltet vor allem das 2-Grad-Ziel, welches durch die Minderung der Treibhausgase die globale Erwärmung auf unter 2°C (anzustrebendes Ziel 1,5°C) begrenzt und somit die irreversiblen Auswirkungen auf unseren Planeten möglichst eindämmt. Denn die Treibhausgase bergen ebenso große volkswirtschaftliche Schäden in sich. Abseits der Begünstigung des Klimawandels, kann man etwaige Gesundheitsschäden, Ernteverluste und Materialschäden aufgrund Korrosion mit diesen in Verbindung setzen. Um dieses Ziel zu erreichen, wird auf internationaler Ebene die Dekarbonisierung in allen möglichen Sektoren angestrebt und der Anteil der erneuerbaren Energien erhöht. Die Abbildung 1.1 verdeutlicht die Ausgangslage des weltweit emittierten Kohlenstoffdioxids (CO₂). Beispielsweise könnten die Emissionen durch Aufforstung sowie durch technologische Innovationen, die den CO₂-Ausstoß in der Energieumsetzung zur Gänze vermeiden, reduziert werden. Erwähnenswert ist auch die ungleichmäßige Verteilung der abgestoßenen CO₂-Mengen, mit denen allein China etwa 10 Mrd. Tonnen und die USA 5 Mrd. Tonnen emittieren. Im Vergleich dazu wurden 2015 in der EU etwa 3,6 Mrd. Tonnen emittiert [4]. Hauptsächlich sind die großen Differenzen in der Aufteilung der Emissionen auf die veralteten Technologien, die sich vor allem in den Schwellenländern aktuell noch sehr weiträumig im Einsatz befinden, zurückzuführen.

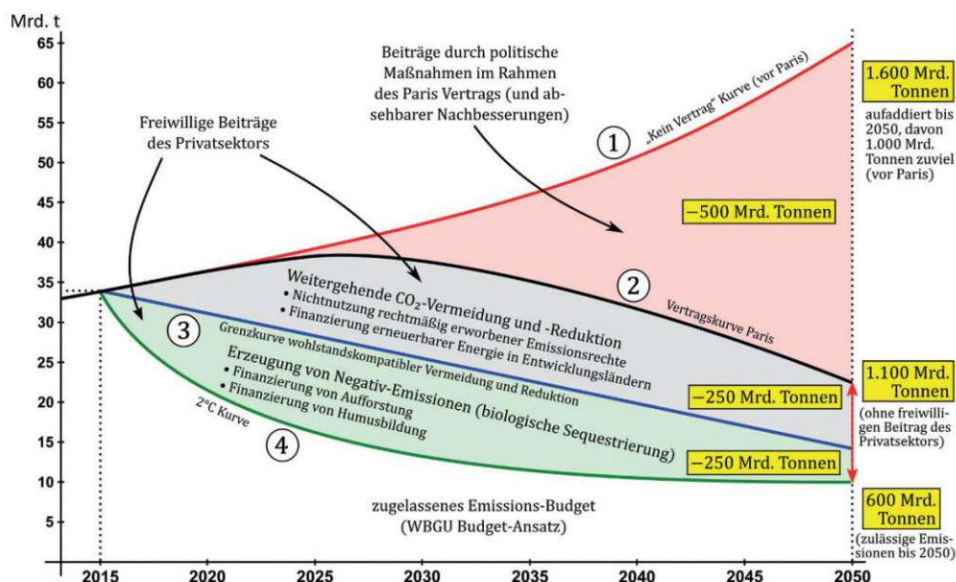


Abbildung 1.1: CO₂ Ausgangslage und mögliche Szenarien [2]

Auf der anderen Seite konfrontiert die Welt einen rapid wachsenden Energiebedarf, der parallel mit dem wirtschaftlichen Wachstum zunimmt. Etwa die Hälfte der Emissionen stammen weltweit aus dem Energiesektor und sind primär mit dem

Elektrifizierungsgrad verbunden. Auch weitere Maßnahmen zur Schadstoffreduktion, wie zum Beispiel die E-Mobilität, werden den Bedarf künftig weiter ansteigen lassen.

Um nachhaltig diesem Bedarf gerecht zu werden, müssen die Wirkungsgrade der erneuerbaren Energiequellen erhöht werden und die fossilen Energieträger in der Anwendung deutlich reduziert werden. Im Wesentlichen besteht das Problem bei den erneuerbaren Ressourcen in der Speicherung der Energie, da sie vorwiegend abhängig von den Umweltbedingungen sind. An dieser Stelle kommt der Wasserstoff als Speichermedium zwischen dem variierenden Angebot an erneuerbarer Energie und der Nachfrage des Marktes in Betracht. Wenn das Angebot die Nachfrage übersteigt, kann der überschüssige Strom etwa durch Elektrolyseure in Wasserstoff umgewandelt werden. Der daraus gewonnene Wasserstoff kann weiters großvolumig in Salzkavernen unterirdisch gespeichert werden und bei Bedarf über Gasturbinen im Generatorbetrieb zurückverstromt werden. Im nächsten Abschnitt werden hierzu einige Methoden zur Wasserstoffgewinnung kurz vorgestellt.

Weiters könnte ein mechanischer Betrieb wie im Erdgastransport oder in der Luftfahrt mit wasserstoffbetriebenen Gasturbinen in Betracht gezogen werden, um auch sektorübergreifend einen Beitrag zum Klimaschutz zu leisten. Durch die resultierende CO₂-Neutralität hätten die Konzerne auch keine Notwendigkeit mehr, die Emissionen durch CO₂-Zertifikate abzudecken. Hiermit würden die operativen Kosten der Konzerne sinken. Jedoch ist derzeit eine Umrüstung auf emissionsfreie Technologien sukzessive realisierbar, da sonst diese durch die hohen Anschaffungskosten für Betriebe sich unrentabel erweisen können. Auf der anderen Seite ist ein umgehender Umstieg auf regenerative Technologien aus Sicht der verfügbaren Ressourcen an Rohstoffen nicht durchführbar, weil die Nachfrage an notwendigen Edelmetallen (Gold, Silber, Germanium, Gallium etc.) stets höher als das Angebot ist. Einer Studie von Scientific American zufolge würden die Vereinigten Staaten für Klimaneutralität im Jahre 2030 unter anderem 3.800.000 Stück Windkraftanlagen mit einer Leistung von je 5 MW benötigen. Die Produktion dieser Stückzahl erfordert unter anderem 3 Mio. Tonnen Neodym, jedoch beträgt die Produktionsmenge dieses seltenen Metalls weltweit jährlich 18.000 Tonnen, womit manche politischen Ziele bloß eine Utopie darstellen [\[34\]](#).

Jetzigen Gasturbinen mit Dry-Low-Emission (DLE) Brennern, welche auf dem Markt angeboten werden, können bereits bis zu 60% Wasserstoff beim Verbrennungsprozess beigemischt werden. Wie aus der Abbildung 1.2 abzuleiten ist, bewirkt dies lediglich eine 10-prozentige Minderung der CO₂-Emissionen. Erst bei ungefähr einem 80-prozentigen Wasserstoffanteil des Brenngases können ungefähr 50% der Abgase vermindert werden. Um allerdings eine Gasturbine mit höheren Wasserstoffanteilen zu betreiben, bedarf es im Vorfeld einiger technischer Anpassungen. Das ist vor allem auf das unterschiedliche Brennverhalten von

Wasserstoff im Gegensatz zum Synthesegas (Syngas) zurückzuführen. Dadurch besteht die erhöhte Gefahr auf Flammenrückschläge, welche die Hardware der Turbinen massiv beschädigen und die Lebensdauer drastisch reduzieren. Demnach müssen bei wasserstoffbetriebenen Gasturbinen die herkömmlichen DLE-Brenner, die sich in der Eingrenzung der Stickstoffoxide (NO_x) im Abgas sehr bewährt haben, ersetzt werden. Da zudem auch der thermische Wirkungsgrad mit der Turbineneintrittstemperatur (TIT) in direkter Proportion steht, wird auch versucht die Verbrennungstemperatur unter Einhaltung von werkstoffspezifischen Grenzen möglichst hoch auszulegen. Der während der Verbrennung freigesetzte Stickstoffanteil steigt jedoch überproportional mit der Verbrennungstemperatur. Somit werden die Stickstoffemissionen in der Gestaltung der Brenner erneut eine Herausforderung für die Ingenieure darstellen. NO_x sind nämlich für die Bildung von saurem Regen in der Troposphäre verantwortlich, welcher stark pflanzenschädigend ist und Ernteverluste verursacht. Sie stellen wie CO₂ eine große Gefahr für die Umwelt dar und sollten idealerweise möglichst eingedämmt werden.

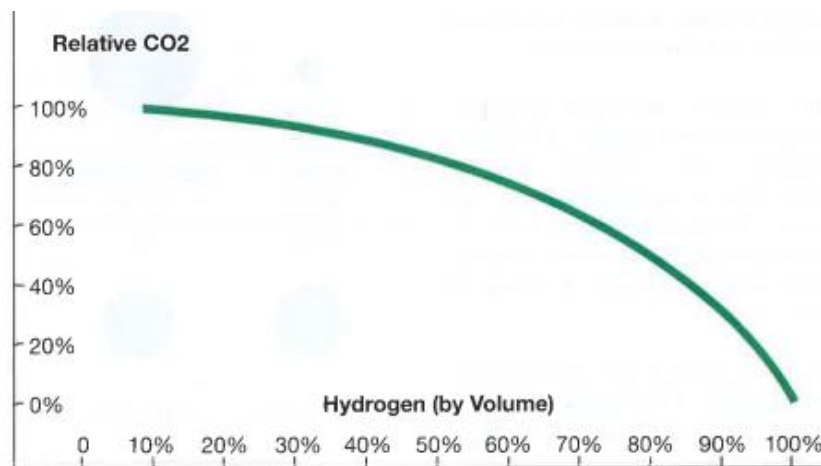


Abbildung 1.2: Emittierte CO₂-Menge in Abhängigkeit der Wasserstoffbeimischung [5]

In den nachfolgenden Kapiteln dieser Arbeit, werden die wasserstoffbetriebenen Gasturbinen näher beschrieben und mit den herkömmlichen Gasturbinen in Vergleich gestellt.

2 Wasserstoff

Wasserstoff gilt in der Kosmologie als das erste Element nach dem Urknall, womit das hohe Aufkommen im Universum sich begründen lässt. Auf der Erde ist er nur in gebundener Form vorhanden und wurde im Jahre 1766 durch Henry Cavendish entdeckt. Den größten Anteil bilden die im Wasser gebundenen Wasserstoffmoleküle, aber auch in vielen Mineralen und Lebewesen ist er aufzufinden. Darunter sind vor allem fossile Energieträger und Biomasse für die Industrie von Bedeutung. Durch die Spaltung des molekularen Wasserstoffes übergeht dieser in den atomaren Zustand. Während dieses Vorganges muss Energie in das System zugeführt werden. Je nach eingesetzter Primärenergie kann sich die Wasserstoffproduktion negativ auf die Umweltbilanz auswirken. Deshalb gliedert man sie vorab in folgende Arten ein:

- Grauer Wasserstoff: Bei dieser Variante wird der Wasserstoff zum Beispiel durch Dampfreformierung aus fossilen Brennstoffen gewonnen und stößt dabei CO_2 in die Atmosphäre aus. Somit ist er nicht klimaneutral. Auch eine mit nicht erneuerbarem Strom durchgeführte Elektrolyse würde in diese Kategorie fallen.
- Blauer Wasserstoff: Hierbei werden die bei der Dampfreformierung entstehenden CO_2 -Emissionen für die weitere Verwendung gespeichert und nicht in die Atmosphäre ausgestoßen. Jedoch kann dieses Gas durch Leckagen dem System entweichen und die Umwelt indirekt belasten.
- Türkiser Wasserstoff: Die Gewinnung von türkischem Wasserstoff erfolgt mittels Methanpyrolyse. Dabei wird Erdgas in festen Kohlenstoff und Wasserstoff gespalten. Damit der türkise Wasserstoff klimaneutral bleibt, darf bei dem thermischen Prozess des Hochofens während der Methanpyrolyse ausschließlich auf erneuerbare Energien zurückgegriffen werden. Auch potenzielle CO_2 -Emissionen dürfen nicht in die Atmosphäre gelangen.
- Grüner Wasserstoff: Die Elektrolyse in Kombination mit erneuerbaren Energien dient unter den aufgelisteten Kategorien als Schlüsseltechnologie für eine umweltfreundliche Produktion des Wasserstoffes. Bei der Produktion entstehen keine CO_2 -Emissionen und der Prozess ist zur Gänze klimaneutral.

Die Farben des Wasserstoffes stehen weiters in direkter Relation zu ihren Produktionskosten. Gegenwärtig ist die Produktion von grünem Wasserstoff im Vergleich zum blauen und grauen Wasserstoff durchschnittlich mehr als doppelt so teuer (Abbildung 2.1). Dies wird sich mit dem sukzessiven Ausbau der ökologischen Anlagen weiterhin etablieren, da dadurch der Überschuss an Energie für die Produktion durch Elektrolyseure lukrativer sein wird. Eine Kostendegression hinsichtlich des grünen Wasserstoffes wird aber auch mit einer höheren Effizienz der Anlagen und den geringeren Investitionskosten in den kommenden Jahren erfolgen.

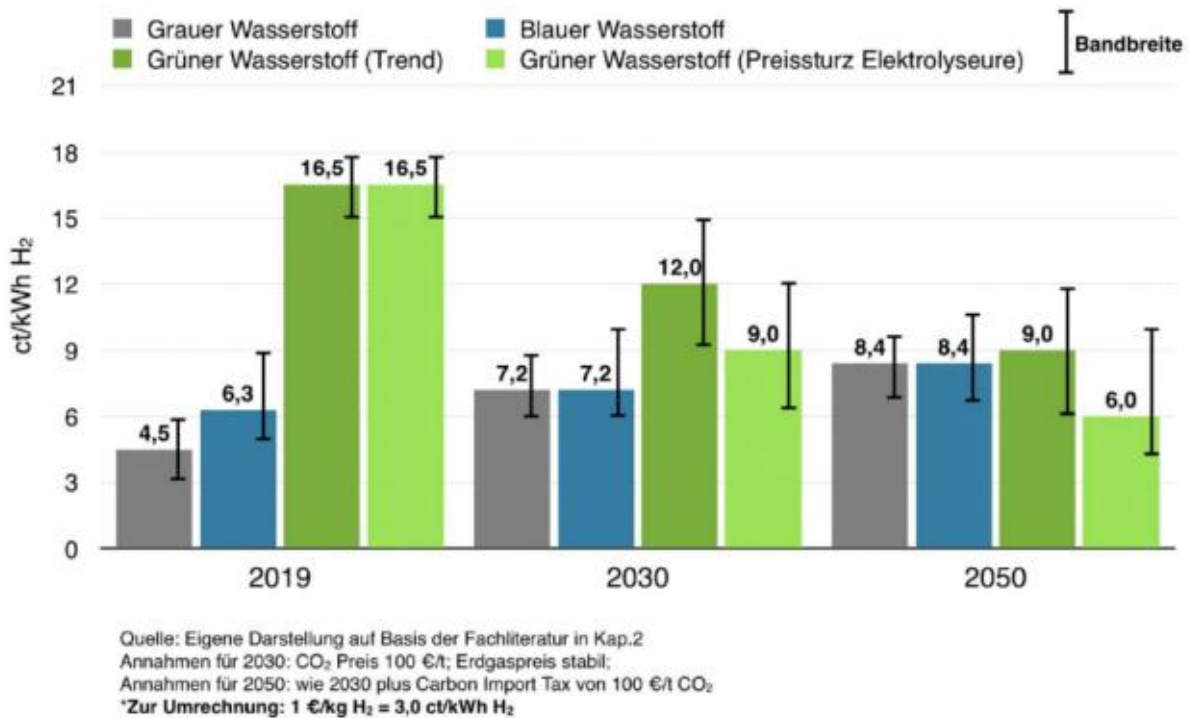


Abbildung 2.1: Produktion von Wasserstoff - Kosten und Kostentrends in Deutschland [28]

Eine weitere Möglichkeit wäre auch die Produktion in Ländern mit niedrigen Anschaffungskosten für zum Beispiel Wind- oder Solarenergie. Für den europäischen Markt käme beispielsweise Nordafrika für Solarenergie in Frage. Hierbei verschafft die Logistik des produzierten Wasserstoffes Komplikationen, da der Transport sehr kostspielig ist. Die Verflüssigung ist energetisch sehr aufwendig, weil der Siedepunkt von Wasserstoff ungefähr 20 K (bei Umgebungsdruck) beträgt. Die Verflüssigung verschafft eine erhöhte Dichte, womit das Transportvolumen verringert werden kann. In diesem Zustand liegt der kritische Punkt des Wasserstoffs bei ungefähr 1,3 bar, weshalb auch die Tanks unter geringeren Drücken stehen würden. Zusätzlich müssten isolierte Behälter für den Transport vorgesehen werden, schließlich besteht bei diesen Temperaturen eine erhöhte Gefahr auf Kaltverbrennung bei Kontakt mit dem Gewebe. Bei nicht isolierten Behältern wäre zudem eine Kondensatbildung auf der Außenseite festzustellen, welche bei Verdampfung durch eine Sauerstoffanreicherung feuergefährlich wird. Dieser generelle Mehraufwand für den Überseetransport müssten dem schon teuren grünen Wasserstoff aufgeschlagen werden, womit sich der Preis um weitere 50-150% erhöhen würde.

2.1 Wasserstoffproduktion

Weltweit sind derzeit zirka 5 bis 10% der produzierten Wasserstoffmengen auf nachhaltige Prozesse zurückzuführen. Primär resultiert dieser geringe Prozentsatz durch die hohen Gesteungskosten, welche bereits einleitend im Kapitel 2 erwähnt wurden. Der Fokus dieser Arbeit liegt auf der Dekarbonisierung und deshalb werden die auf fossilen Energieträgern basierenden Verfahren zur Wasserstoffproduktion nicht

im Detail erklärt. Darunter fällt unter anderem die Dampfreformierung, welche vor allem industriell sehr verbreitet ist, die partielle Oxidation und die Kohlevergasung. Geforscht wird derzeit neben der thermischen Wasserspaltung auch die Photokatalyse, mit der Wasserstoff in Folge chemischer Prozesse aus zum Beispiel Algen biologisch gewonnen wird.

Aus ökologischer Sicht tritt langfristig das investitionsintensive Herstellungsverfahren durch Elektrolyse in den Vordergrund. Abhängig von der Temperatur und dem Umgebungsdruck muss gemäß dem zweiten Hauptsatz der Thermodynamik (Gleichung 2.1) eine bestimmte freie Reaktionsenthalpie ΔG_R dem System zugeführt werden, um Wasser elektrolytisch zu zerlegen. Diese notwendige Energie wird durch elektrische Spannung bereitgestellt.

$$\Delta H_R = \Delta G_R + T\Delta S_R \quad (2.1)$$

Der Prozess erfordert in Summe zwei Teilreaktionen, je an der Kathode und an der Anode. Gegenwärtig werden für hohe Produktionsmengen die alkalische Elektrolyse, die seit mehreren Dekaden im Einsatz ist, herangezogen. Die alkalische Elektrolyse arbeitet mit einem flüssigen, basischen Elektrolyten. Weiters gibt es die PEM-Elektrolyse (engl. Proton Exchange Membrane), die im Gegensatz zur alkalischen Elektrolyse mit einem chemisch sauren Elektrolyten arbeitet. Aufgrund des sauren Elektrolyten müssen die Elektroden aus Edelmetallen wie Platin gefertigt werden, was die Anschaffungskosten einer PEM-Anlage erhöht. Die Hochtemperatur-Elektrolyse ist noch ein Gegenstand der Forschung und könnte künftig eine Alternative zu den anderen zwei Verfahren darstellen. Durch die hohe Prozesstemperatur wird bei diesem Verfahren die benötigte elektrische Energie minimiert.

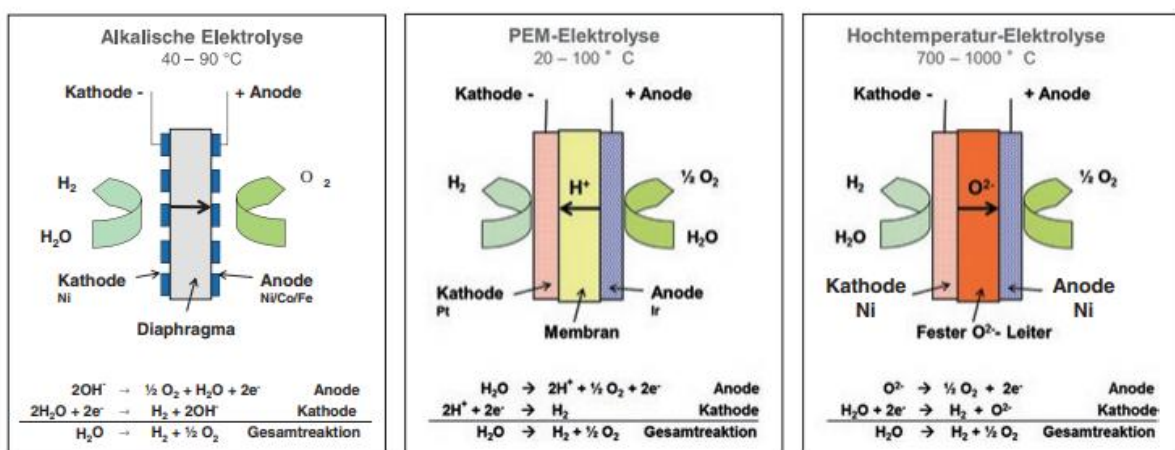


Abbildung 2.2: Funktionsprinzip der Wasserelektrolyse [3]

Aus der Abbildung 2.2 ist das Funktionsprinzip der drei Elektrolyseverfahren mit den dazugehörigen Teilreaktionen zu entnehmen. In erster Linie wird eindeutig, dass die Wasserzufuhr bei der alkalischen Elektrolyse und der Hochtemperaturolektrolyse an

der Kathode (negative Seite), bei der PEM-Elektrolyse an der Anode (positive Seite) stattfindet. Grundsätzlich findet eine Redoxreaktion statt. Die negative Kathode zieht dabei die positiven Kationen an und bildet elementaren Wasserstoff, indem sie die überschüssigen Elektronen aufnehmen und eine Reduktion bewirken. An der Anode werden die negativ geladenen Anionen angezogen und geben ihre Elektronen unter Oxidation ab. Bei zum Beispiel der alkalischen Elektrolyse dient als Elektrolyt ein Wasser-Kalilauge-Gemisch. Die Reaktionsräume der Anode und Kathode werden zudem mit einem Diaphragma¹ räumlich getrennt, um ein Mischen der beiden Gase zu verhindern. In modernen Elektrolyseuren wird das Diaphragma möglichst dünn ausgelegt. Dadurch liegen die Elektroden näher beieinander und die ohmschen Spannungsabfälle werden minimiert. Wenn die Prozesstemperatur auch dementsprechend erhöht wird, resultiert dabei eine niedrigere Zersetzungsspannung und das bewirkt eine Wirkungsgraderhöhung. Gegenwärtige Anlagen erreichen Wirkungsgrade von bis zu 75%, wobei in Einzelfällen bereits auch in Versuchen wie zum Beispiel der Firma Hysata aus Australien Wirkungsgrade von 95% erreicht wurden. Letztendlich werden mit höheren Wirkungsgraden die Kosten für den grünen Wasserstoff drastisch gesenkt und das könnte die Energiewende beschleunigen. Nicht zu vernachlässigen sind auch die Verunreinigungen, die abhängig von der Art des Elektrolysesystems entstehen können. Diese können bis zu 0,1% Sauerstoff, 0,14% Stickstoff, 50 ppm Methan und auch Spuren von Quecksilber beinhalten [27]. Auch bei reinem Wasserstoffbetrieb besteht das Potenzial, dass diese Elemente in sehr geringen Mengen im Abgas vorhanden sein könnten. Für sehr reinen Wasserstoff kann das durch Verdampfung der flüssigen Phase gewonnene Gas in Betracht gezogen werden, da bei 20 K alle Verunreinigungen auskondensieren [3]. Das ist aber mit einem sehr großen Energieaufwand verbunden, sodass sich dieser Prozess für diese vernachlässigbar geringen Verunreinigungen nicht amortisiert.

¹Diaphragma: Membran, die den Durchgang von negativ geladenen Ionen von der Anode zur Kathode zulässt.

2.2 Wasserstoff in direktem Vergleich zum Erdgas

Brennstoffe beeinflussen einerseits die Wirtschaftlichkeit der Turbinen, andererseits aber auch ihre Umweltverträglichkeit. Moderne Anlagen arbeiten erstrangig mit Gasgemischen (Erdgas), deren dominierender Anteil aus Methan (CH_4) besteht. Je nach Anforderungsprofile können durch weitere Zusätze diese Gemische angepasst werden. Um zum Beispiel den Heizwert herabzusetzen, kann Stickstoff (N_2) oder CO_2 beigemischt werden. Wichtige Aspekte sind etwa die hohe chemische Stabilität und die niedrige Flammgeschwindigkeit. Abhängig von den Gaslieferanten kann das Erdgas auch in seinen Eigenschaften variieren, da es aus unterschiedlichen Quellen bezogen wird. Das Erdgas aus Poza Rica in Mexico hat z.B. einen CH_4 -Anteil von 65,5%, wohingegen das österreichische Erdgas aus Marchfeld mit einem CH_4 -Anteil von 97% einen deutlichen Unterschied aufweist. Auch kann es während des Transports zu zeitlichen Druck- und Temperaturschwankungen kommen. Die Gaseigenschaften dürfen hierzu festgelegte Normwerte für einen problemlosen Betrieb der Turbine nicht überschreiten, weil es sonst etwa zu Lastschwankungen kommen könnte.

Die Austauschbarkeit eines Brenngases kann mit dem Wobbe-Index eingeschätzt werden. Zwei Gasgemische mit dem gleichen Wobbe-Index können unabhängig von ihrer Zusammensetzung ohne Veränderung der Brennergeometrie gegeneinander ausgetauscht werden. Er wird üblicherweise aus dem volumetrischen Heizwert H_{vol} (je nachdem ob der untere oder der obere Heizwert verwendet wird, kann die Definition abweichen [9]) und dem Quotienten der Quadratwurzel des Dichteverhältnisses von Brennstoff ρ_G zu Luft ρ_L unter Normbedingungen ($p = 1,013 \text{ bar}$, $T = 273,15 \text{ K}$ bzw. 0°C mit $\rho_L = 1,293 \text{ kg/m}^3$) mit der Gleichung (2.2) ermittelt. Die Heizwerte für die Ermittlung des Wobbe-Indexes sind im Anhang in der Abbildung A1 aufzufinden.

$$W = \frac{H_{\text{vol}}}{\sqrt{\frac{\rho_G}{\rho_L}}} \quad (2.2)$$

Der Wobbe-Index für Wasserstoff beträgt nach Gleichung (2.3) somit:

$$W_{i,H} = \frac{H_{i,H}}{\sqrt{\frac{\rho_{G,H}}{\rho_L}}} = \frac{10,782 \frac{\text{MJ}}{\text{m}^3}}{\sqrt{\frac{0,089 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}{1,293 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}}} = 40,897 \frac{\text{MJ}}{\text{m}^3} \quad (2.3)$$

Und für Methan resultiert nach Gleichung (2.4):

$$W_{i,CH_4} = \frac{H_{i,CH_4}}{\sqrt{\frac{\rho_{G,CH_4}}{\rho_L}}} = \frac{35,894 \frac{MJ}{m^3}}{\sqrt{\frac{0,72 \frac{kg}{m^3}}{1,293 \frac{kg}{m^3}}}} = 48,101 \frac{MJ}{m^3} \quad (2.4)$$

Aus dem einfachen Vergleich der beiden Wobbe-Indizes lässt sich ableiten, dass Erdgas ohne eine Änderung der Brennergeometrie nicht von Wasserstoff ersetzt werden darf. Weiters ist zu beachten, dass der Wobbe-Index die verbrennungstechnischen Eigenschaften der Gase nicht berücksichtigt. In der Regel dürfen unter Berücksichtigung dieser Spezifikationen Gase bis zu einer Abweichung von 10% gegeneinander ausgetauscht werden [9]. Mit der Inversen der Blow-Off-Time (BOT) wird außerdem die Reaktivität eines Brennstoffs charakterisiert. Kohlenstofffreie Syngase sind, wie in der Abbildung 2.3 dargestellt, um eine Größenordnung reaktiver als Methangemische. Mit der Stickstoffverdünnung kann die Reaktivität der kohlenstofffreien Gase etwas herabgesetzt werden. Dagegen nimmt der Wobbe Index mehr als die Hälfte ab und erleichtert den Mischvorgang von Brennstoff und Luft.

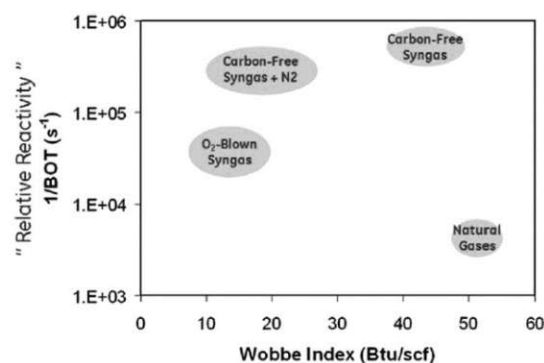


Abbildung 2.3: Reaktivität der Brennstoffe in Abhängigkeit des Wobbe-Indexes [22]

Da der Verbrennungsprozess in einer Gasturbine sehr empfindlich auf die chemischen und physikalischen Eigenschaften des Brennstoffes reagiert, müssen diese sorgfältig analysiert werden.

2.2.1 Physikalische Eigenschaften

Sowohl Wasserstoff als auch Erdgas sind grundsätzlich farblos, geruchlos und atoxisch. Um Leckagen aufzuspüren, wird das Erdgas aus Sicherheitsgründen mit Odoriermitteln angereichert. Weitere Ähnlichkeiten weisen die beiden Gase in ihren Aggregatzuständen unter Normbedingungen auf, da beide gasförmig vorliegen. Der Siedepunkt von Wasserstoff liegt mit 20,3 K (-259°C) unterhalb des Siedepunkts des Erdgases von 112,15 K (-161°C). Weil der Aggregatzustand auch vom Druck

abhängt, kann mit Erhöhung des Drucks der Siedepunkt des Wasserstoffs auf bis zu 33,19 K (-240°C) erhöht werden. Die Verflüssigung ist aus volumstechnischer Sicht von Relevanz. Infolgedessen wird seine Dichte um den Faktor 800 erhöht, was für den Transport und für die Speicherung von Vorteil ist. Bei der Verflüssigung von Methan zu Liquefied Natural Gas (LNG) beträgt der Faktor etwa 600 [8]. Wegen des hohen Diffusionskoeffizienten von Wasserstoff müssen auch die umhüllenden Werkstoffe sorgfältig ausgelegt werden. In atomarer Form kann der Wasserstoff sehr einfach durch die Materialoberfläche in das Metallgitter eindringen und so eine lokale Verzerrung im Metallgitter verursachen. Daraus resultieren lokale Spannungserhöhungen, welche die werkstoffspezifischen Eigenschaften wie die Streckgrenze, Zugfestigkeit und Bruchzähigkeit stark manipulieren. Abhilfe schaffen zum Beispiel austenitische Stähle, kohlenstoffarme Stähle oder Beschichtungen mit Diffusionssperrschichten.

Erwähnenswert für den Einsatz beider Gase ist auch der Joule-Thomson-Effekt. Dieser beschreibt die Temperaturveränderung des Gases bei einer isenthalpen Entspannung. Ein Gas mit einem positiven Joule-Thomson-Koeffizienten erfährt bei einer isenthalpen Entspannung eine Temperaturabnahme. Wasserstoff hat im Gegensatz zum Erdgas einen negativen Joule-Thomson-Koeffizienten und somit ein umgekehrtes Verhalten, welches zu einer Temperaturerhöhung führt. Unterhalb der Inversionstemperatur von 202 K (-71°C) hat er ein normales (positives) Verhalten, wie die meisten Gase.

2.2.2 Chemische Eigenschaften

Im Hinblick auf die chemischen Eigenschaften beider Stoffe fällt Wasserstoff mit seinem hohen Heizwert von 119,951 MJ/kg im Vergleich zu Methan mit 50,028 MJ/kg positiv auf. Folglich ergeben sich für Wasserstoff höhere Flammentemperaturen. Sein volumetrischer Heizwert ist jedoch mit 10,782 MJ/m³ etwa dreimal kleiner als der von Methan (35,894 MJ/m³) [10]. Ein weiteres Merkmal von Wasserstoff ist sein breiter Zündbereich. Dieser entspricht dem Intervall zwischen der unteren und oberen Zündgrenze und wird in Vol. % (Brennstoff zu Luft) angegeben. Wasserstoff ist bei einer Konzentration von 4 Vol.% bis 77 Vol.% brennbar, wogegen Methan lediglich von 4,4 Vol.% bis 16,5 Vol.% brennbar ist. Ohne externe Energiezufuhr würde der Wasserstoff bei rund 585°C (858 K) und Methan bei 540°C (813 K) entzünden. In Bezug auf das thermische Verhalten von Wasserstoff ist beachtenswert, dass bereits eine Zündenergie von 0,02 MJ für eine exotherme Reaktion genügt. Die Zündgeschwindigkeit von Wasserstoff beträgt 346 m/s.

Die charakteristischen Eigenschaften der beiden Gase liegen in der Tabelle 2.1 zusammengefasst vor.

Tabelle 2.1: Vergleich der charakteristischen Merkmale von Wasserstoff und Methan

| | Wasserstoff (H ₂) | Methan (CH ₄) |
|----------------------------------------------|-------------------------------|---------------------------|
| Siedetemperatur (Normzustand) (°C) | -259,19 | -161 |
| Dichte (Normzustand) (kg/m ³) | 0,089 | 0,72 |
| Heizwert (MJ/kg) | 119,951 | 50,028 |
| Volumetrischer Heizwert (MJ/m ³) | 10,782 | 35,894 |
| Selbstentzündungstemperatur (°C) | 585 | 540 |
| Zündbereich (Vol.%) | 4 - 77 | 4,4 - 16,5 |
| Maximale Zündgeschwindigkeit (m/s) | 346 | 43 |

3 Wasserstoff-Gasturbinen

3.1 Emissionen durch die Verbrennung von Wasserstoff

Methanhaltige Gase beinhalten aufgrund ihrer chemischen Zusammensetzung Kohlenstoff. Bei deren Verbrennung reagiert CH_4 mit Sauerstoff (O_2) zu CO_2 und H_2O (siehe Reaktionsgleichung 3.1). Das Motiv für die Entwicklung der wasserstoffbetriebenen Gasturbinen liegt in der Annullierung der kohlenstoffhaltigen Emissionen. Wie die Reaktionsgleichung 3.2 verdeutlicht, reagiert H_2 bei der Verbrennung nämlich zu H_2O . Im Wesentlichen stellen beim Einsatz von H_2 die NO_x -Emissionen eine Gefahr für die Umwelt dar.



Das Ziel laufender Forschungen ist der Betrieb von wasserstofftauglichen Turbinen mit niedrigen NO_x -Emissionen. Durch die Verbrennung von Wasserstoff in konventionellen DLE-Brennkammerkonfigurationen fallen diese Emissionen deutlich höher aus. Um diese einzudämmen, kann zum Beispiel der Wasserstoff mit inerten Gasen verdünnt werden. Hierbei kommt der Einsatz von Stickstoff oder von Wasser bzw. Wasserdampf in Frage. Aber auch eine Neuauslegung der Brennkammer und der Einsatz einer Abgasreinigungsanlage können mitberücksichtigt werden.

NO_x -Emissionen können allgemein thermischen Ursprungs, ausgelöst durch die Flamme, oder kraftstoffgebundener Art sein. Die Luft setzt sich aus 78% Stickstoff, 21% Sauerstoff und anderen Gasen wie zum Beispiel Argon zusammen.

Thermisch emittierte NO_x -Emissionen werden durch die Oxidation von Stickstoff hervorgerufen. Nach Richards et al. [16] ist während der Verbrennung unterhalb von 1700 K (1427°C) die Verweilzeit für die Bildung dieser Emissionen nicht ausreichend. Bei Brennkammern, wo diese Barriere überschritten wird, kann ein kürzeres Design Abhilfe verschaffen (da die Reaktionsgeschwindigkeit von H_2 sehr hoch ist). Eine hohe H_2 -Konzentration macht zudem die Flamme und ihre Wärmefreisetzungzone kompakter, was zu einer kürzeren Verweilzeit in der Hochtemperaturzone führt und die thermischen NO_x reduziert. Die thermisch ausgelösten NO_x -Emissionen steigen auch mit der Quadratwurzel des Betriebsdrucks. Da das Verdichterdruckverhältnis bei aeroderivativen Gasturbinen grundsätzlich höher als bei Industriegasturbinen ist, stellt das ein Handicap für die Auslegung dieser dar.

Flammenerzeugte NO_x bilden sich durch die Verbrennungsreaktionen an der Flammenfront. Diese Reaktionszone stellt einen kleinen Bereich des Brennkammervolumens dar. Das restliche Volumen ist so konzipiert, dass der

Gleichgewichtszustand der Produkte sukzessive angenähert wird. Für NO_x unter 10 ppm ist allein die Flammentemperatur zuständig, nicht die Verweilzeit in der Brennkammer [16]. In turbulenten Flammen kann ein schlechtes Vormischen der Edukte ein zusätzlicher Faktor für eine erhöhte Emissionsbildung sein. Abhängig von der Konzentrationshöhe des H₂ wird durch ihre hohe Diffusivität zusätzlich neben der turbulenten Vormischung, die einen großen Einfluss auf die NO_x-Emissionen hat, der Grad der Mischung mit dem Oxidationsmittel erhöht und die NO_x-Bildung reduziert.

Treibstoffgebundene NO_x werden durch den Stickstoff im Brennstoff verursacht. Ammoniak, welches eine gasförmige Verbindung des Stickstoffs ist, wird vorzugsweise während der Vergasung von Stickstoffverbindungen in der Kohle gebildet. Im Idealfall sollte das Ammoniak im Brennstoff entfernt werden. Wo dies nicht möglich ist, kann die Verbrennung mit Luftmangel (siehe Kapitel 3.2) ausgeführt und anschließend mit Luftüberschuss komplettiert werden. Bei kraftstoffreicher Verbrennung kann nämlich das Ammoniak unter ausreichender Verweilzeit zu Wasser und Stickstoff reduziert werden. Entsprechende Studien beweisen, dass lediglich 5% des Ammoniaks dadurch als NO_x abgeschieden wird. Es ist zu beachten, dass unbehandelte Syngase mit Ammoniakbestandteilen 1000 ppm übersteigen können und 5% davon würden 50 ppm NO_x entsprechen, welches weit über dem ambitionierten Ziel liegt.

Ergänzend zu den oben geschilderten NO_x-Arten, werden bei der Verbrennung von Wasserstoff NNH-Radikale gebildet. Die anschließende Oxidation dieser Radikale trägt einen bedeutenden Beitrag zur Bildung von NO_x bei (Gleichung 3.3). In der Literatur dominiert nach Therkelsen et al. [17] unterhalb von 2100 K (1827°C) der NNH-Anteil bei der Bildung von NO_x, denn bei niedrigen Temperaturen und mageren Mischungen sind die NNH-Radikale empfindlicher. Dies wurde für Methan und für Wasserstoff bestätigt. Bei brennstoffreichen Mischungen ist ein Überschuss an Wasserstoffatomen für die Beschleunigung der Reaktion verantwortlich. Wegen seiner Reaktionsfreundlichkeit und des weiten Zündbereichs kann der Wasserstoff auch bei niedrigen Temperaturen im Vergleich zu Methan die Flamme aufrechterhalten. Daraus resultiert bei einem geringen Kraftstoff-Luft-Äquivalenzverhältnis ϕ (siehe Kapitel 3.2) eine erhöhte Neigung zur NO_x-Bildung im Vergleich zu Methan.



Die Verbrennung von Wasserstoff ist wie bereits erwähnt mit hohen Temperaturen und Reaktionsgeschwindigkeiten verbunden, woraus die Flammenstabilität gefährdet wird und es zu einem Flammenrückschlag (engl. Flashback) führen kann. Grundsätzlich wird er ausgelöst, wenn die lokale Flammengeschwindigkeit die lokale Strömungsgeschwindigkeit an einer festen Stelle überschreitet [12]. Vor allem ist dieses Problem für gewöhnliche Vormischbrenner ein Thema. Die hohe Flammengeschwindigkeit von Wasserstoff, die um eine Größenordnung größer als die des Methans ist, begünstigt zusätzlich einen Flammenrückschlag. Laut Laget et al.

[33] steigt die turbulente Flammgeschwindigkeit bis zu einem Wasserstoffgehalt von 20% im Brennstoff moderat an. Wobei ab diesem Grenzwert ein sehr rapider Anstieg zu erwarten ist. Etwaige Flammenrückschläge würden in kürzester Zeit enorme und irreversible Schäden an den betroffenen Komponenten hervorrufen. Demgegenüber können kleine Flammgeschwindigkeiten zum Erlöschen der Flamme führen. In der Abbildung 3.1 ist ein Vergleich der Lösch- und Flammenrückschlaggrenze der unterschiedlichen Syngase in Abhängigkeit von ϕ dargestellt. Aus dieser wird ersichtlich, dass Methan im Gegensatz zu Wasserstoff einen viel größeren stabilen Betriebsbereich aufweist. Vor allem sticht die drastische Reduktion der Flammenrückschlaggrenze bei reiner Wasserstoffverbrennung auf ein ϕ von knapp über 0,6 hervor.

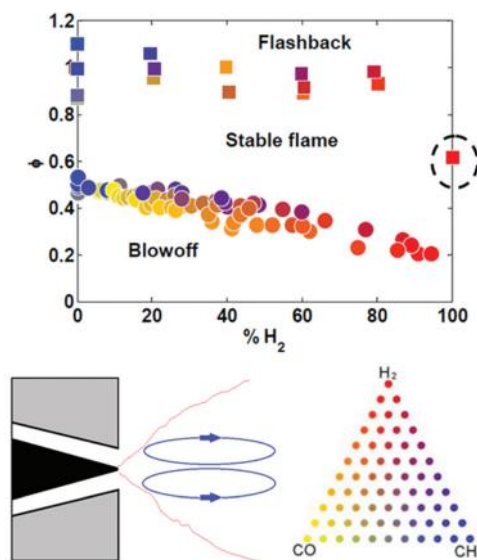


Abbildung 3.1: Flammenrückschlag- und Löschgrenze anhand eines Flammenstabilisierungsbeispiels; Farbreferenzen dienen zur Veranschaulichung der Brennstoffzusammensetzung. Quadrate zeigen Flammenrückschlaggrenzen, Kreise die Löschgrenzen. [13]

Für die korrekte thermodynamische Beurteilung der Verbrennung in den anschließenden Kapiteln ist auch die genaue Definition der TIT von großer Relevanz. Die Turbinenhersteller beziehen sich bei der Angabe der TIT auf unterschiedliche Normen. Sie unterscheiden sich im Wesentlichen durch die bereits beigemischten Kühlluftmengen (siehe Abbildung 3.2). Für die Ermittlung der thermischen Wirkungsgrade wird meistens ein fiktiver Mischzustand, der nach ISO 2314 (1989) berechnet wird und nicht der tatsächliche Heißgaszustand gewählt. Gemeinsamkeiten weisen die Definitionen darin auf, dass sie sich auf die jeweiligen massenstromgewichteten Mittelwerte der Totaltemperatur im ruhenden System beziehen. [9]

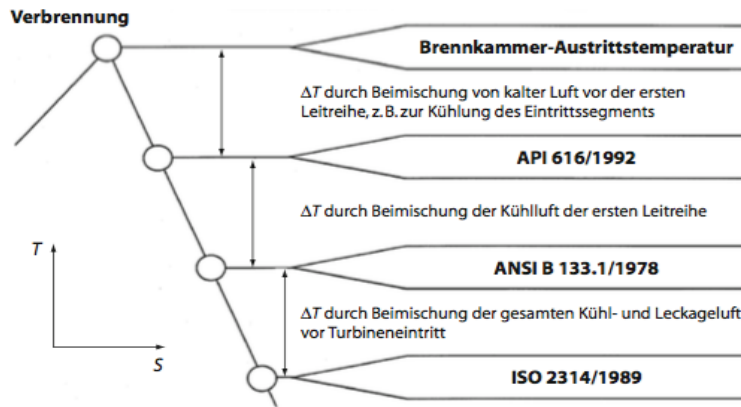


Abbildung 3.2: Definitionen der TIT [9]

3.2 Verbrennungsprozess

Die Verbrennung kann als ein schneller, exothermer Oxidationsprozess beschrieben werden, welcher Wärme, oder zeitgleich Licht und Wärme generiert [12]. Die erzeugte Flamme lässt sich als Diffusionsflamme (engl. Diffusion-Flame) oder als Vormischflamme (engl. Premixed-Flame) bezeichnen. Bei der Diffusionsflamme findet die nahezu stöchiometrische Verbrennung und die Brennstoff-Oxidationsmittel-Reaktion synchron statt. Dabei ist besondere Rücksicht auf die lokalen Temperatur-Extrema im Brenner zu nehmen, da sie einen beachtlichen NO_x-Anteil hervorrufen. Zudem bewirken die radial angeordneten Öffnungen für die Luftzufuhr einerseits einen Nebenstrom, was zu einer akustischen Dämpfung des Brenners führt, andererseits eine Temperaturabnahme durch die Verdünnung des Gasstromes mit der zugeführten Luft. Moderne Gasturbinen mit höheren Wasserstoffanteilen im Brennstoff verwenden hauptsächlich Diffusionsbrenner, oder einen WLE-Brenner (Wet Low Emission). Im Falle einer Vormischflamme wird der Brennstoff mit dem Oxidationsmittel bereits vor der Verbrennung vollkommen gemischt. Die Verdünnung erfolgt hier während des Mischvorgangs, womit es zu keinen lokalen Temperaturerhöhungen entlang des Brenners kommt. Somit wird nicht überdurchschnittlich NO_x produziert. Die Abbildung 3.3 stellt die beiden Brennerkonfigurationen anhand von Prinzipskizzen dar.

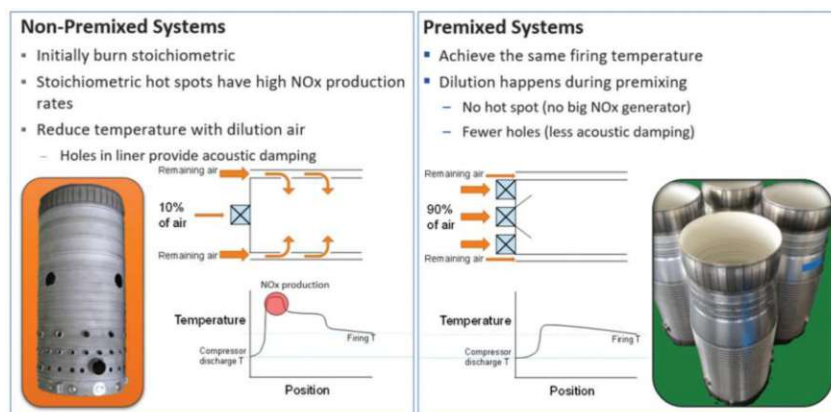


Abbildung 3.3: Vergleich der beiden Brennerkonfigurationen [13]

Die Diffusionsflamme setzt sich aus drei Teilbereichen zusammen. Im Inneren der Flamme, wo sich die unverbrannten Gase befinden, findet keine Verbrennung statt. Im mittleren Bereich finden erste Reaktionen mit dem Oxidationsmittel Luft statt, was die Verbrennung ermöglicht und mittels Temperaturanstieg Licht emittiert. Der Außenbereich wird hauptsächlich durch die exotherme Reaktion geprägt. Dies hat zur Folge, dass die freien Radikale in den höheren Temperaturbereichen zusammen mit Sauerstoff die Oxidationsreaktion abschließen, oder teilverbrannt sich als Ruß abscheiden [14].

Anhand der Lewis Zahl (Le) des Brennstoffs, welche das Verhältnis des Wärmetransports (a) zum diffusiven Stofftransport (D) in der Reaktionszone wiedergibt, können wichtige Rückschlüsse gezogen werden. Bei $Le = 1$ entspricht die Temperatur der Reaktionszone der adiabaten Flammentemperatur, da die zu- und abgeführten thermischen Energien gleich groß sind. Die Lewis Zahl für Methan beträgt 0,96. Bei diesen Temperaturen kann der Stickstoff aus der Luft oxidieren und in NO_x übergehen. Wasserstoff hat eine Lewis Zahl von 0,4. Dadurch wird die NO_x Produktion weiter begünstigt, weil die Spitzenflammentemperaturen die adiabate Flammentemperatur aufgrund der differentiellen Diffusion² übersteigt. Die Lewis Zahl ist wie folgt definiert:

$$Le = \frac{a}{D} \quad (3.4)$$

Um die Emissionen im tolerierten Bereich zu halten, kann die hohe Flammentemperatur neben geometrischen Revisionen der Anlage und einer Neuauslegung der Brennkammer anhand einer Brennstoffverdünnung verringert werden. Ohne eine Verdünnung wären die NO_x Emissionen bei reiner Wasserstoffverbrennung inakzeptabel hoch und die stöchiometrische Flammentemperatur (SFT) müsste erniedrigt werden (siehe Abbildung 3.4). Für die Verdünnung müssen Kompromisse in Bezug auf den Systemwirkungsgrad eingegangen werden. Die Verdünnung mit H_2O hat sich in vielen Versuchen als effektiv erwiesen, indem sie die Reaktion des Wasserstoffs während der Verbrennung verzögert und die hohen Temperaturen in der Brennkammer herabsetzt [18]. Für die industrielle Anwendung von Hochleistungsturbinen kommt jedoch der Dampf in Frage, da er zum Beispiel bei einem Kombiprozess der Dampfturbine entnommen werden kann. Der erhöhte Wasseranteil im Abgas führt dabei zu einem Anstieg der Heißgas-Schaufel-Wärmeübergangszahl in der Turbine, wodurch die Schaufeltemperatur an ihre ausgelegten Grenzen stoßen könnte. Dies würde eine Limitierung der TIT zur Folge haben.

² Bei der differentiellen Diffusion diffundieren Stoffe wegen ihrer unterschiedlichen Molekülgrößen mit unterschiedlichen Geschwindigkeiten.

Auch die exergetischen Verluste, welche zum Beispiel durch die Senkung der TIT oder durch die Druckreduzierung aufgrund des aus dem Kombiprozess entnommenen Dampfes resultieren, müssen bei der thermodynamischen Auslegung mitberücksichtigt werden. Um generell die Umweltverträglichkeit der Anlage zu verbessern, sollte die Anwendung von Wasser jedoch minimiert werden. Ein weiteres Verdünnungsmittel ist Stickstoff, der durch Zerlegung von Luft gewonnen werden kann. Wasserstoff lässt sich bis zu 50% mit Stickstoff verdünnen. Entsprechende Versuche [19] zeigten zudem einen geringeren Wirkungsgradabfall bei einer Stickstoffverdünnung in direktem Vergleich mit Dampf. Dennoch würde die adiabate Flammentemperatur 2025 K (1752°C) betragen und somit Übermengen an NO_x freisetzen. Es besteht außerdem die Möglichkeit das Abgas in die Brennkammer zurückzuführen, um diese mit den frischen Reaktanden zu mischen. Empirische Versuche, bei diesen CO₂, N₂ und Abgase mit beachtlicher NO_x-Menge dem frischen Brennstoff-Oxidationsmittel-Gemisch zugeführt worden sind, zeigten eine Abnahme im NO_x-Anteil des Abgases. Dieses Verhalten lässt sich mit der Abnahme der Reaktionstemperatur begründen, was die thermische Produktion von NO_x eingrenzt. Kinetische Modellierungen zeigten einen Anstieg im N₂-Anteil und identisch zu den experimentellen Ergebnissen eine anschauliche Reduzierung von NO_x [17].

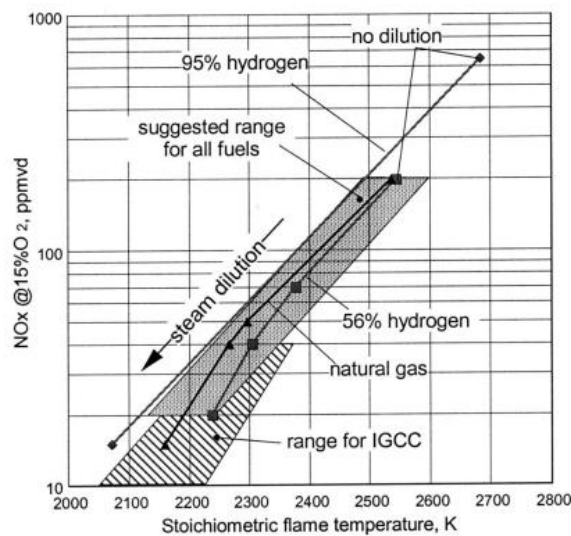


Abbildung 3.4: NO_x Emissionen verschiedener Brennstoffe in Abhängigkeit der SFT bei einem Diffusionsbrenner unter sukzessiver Zufuhr von Dampf. Stickstoff wurde hierbei dem Wasserstoff als Ausgleichsgas beigemischt. [20]

Weitere Möglichkeiten bieten Abgasreinigungsanlagen. Eine gängige Methode wäre die selektive katalytische Reduktion (SCR). Bei der SCR wird Ammoniak dem Abgas zugemischt und somit die NO_x-Bildung in Grenzen gehalten. Alternativ dazu gebe es den SCONO_x-Prozess, bei diesem die CO-, CO₂- und NO_x-Emissionen vom Katalysator absorbiert werden. Diese Anlagen werden bereits über mehrere Dekaden in einigen Kraftwerksanlagen eingesetzt. Allerdings steigt dadurch der elektrische Bedarf, was zu erhöhten Betriebskosten der Anlage führt. Deshalb scheint die

Verdünnung bei der Wasserstoffverbrennung eine unumgängliche Methodik der Emissionskontrolle zu werden.

Aus strömungstechnischer Sicht kann durch Aufbringen einer Scherbeanspruchung auf die Reaktionszone das Gleichgewicht zwischen Diffusion und Reaktion manipuliert werden. Eine zu hohe Belastung würde die Flamme lokal verlöschen und sich an einer anderen Stelle angesichts eines besseren Mischvorgangs von Brennstoff und Luft wie eine Vormischflamme entwickeln. Infolgedessen würde sich die Flammentemperatur verringern.

Bei einer vorgemischten Verbrennung kann die Flamme analog zur Diffusionsflamme grundlegend in drei Zonen eingeteilt werden. In der Vorwärmzone (engl. Preheat zone) werden die Edukte der anstehenden Reaktion seitens der verbrannten Produkte auf Zündtemperatur erhitzt. Wie aus der Abbildung 3.5 ersichtlich ist, wird in dieser Zone keine Wärme freigesetzt. Die innere Schicht (engl. Inner layer) der Reaktionszone (engl. Reaction zone) schließt direkt an die Vorwärmzone an und setzt nach Verbrauch des gesamten Brennstoffs die meiste Wärme frei. Das Erreichen der maximalen Temperatur findet in der Oxidationsschicht statt. Abschließend folgt die Gleichgewichtszone (engl. Equilibrium zone), wo keine Wärmefreisetzung mehr stattfindet und sich ein Gleichgewichtszustand einpendelt.

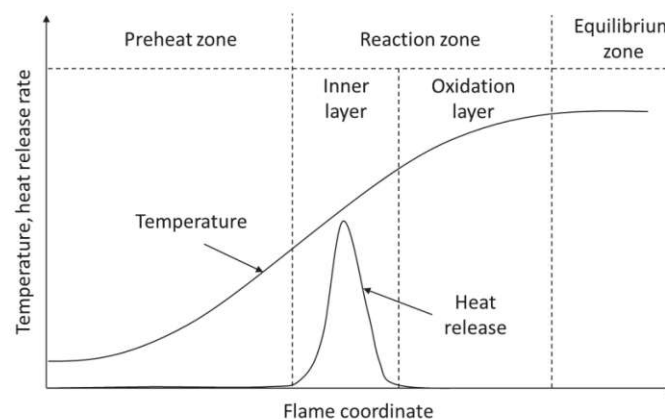


Abbildung 3.5: Temperaturprofil einer vorgemischten Flammenfront [12]

Das Kraftstoff-Luft-Äquivalenzverhältnis ϕ ist für die Charakterisierung einer Verbrennung ein wichtiger Parameter. Diese dimensionslose Kennzahl beschreibt, ob die Verbrennung mit Luftüberschuss, stöchiometrisch, oder mit Luftmangel stattfindet. Sie wird mit dem realen Brennstoff-Oxidationsmittel-Verhältnis zum stöchiometrischen Brennstoff-Oxidationsmittel-Verhältnis gebildet und ist der Kehrwert des Verbrennungsluftverhältnisses λ . Eine stöchiometrische Mischung liegt bei einem Wert von eins vor. Bei einem Kraftstoff-Luft-Äquivalenzverhältnis ϕ kleiner als eins läuft die Verbrennung mit Luftüberschuss ab, wohingegen bei einem ϕ größer als eins mit Luftmangel.

$$\phi = \frac{1}{\lambda} = \frac{\left(\frac{\dot{m}_{\text{Brennst.}}}{\dot{m}_{\text{ox}}}\right)_{\text{real}}}{\left(\frac{\dot{m}_{\text{Brennst.}}}{\dot{m}_{\text{ox}}}\right)_{\text{st\ddot{o}ch.}}} \quad (3.5)$$

In vielen vorgemischten Brennern wird ein ϕ von knapp über 0,5 angestrebt. Die überschüssige Luft dient als Verdünnung und hält die Flammentemperatur niedrig, um die thermisch ausgelösten NOx zu vermeiden. Ein Nachteil ist, dass das ϕ in einem engen Bereich von 0,5 bis 0,6 Anwendung findet. Unterhalb dieses Bereiches kann die Flamme erlöschen, oberhalb werden vermehrt NOx gebildet. In diesem Bereich können die gewünschten Austrittstemperaturen (bzw. TIT) nicht erreicht werden. Mit einer angepassten Brennersteuerung kann allerdings der emissionsarme Betrieb von Gasturbinen gewährleistet werden. Weil die Verbrennungsstabilität von der Einlasstemperatur und der Brennstoffzusammensetzung abhängt, können diese Parameter unter Mitberücksichtigung der Umgebungstemperatur angepasst werden. Zudem können bei manchen Turbinen verstellbare Verdichtereinlassleitschaufeln und die Luftabzweigung vom Verdichter (Zapfluft) als variable Größen zur Anpassung des Brennkammerluftstroms miteinbezogen werden. Für Überwachung und Steuerung des Verbrennungsprozesses haben zahlreiche Studien die Verwendung von optischen Flammensignalen, akustischen Signalen, oder Flammenionisation für möglich gehalten. Dies ist ausschlaggebend für die Gewährleistung eines stabilen und nachhaltigen Betriebs.

Für die Veranschaulichung der Unterschiede bei der Verbrennung mit Wasserstoff und Methan, wurde ein verkleinertes Modell des M1 Brenners (Abbildung 3.6) einer General Electric MS-7001 EA, der für Erdgas ausgelegt ist, unter der Leitung von Korea Electric Power Corporation hergestellt. Dabei wurde die getrocknete Luft mit einem Volumenstrom von 66 Nm³/h unter atmosphärischem Druck, bei 673,15 K (400°C) zugeführt.

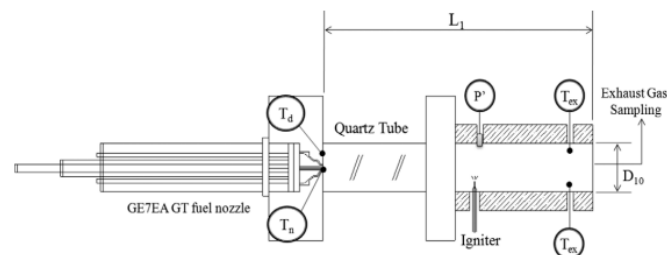


Abbildung 3.6: Schematische Darstellung des GE M1-Brenner-Prüfstands [15]

Die Heizleistung (engl. Heat Input), welche sich durch Anpassung des Volumenstroms und der Zusammensetzung des Gases verändern lässt, erstreckte sich während der Messung von 30 kW bis 60 kW. Wie aus der Abbildung 3.7 ersichtlich wird, wurde eine Temperaturdifferenz von etwa 100°C an der Düse gemessen. Das ist auf die

Flammgeschwindigkeit von Wasserstoff, die um etwa eine Größenordnung höher ist als die des Methans, zurückzuführen. Entscheidend ist diesbezüglich auch die adiabate Flammentemperatur von wasserstoffreichen Gasen, da sie um bis zu 200°C höher als die von Methan betragen kann.

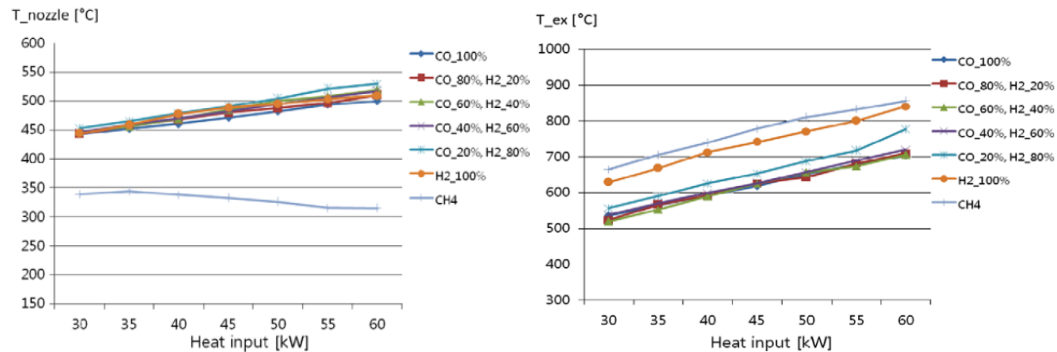


Abbildung 3.7: Temperaturentwicklung an der Brennstoffdüse (links) und am Austritt (rechts)
[\[15\]](#)

Weil die Zündgeschwindigkeit von Wasserstoff durch die hohen Verbrennungsgeschwindigkeiten stärker beeinflusst wird als durch die konvektive Wärmeübertragung, tendiert er zu höheren Temperaturen bei steigenden Heizleistungen. Bei Methan wird eine Abnahme der Temperatur ersichtlich, da die konvektive Wärmeübertragung in diesem Fall einen größeren Einfluss auf die Verbrennung hat. Aus dieser Messreihe lässt sich ableiten, dass wasserstoffreiche Gase durch die hohen Temperaturen und sich daraus resultierenden, möglichen Flammenrückschlägen, eine Gefahr für die konventionellen Brennstoffdüsen darstellen. Am Austritt der Brennkammer liegt des Weiteren Methan um zirka 30°C höher als Wasserstoff. Die Abweichungen resultieren an dieser Stelle von Wärmeverlusten infolge von Konvektion und Wärmestrahlung. Bei diesem Versuch wurden auch Synthesegase mit unterschiedlichen Kohlenstoffmonoxid (CO) - Anteilen analysiert. Hochkonzentrierte CO-Gase sind sehr luminös, wodurch sie größere Verluste durch Wärmestrahlung erfahren. Das ist an den Kennlinien der Brenneraustrittstemperaturen zu sehen.

Aus der Interpretation der Momentaufnahmen (siehe Abbildung A2 im Anhang) wird eindeutig, dass bei höheren Wärmeleistungen die Wasserstoffflamme breiter wird und tiefer in das Quarzrohr eindringt. Dadurch wird die Ablassebene (engl. Dump plane - siehe T_d in der Abbildung 3.6) thermisch weniger belastet und bedarf keiner Kühlung im Falle einer Nachrüstung der Turbine für den Betrieb mit Wasserstoff. Ein weiteres Ergebnis dieser Studie ist, dass die Verbrennung von Wasserstoff im Vergleich zu Methan beinahe keine Flammeninstabilität aufweist.

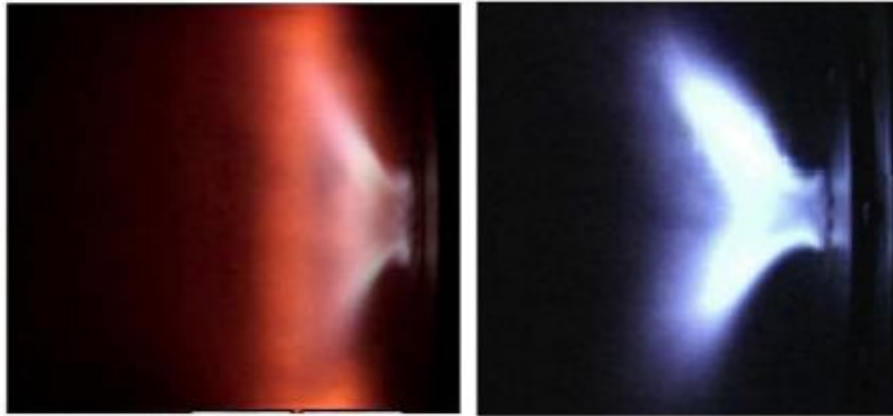


Abbildung 3.8: Flamme bei 100% H₂ und $\phi = 0,661$ (links), Methanflamme (rechts) – jeweils bei einer Heizleistung von 55 kW [15]

Die Gegenüberstellung beider Flammen (Abbildung 3.8) zeigt eindeutig, dass die Methanflamme an der Ablassebene eine Rezirkulation erfährt. Wie zu erwarten ist, ist auch die größere Wärmefreisetzung der Wasserstoffflamme aus der Aufnahme ersichtlich. Dahingegen hat die Methanflamme eine weite Reaktionszone mit konzentrierten Peaks hinsichtlich der freigesetzten Wärme.

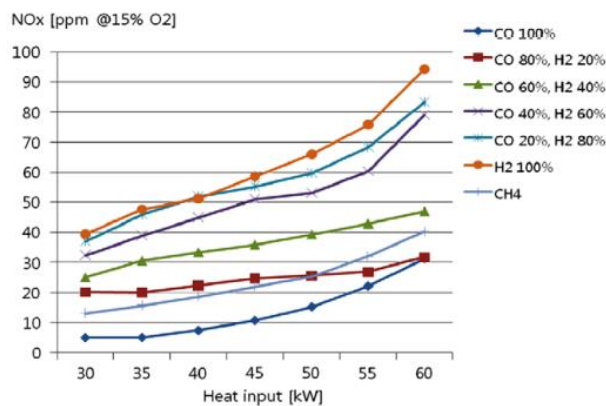


Abbildung 3.9: NOx Emissionen in Abhängigkeit der Wärmeleistung [15]

Wie in der Abbildung 3.9 zu erkennen ist, steigen die NOx Emissionen exponentiell mit der steigenden Wärmeleistung. Die Differenz zwischen Methan und Wasserstoff kann mithilfe des Verbrennungsluftverhältnisses interpretiert werden. Dieses fällt bei größeren Wasserstoffkonzentrationen höher aus, was zu einer Erhöhung der Flammentemperatur führt.

Bei alleiniger Erhöhung des Wasserstoffgehalts im Brennstoff (CH₄-H₂ Gemisch) wird beobachtet, dass bis zu einer Konzentration von 20% die Flamme beinahe wie im Referenzfall erhalten bleibt. Höhere Konzentrationen führen dazu, dass die Flamme deutlich kürzer wird (vgl. rote strichlierte Bezugslinie in der Abbildung 3.10). Ab 40% bewegt sich die Flamme wegen der sehr hohen turbulenten Flammengeschwindigkeit und der allgemein höheren Reaktivität weiter stromaufwärts. Für diesen Versuch wurde der Alstom EV-Brenner herangezogen. Die Analyse der Wandtemperatur hat

des Weiteren gezeigt, dass H_2 -Konzentrationen unter 25 % keine zusätzliche Temperaturerhöhung bewirken. Das ist auf die fast gleichbleibende Flammenposition zurückzuführen. Höhere Konzentrationen führen zu einer vernachlässigbaren Erhöhung der Wandtemperatur, welche bei 50% etwa 30°C höher lag.

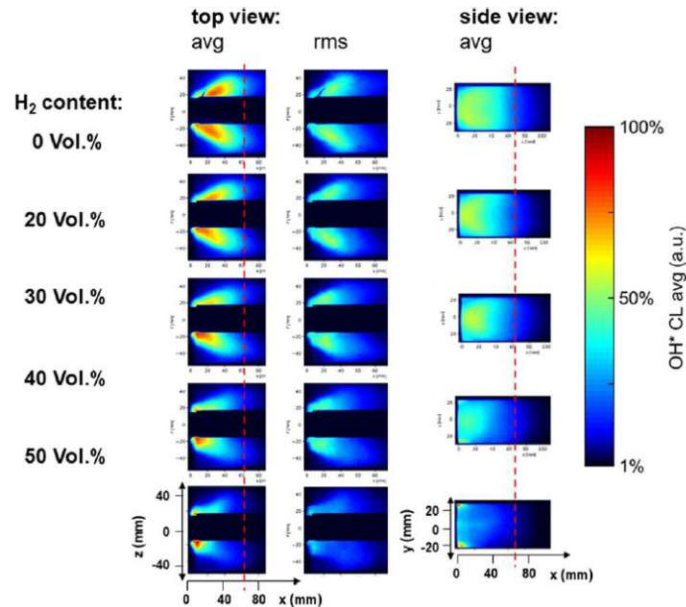


Abbildung 3.10: Momentaufnahmen der Flammen bei steigendem H_2 -Gehalt [33]

Die andersartige Verbrennungsdynamik des Wasserstoffs kann auch die Thermoakustik einer Gasturbine beeinflussen. Thermoakustische Schwingungen treten hervor, wenn sich die Akustik der Brennkammer mit der Wärmefreisetzung koppelt [33]. Eine kompakte Brennkammer verhindert die exzessive NO_x -Bildung, benötigt weniger Kühlluft und ist mit hohen Leistungsdichten verbunden. Aufgrund dieser höheren Belastungen nehmen jedoch die Wärmefreisetzungsfuktuationen größere Werte an. Zusätzlich wird das Dämpfungsverhalten durch die Reduzierung der Oberfläche der Brennkammerwände negativ beeinflusst [9]. Derartige Schwingungen mit hohen Amplituden sind unerwünscht, weil sie in kürzester Zeit zu Komponentenschäden führen können. Maßnahmen zur Unterbindung dieses Phänomens können aktiver oder passiver Herkunft sein. Als passive Maßnahme kann zum Beispiel ein im Vergleich zu einer herkömmlichen Brennkammer zylindrisch verlängerter Brenneraustritt die Reaktionszone drastisch stromab verschieben und so die Phase zwischen Druck- und Wärmefreisetzungsschwankungen vergrößern [9]. Mithilfe dieser Modifikation kann der thermoakustisch intakte Betriebsbereich einer Gasturbine bis zu 10% vergrößert werden. Eine weitere Maßnahme zur Unterdrückung der Schwingungen ist der Einsatz von Helmholtz-Resonatoren. Dabei wird eine Resonanz angestrebt, sodass die Pulsationsfrequenz der Verbrennungsinstabilität und die Eigenfrequenz des Resonators sich überlappen und so die Schallenergie der Brennkammer absorbieren. Bei aktiven Maßnahmen kommen bewegte Komponenten (meist Brennstoffventile) zur Unterbindung dieser Schwingungen zum Einsatz. Dabei

wird die Brennstoffmenge über einen aktiven Regler beim Überschreiten einer vorbestimmten Brennkammerschwingungsfrequenz angepasst.

Anhand eines Einzelbrennertests [33] wurde der Einfluss des Wasserstoffgehalts auf die Thermoakustik untersucht. Bei diesen Messungen wurde das Grund- und Teillastverhalten des Brenners miteinbezogen (siehe Tabelle 3.1). Im untersuchten Parameterbereich konnten dabei keine hochfrequenten Pulsationen (größer als 1 kHz) observiert werden.

Tabelle 3.1: Betriebsbedingungen des Einzelbrennertests [33]

| | P (bar) | T air (°C) | Staging (%) | H ₂ content (Vol. %) | Phi (global) | thermal Power (kW) | T adiabatic (°C) |
|-----------|---------|------------|-------------|---------------------------------|--------------|--------------------|------------------|
| Base load | 13.7 | 381 | 88/12 | 0-50 | 0.546-0.525 | 975 | 1570 |
| Part load | 11.2 | 335 | 84/16 | 0-25 | 0.50-0.494 | 783 | 1451 |

In der Abbildung 3.11 sind oben die gemittelten Spektren und unten die Spitzenspektren jeweils für die Grund- und Teillastbedingungen dargestellt. Bei der Grundlast wird ersichtlich, dass sich die Frequenz durch die Erhöhung des Wasserstoffgehalts zu höheren Werten verschiebt. Gemessen wurde eine Frequenz von 454 Hz für einen reinen Erdgasbetrieb und 496 Hz bei einer H₂-Konzentration von 50%. Aus einer nicht nachvollziehbaren Ursache liefert das Spitzenspektrum bei einer H₂-Konzentration von 40% eine auffällig niedrige Frequenz, was eine genauere Inspektion erfordert und im Rahmen dieser Analyse nicht durchgeführt wurde. Grundlegend kann die Frequenzzunahme mit der Verschiebung der Flammenposition und somit auch der Wärmefreisetzungszone begründet werden. Eine weitere wichtige Erkenntnis aus der Messreihe für die Grundlast war die Abnahme der Druckamplituden bei erhöhten H₂-Konzentrationen. Analog dazu wurde bei Teillast eine Verschiebung der gemessenen Frequenzen auf höhere Werte beobachtet. Für reinen Erdgasbetrieb wurden 431 Hz und für eine H₂-Konzentration von 25% 457 Hz gemessen. Anders sah es bei den Druckamplituden aus, welche für höhere H₂-Konzentrationen anstiegen.

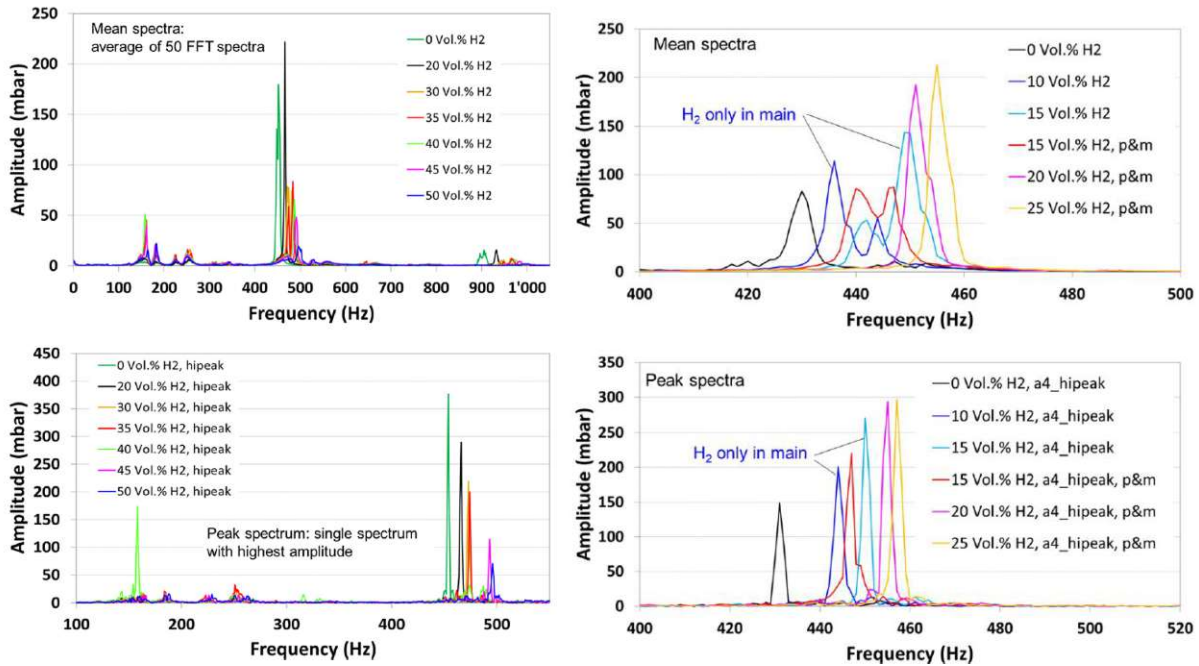


Abbildung 3.11: Einfluss der Wasserstoffzugabe auf die Thermoakustik – Grundlast (links), Teillast (rechts) [33]

3.3 Thermodynamische Auswirkungen auf Turbomaschinen

Bezugnehmend auf die Publizierung von Chiesa et al. [20], wurden beim Einsatz von Wasserstoff in Gasturbinen folgende Auswirkungen festgestellt:

- Eine Variation der isentropen Enthalpiedifferenz der Entspannung.
- Eine Abweichung des Volumenstroms am Turbineneintritt, was den optimalen Arbeitspunkt des Verdichters/der Turbine verschiebt.
- Eine Änderung der Wärmeübergangszahl auf der Außenseite der Schaufeln, wodurch die Leistung des Kühlsystems beeinträchtigt wird.

Ein Vergleich der beiden Diagramme in der Abbildung 3.12 zeigt eindeutig, dass allein durch die Verbrennung von Wasserstoff ohne jegliche Verdünnung eine Verringerung der Enthalpiedifferenz von 5% im Vergleich zum Referenzfall mit Erdgas entsteht. Dies lässt sich mit der spezifischen Wärmekapazität und dem Temperaturabfall, der sich bei zunehmendem Verdünnungsanteil erhöht, begründen. Eine Erhöhung des Dampfgehalts bewirkt trotz einer Zunahme der spezifischen Wärme des Gemisches eine weitere Verringerung der Enthalpie, da der Isentropenexponent κ sinkt. Weiters müsste das Dampf/Wasserstoff-Verhältnis 7 betragen, um die SFT bei 2300 K zu halten. Die Konsequenz daraus wäre eine Verringerung der Enthalpie um 12%. Aufgrund der Brennstoffeigenschaften von Wasserstoff resultiert eine Zunahme im Volumenstrom.

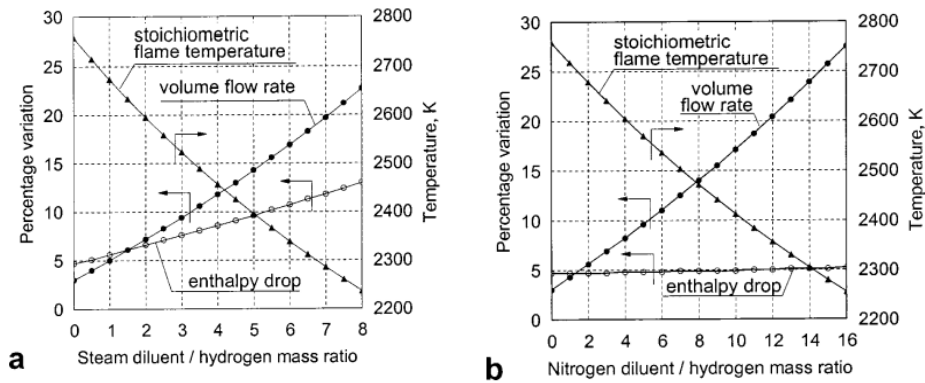


Abbildung 3.12: Entwicklung der SFT, des isentropen Enthalpiegefälles und des Volumenstroms am Turbineneintritt einer wasserstoffbetriebenen Gasturbine in Bezug auf den Referenzfall Erdgas.

a) Verdünnung mit Dampf (links), b) Verdünnung mit Stickstoff (rechts) [20]

Bei einer Verdünnung mit Stickstoff ist ein Stickstoff/Wasserstoff-Verhältnis von 14 zu erzielen, um die SFT bei 2300 K halten zu können. Das folgt aus der spezifischen Wärmekapazität von Stickstoff, welcher in etwa halb so groß wie die des Wasserstoffs beträgt. Ein großer Vorteil der Stickstoffverdünnung steckt in dem beinahe konstanten Enthalpiegefälle. Da bereits in der Brennkammer durch die Verbrennung von Wasserstoff Unmengen an Stickoxide gebildet werden, ist der durch die Verdünnung erzeugte Anteil unerheblich.

Die Zusammensetzung von wasserstoffhaltigem Brennstoff beeinflusst den ausgelegten Arbeitspunkt, in dem ein stabiler Betrieb der Turbomaschine gewährleistet wird. Infolgedessen würde der Verdichter und die Turbine einer nicht nachgerüsteten Gasturbine mit Instabilitäten konfrontiert werden, woraus erhebliche Schäden für die betroffenen Komponenten entstehen könnten. Chiesa hat in seiner Studie [20] drei Ansätze präsentiert, um dieses Problem zu bewältigen.

Im ersten Ansatz bleibt der für Erdgas ausgelegte Verdichterarbeitspunkt (inklusive der unveränderten Leitschaufelposition) erhalten und die TIT wird reduziert. Diese Option ist aus thermodynamischer Sicht nicht zu vertreten, da der thermische Wirkungsgrad des Kreisprozesses mit der TIT reduziert wird.

Die zweite Alternative wäre die Beibehaltung der TIT und der Leitschaufelposition. Mit einer Erhöhung des Druckverhältnisses β kann der dimensionslose Massenstrom neu angepasst werden und ein neuer Gleichgewichtszustand erzielt werden. Bei einem nicht gedrosselten Verdichter würde der Massenstrom verringert werden und somit eine Abhilfe beim Erreichen des Gleichgewichts verschaffen. An dieser Stelle darf die Pumpgrenze nicht unberücksichtigt bleiben, weil beim Überschreiten dieser zusätzliche Hochdruckstufen benötigt werden.

Der dritte Ansatz beruht darauf, dass die TIT und das β beibehalten wird. In diesem Fall wird der Gleichgewichtszustand durch das Schließen der verstellbaren Leitreihen und die Reduzierung des Massenstroms erreicht.

Mit einer computerunterstützten Berechnung wurden drei unterschiedliche Fälle analysiert, um die Auswirkungen des Wasserstoffbestriebs mit dem Erdgasbetrieb zu vergleichen. Für den Referenzfall mit Erdgas im Kombiprozess wurden Daten der Siemens V94.3A (SGT5-4000F) Industriegasturbine herangezogen. Die Ergebnisse des Referenzmodells sind in der ersten Spalte der Tabelle 3.2 aufzufinden. Der Wirkungsgrad von 57,57% stimmt beinahe mit der Herstellerangabe von 57,30% überein und deutet auf die Zuverlässigkeit der Ergebnisse hin.

Die erste Berechnung mit Wasserstoff wurde ohne jegliche Modifikation des Modells unter Beibehaltung des β bei 17 und einer Anpassung der variablen Leitschaufeln (VGV operation) durchgeführt. Dabei wurde auch der Einlassvolumenstrom reduziert, um das Gleichgewicht zwischen Verdichter und Turbine wiederherzustellen. Trotz der herabgesetzten TIT, zwecks Einhaltung der Temperaturgrenze der Schaufeln, macht sich die sehr hohe SFT mit einem Anstieg im Wirkungsgrad auf 58,32% bemerkbar. Wie bereits erwähnt, würden ohne Verdünnung die emittierten NO_x Werte unannehmbar hoch ausfallen, woraufhin die Berechnung durch Beimischen von Dampf und Stickstoff erweitert wurde. Bei einer Dampfverdünnung wird die SFT auf 2300 K und der Luftstrom, um den beigemischten Verdünnungsanteil auszugleichen, auf 584,1 kg/s reduziert. Dadurch wird die notwendige Verdichterarbeit reduziert. Aufgrund des größeren Enthalpieabfalls bei der Dampfverdünnung fällt die Turbinenleistung im Allgemeinen größer aus. Der Gesamtwirkungsgrad der Anlage fällt jedoch auf 56,38%, was auf die mit dem steigenden Verdünnungsanteil sinkende Dampfturbinenleistung zurückzuführen ist. Bei der Stickstoffverdünnung ergibt sich beinahe die gleiche TIT wie beim unverdünnten Wasserstoffbetrieb. Um den Massenstrom der Turbine konstant zu halten wird der Luftmassenstrom auf 550,7 kg/s herabgesetzt. Analog zur Dampfverdünnung ist die notwendige Verdichterleistung geringer, was eine Zunahme der Gasturbinenleistung auf 297,6 MW bewirkt. Da jedoch für die Aufbereitung des Stickstoffs ein Verdichter benötigt wird, stellt sich ein Gesamtwirkungsgrad für die Anlage von 57,46% ein.

Die zweite Berechnungsreihe wurde für das erhöhte β bei konstantem Luftmassenstrom durchgeführt. Grundsätzlich weichen die Ergebnisse für den unverdünnten Fall nicht großartig von der ersten Berechnung ab. Um den nun angestiegenen Gasmassenstrom bei unveränderter Düsengeometrie auszugleichen, werden bei Dampf- und Stickstoffverdünnung noch höhere β erforderlich. Das erfordert allerdings zusätzliche Verdichterstufen. Weiters wurde die TIT auf 2300 K reduziert, da sonst der Bedarf an Kühlluft signifikant ansteigen würde. Konsequenterweise fallen dadurch die Wirkungsgrade für die verdünnten Fälle niedriger aus. Ein bedeutender

Anstieg der Turbinenleistungen macht sich bei einem Vergleich mit der ersten Berechnungsreihe bemerkbar, weil der Luftmassenstrom von 633,8 kg/s nicht reduziert wird.

Bei der rekonstruierten Turbine wird die größte Verbesserung der Turbinenleistung erzielt. Dies ist auf die unveränderte TIT von 1350°C zurückzuführen. Aufgrund der Anpassung des Kühlkreislaufs kann die Kühllufttemperatur wie bei der Ausgangsturbine beibehalten werden, womit die TIT nicht reduziert werden muss. Durch das gleichbleibende β fallen die Ergebnisse der modifizierten Turbine optimal aus. Der Wirkungsgrad der Anlage fällt jedoch analog zur ersten Berechnungsreihe durch die sinkende Dampfturbinenleistung etwas niedriger aus.

Die Ergebnisse der durchgeführten Berechnungen zeigen, dass mit variablen Leitschaufeln und mit der modifizierten Turbine ein effizienter Wasserstoffbetrieb möglich ist. Hierbei wurden die SFT aus Emissionsgründen mit 2300 K begrenzt. Auch die Verdünnung lässt sich mit geringen Verlusten gut adaptieren. Der Fall mit dem erhöhten β würde einen größeren Verdichter und Generator voraussetzen, was wirtschaftlich nicht zu vertreten wäre. Aus dieser Sicht würde ebenso die Dampfverdünnung in den Vordergrund hervortreten, da für die Stickstoffverdünnung ein zusätzlicher Verdichter notwendig wäre. Die Diagramme zu diesen Berechnungen sind in der Abbildung A3 im Anhang zu finden.

Tabelle 3.2: Ergebnisse der durchgeführten Berechnungen [20]

| Fuel | Nat. gas | | Hydrogen, VGV operation | | Hydrogen, increased β | | | Hydrogen, re-engineered | | |
|-------------------------------|----------|-------|-------------------------|----------|-----------------------------|-------|----------|-------------------------|-------|----------|
| | none | none | steam | nitrogen | none | steam | nitrogen | none | steam | nitrogen |
| Diluent | none | none | steam | nitrogen | none | steam | nitrogen | none | steam | nitrogen |
| Dil./fuel mass ratio | 0.00 | 0.00 | 6.78 | 14.44 | 0.00 | 6.92 | 15.36 | 0.00 | 6.83 | 14.45 |
| SFT, K | 2545 | 2745 | 2300 | 2300 | 2746 | 2300 | 2300 | 2745 | 2300 | 2300 |
| Pressure ratio | 17.00 | 17.00 | 17.00 | 17.00 | 17.05 | 18.47 | 19.73 | 17.00 | 17.00 | 17.00 |
| TIT, °C | 1350 | 1339 | 1316 | 1340 | 1339 | 1305 | 1319 | 1350 | 1350 | 1350 |
| TOT, °C | 585.1 | 574.7 | 577.2 | 574.2 | 574.1 | 562.7 | 548.6 | 584.0 | 591.4 | 569.5 |
| Air flow, kg/s | 633.8 | 631.9 | 584.1 | 550.7 | 633.8 | 633.8 | 633.8 | 633.8 | 633.8 | 633.8 |
| Gas flow, kg/s | 644.0 | 632.7 | 623.5 | 631.1 | 634.6 | 676.5 | 728.2 | 634.7 | 678.1 | 725.9 |
| Fuel flow, kg/s | 15.02 | 5.58 | 5.67 | 5.52 | 5.59 | 6.02 | 6.11 | 5.66 | 6.31 | 6.31 |
| Diluent flow, kg/s | 0.00 | 0.00 | 38.44 | 79.67 | 0.00 | 41.71 | 93.78 | 0.00 | 43.10 | 91.21 |
| Ma _{ax} | 0.441 | 0.437 | 0.442 | 0.437 | 0.439 | 0.479 | 0.504 | 0.441 | 0.441 | 0.441 |
| Cooling flows, kg/s | 139.8 | 138.0 | 138.4 | 138.1 | 138.3 | 146.2 | 149.0 | 143.6 | 168.9 | 163.1 |
| GT output, MW | 256.8 | 264.5 | 292.0 | 297.6 | 265.1 | 314.4 | 340.5 | 266.3 | 323.8 | 342.7 |
| SC net output, MW | 130.4 | 125.6 | 91.5 | 125.3 | 125.7 | 92.1 | 132.4 | 130.1 | 104.9 | 142.1 |
| N ₂ compressor, MW | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 42.7 | 0.0 | 0.0 | 54.3 | 0.0 | 0.0 | 48.9 |
| Total output, MW | 387.2 | 390.1 | 383.5 | 380.2 | 390.9 | 406.4 | 418.6 | 396.4 | 428.7 | 436.0 |
| LHV efficiency, % | 57.57 | 58.32 | 56.38 | 57.46 | 58.32 | 56.25 | 57.15 | 58.35 | 56.60 | 57.57 |

Aufbauend auf diesen Erkenntnissen wurde die analytische Untersuchung durch Gazzani et al. [19] vertieft, indem verschiedene Brennerkonfigurationen in einem neuen Berechnungsmodell implementiert wurden. Für diese Studie wurden Daten eines erdgasbetriebenen Gas- und Dampf-Kombikraftwerks der Firma Enel mit einer Industriegasturbine der Klasse F (170-230 MW) herangezogen. Die getroffenen Annahmen und die Bezugswerte der Referenzanlage sind im Anhang (Abbildung A4) aufgelistet. Das Modell wurde möglichst im Originalzustand belassen (TIT, β , Geometrie der Turbine). Kleine Adaptationen wie zum Beispiel des Kühlluftmassenstroms, oder des Luftmassenstroms wurden durchgeführt. Beim

Diffusionsbrenner wurden zusätzlich zwischen Dampf- und Stickstoffverdünnung variiert. Abgerundet wurde die Berechnung mit einem vorgemischtem Brenner. Die thermischen Auswirkungen auf die Schaufeln können anhand dieses Modells nicht präzise untersucht werden. Mit einer höheren Kühllufrate könnte ein besserer Wirkungsgrad bei konstanter TIT erreicht werden. Dies wurde jedoch vernachlässigt, weil die Geometrie der Kühlluftkanäle aus fertigungstechnischer Sicht unberücksichtigt blieben und die realen Betriebsbedingungen weit von den Auslegungsbedingungen entfernt sind. Stattdessen wurde die TIT schrittweise verringert. In den Tabellen ist die Schaufeltemperatur (T of blade metal) angeführt. Die TIT der Messreihen kann anhand der Variation der Schaufeltemperaturen abgeleitet werden. Ein Temperaturabfall an der Schaufeloberfläche von 20°C würde die TIT um 40°C reduzieren. Analog dazu bewirkt ein Temperaturabfall von 40°C an der Schaufeloberfläche eine Reduktion der TIT um 80°C .

Die erste Berechnung wurde für das Modell mit einem diffusiven Brenner unter Zuführung von Dampf als Verdünnungsmittel durchgeführt. Dabei wird der Wasserstoff auf eine Temperatur von 40°C erhitzt und der Dampf, welcher der Dampfturbine bei 27 bar und 300°C entnommen wird, wird vor der Brennkammer beigemischt. Bei einer SFT von 2200 K steigt die Leistung der Turbine im Vergleich zum Referenzmodell mit Erdgasbetrieb um 15% an. Bemerkenswert ist der große Leistungsverlust der Dampfturbine, der mit der Dampfentnahme zu begründen ist. Der Gesamtwirkungsgrad der Anlage sinkt um etwa 2% beim höchsten Verdünnungsanteil. Anzuführen ist auch der steigende Kühlluftbedarf der Turbine bei steigender Verdünnung, weil der Wassergehalt im Abgas steigt und somit der Wärmeübergangskoeffizient zunimmt. Für die erste Schaufelreihe würde der Bedarf beim maximalen Gehalt etwa 9,8% betragen. Bei neu entworfenen Turbinen wird die Kühlung durch die Optimierung des Kühlkreislaufs deutlich effizienter zu gestalten sein. Ein Vergleich der Resultate, die in der Tabelle 3.3 vorliegen, zeigt eindeutig eine Minderung des Wirkungsgrades bei niedrigeren TIT bzw. Schaufeltemperaturen.

Tabelle 3.3: Ergebnisse der durchgeführten Berechnungen für den wasserstoffbetriebenen Kombiprozess - Diffusionsbrenner mit Dampfverdünnung [19]

| Cases | H ₂ O | | H ₂ O | | H ₂ O | | H ₂ O | | H ₂ O | | H ₂ O | | |
|--------------------------------------------|----------------------------|---------------------------|---------------------------|---------------------------|---------------------------|---------------------------|---------------------------|---------------------------|---------------------------|---------------------------|---------------------------|---------------------------|--|
| | NO _x 1 TIT1 | NO _x 2 TIT1 | NO _x 3 TIT1 | NO _x 4 TIT1 | NO _x 1 TIT2 | NO _x 2 TIT2 | NO _x 3 TIT2 | NO _x 4 TIT2 | NO _x 1 TIT3 | NO _x 2 TIT3 | NO _x 3 TIT3 | NO _x 4 TIT3 | |
| G compressor inlet, kg/s | 647.1 | 638.0 | 616.8 | 590.7 | 661.4 | 652.4 | 631.7 | 607.0 | 676.2 | 667.4 | 647.1 | 623.1 | |
| Pressure ratio | | 17 | | | | 17 | | | | 17 | | | |
| G hydrogen fuel, kg/s | 6.10 | 6.14 | 6.24 | 6.37 | 5.95 | 5.99 | 6.09 | 6.17 | 5.80 | 5.84 | 5.93 | 6.00 | |
| G diluent/G hydrogen | 1.62 | 2.60 | 4.86 | 7.56 | 1.61 | 2.60 | 4.85 | 7.56 | 1.61 | 2.60 | 4.85 | 7.56 | |
| G at turbine inlet, kg/s | 531.9 | 527.6 | 517.4 | 504.8 | 546.8 | 542.4 | 532.4 | 524.8 | 562.4 | 557.9 | 548.1 | 540.6 | |
| H ₂ O mol% at turbine inlet | 18.84 | 20.65 | 24.88 | 30.17 | 18.00 | 19.73 | 23.76 | 28.40 | 17.17 | 18.82 | 22.64 | 27.06 | |
| T at compressor outlet, °C | | 406.7 | | | | 406.6 | | | | 406.6 | | | |
| STFT, K | 2575 | 2500 | 2350 | 2200 | 2575 | 2500 | 2350 | 2200 | 2575 | 2500 | 2350 | 2200 | |
| Temperature, °C | COT 1400.0 | 1400.0 | 1401.0 | 1401.9 | 1358.0 | 1359.0 | 1360.0 | 1349.9 | 1316.0 | 1317.0 | 1319.0 | 1308.9 | |
| | TIT 1337.0 | | | | 1298.9 | 1299.4 | 1299.7 | 1290.9 | 1260.6 | 1261.2 | 1261.9 | 1254.0 | |
| | TIT _{ISO} 1230 | 1230 | 1228 | 1225.9 | 1199.0 | 1199.0 | 1198.0 | 1190.9 | 1168.0 | 1168.0 | 1167.0 | 1160.9 | |
| NO _x , ppmvd 15% O ₂ | 250.3 | 159.3 | 58.9 | 19.0 | 241.3 | 153.3 | 56.6 | 18.0 | 232.2 | 147.4 | 54.3 | 17.1 | |
| TOT, °C | 578.2 | 580.0 | 584.4 | 589.7 | 557.8 | 559.6 | 563.7 | 564.8 | 537.5 | 539.2 | 543.1 | 544.1 | |
| T of blade metal | | Nominal | | | | Nominal -20 °C | | | | Nominal -40 °C | | | |
| Cooling mass | Nozzle 44.0 | 44.4 | 45.5 | 46.9 | 44.1 | 44.5 | 45.6 | 45.6 | 44.1 | 44.6 | 45.6 | 45.7 | |
| flow rate, kg/s | Rotor 1 25.4 | 25.7 | 26.3 | 27.2 | 25.4 | 25.7 | 26.4 | 26.4 | 25.5 | 25.8 | 26.5 | 26.5 | |
| | Stages 2 + 3 61.7 | 62.4 | 64.1 | 66.3 | 60.6 | 61.3 | 63.0 | 63.0 | 59.3 | 60.1 | 61.7 | 61.7 | |
| h, W/m ² K | Nozzle 2.55 | 2.57 | 2.63 | 2.69 | 2.54 | 2.56 | 2.61 | 2.66 | 2.53 | 2.55 | 2.59 | 2.64 | |
| | Rotor 1 1.84 | 1.86 | 1.89 | 1.94 | 1.83 | 1.84 | 1.88 | 1.92 | 1.82 | 1.83 | 1.86 | 1.90 | |
| G at ST inlet, kg/s | 73.3 | 74.1 | 75.9 | 78.3 | 69.4 | 70.2 | 71.9 | 73.1 | 65.2 | 65.9 | 67.6 | 68.6 | |
| Diluted fuel LHV, kJ/Nm ³ | 9054.7 | 8270.9 | 6916.0 | 5786.6 | 9057.4 | 8269.5 | 6916.3 | 5786.6 | 9056.8 | 8269.9 | 6916.7 | 5786.4 | |
| LHV thermal input, MW | 731.6 | 736.7 | 748.7 | 763.9 | 713.9 | 719.0 | 730.4 | 739.7 | 695.7 | 700.5 | 711.4 | 720.2 | |
| Gas turbine gross power, MW | 296.5 | 301.2 | 312.0 | 325.4 | 288.3 | 293.0 | 303.6 | 314.9 | 279.7 | 284.2 | 294.6 | 305.7 | |
| Steam turbine gross power, MW | 130.9 | 126.5 | 116.4 | 103.8 | 124.1 | 119.9 | 110.0 | 96.1 | 117.5 | 113.4 | 103.5 | 90.0 | |
| Combined cycle net power MW | 423.6 | 424.0 | 424.9 | 425.9 | 408.8 | 409.3 | 410.2 | 407.9 | 393.7 | 394.2 | 394.9 | 392.6 | |
| Combined cycle net efficiency, % | 57.91 | 57.56 | 56.75 | 55.76 | 57.27 | 56.93 | 56.15 | 55.13 | 56.59 | 56.27 | 55.51 | 54.51 | |

Für den diffusiven Brenner mit Stickstoffverdünnung wurden die Anfangsparameter konstant belassen. Eindeutig wird, dass die Gasturbinenleistungen für alle TIT höher als die Referenzturbinen ausfallen. Zusätzlich wird nun die Dampfturbinenleistung nicht stark beeinträchtigt, zumal die Verdünnung mit Stickstoff erfolgt. Dennoch nimmt sie im Vergleich zum Bezugsmodell ab, da der Abgasmassenstrom von 688kg/s auf 666kg/s sinkt (siehe Tabelle 3.4). Dieser Effekt wird durch den konstant bleibenden Volumenstrom, da keine Geometrieänderung vorgenommen wurde, und durch die Erhöhung des spezifischen Volumens des Mediums ausgelöst. Auch die zunehmende Abgastemperatur aufgrund des steigenden Wassergehalts wie im obigen Fall kann diesen Mechanismus nicht ausgleichen, sodass dieses Leistungsdefizit unausweichlich wird. Der Gesamtwirkungsgrad der Anlage nimmt bis zu 1,3% ab, da der Verdichter für die Stickstoffaufbereitung mit zunehmendem Bedarf mehr Energie beansprucht.

Tabelle 3.4: Ergebnisse der durchgeführten Berechnungen für den wasserstoffbetriebenen Kombiprozess – Diffusionsbrenner mit Stickstoffverdünnung [19]

| Cases | N ₂ NO _x 1 TIT1 | N ₂ NO _x 2 TIT1 | N ₂ NO _x 3 TIT1 | N ₂ NO _x 4 TIT1 | N ₂ NO _x 1 TIT2 | N ₂ NO _x 2 TIT2 | N ₂ NO _x 3 TIT2 | N ₂ NO _x 4 TIT2 | N ₂ NO _x 1 TIT3 | N ₂ NO _x 2 TIT3 | N ₂ NO _x 3 TIT3 | N ₂ NO _x 4 TIT3 |
|--------------------------------------------|---------------------------------------------|---------------------------------------------|---------------------------------------------|---------------------------------------------|---------------------------------------------|---------------------------------------------|---------------------------------------------|---------------------------------------------|---------------------------------------------|---------------------------------------------|---------------------------------------------|---------------------------------------------|
| G compressor inlet, kg/s | 640.0 | 626.8 | 596.7 | 560.5 | 654.5 | 641.5 | 612.1 | 576.8 | 669.5 | 656.9 | 628.2 | 593.7 |
| Pressure ratio | 17 | | | | | | | | | | | |
| G hydrogen fuel, kg/s | 6.05 | 6.06 | 6.09 | 6.13 | 5.91 | 5.92 | 5.95 | 5.98 | 5.76 | 5.77 | 5.80 | 5.83 |
| G diluent/G hydrogen | 3.46 | 5.55 | 10.30 | 15.93 | 3.45 | 5.55 | 10.29 | 15.93 | 3.45 | 5.55 | 10.29 | 15.93 |
| G at turbine inlet, kg/s | 538.3 | 537.9 | 537.1 | 536.0 | 553.0 | 552.6 | 551.7 | 550.7 | 568.4 | 568.1 | 567.2 | 566.2 |
| H ₂ O mol% at turbine inlet | 15.95 | 15.95 | 15.96 | 15.98 | 15.25 | 15.26 | 15.27 | 15.28 | 14.56 | 14.56 | 14.58 | 14.59 |
| T at compressor outlet, °C | 406.6 | | | | | | | | | | | |
| STFT, K | 2575 | 2500 | 2350 | 2200 | 2575 | 2500 | 2350 | 2200 | 2575 | 2500 | 2350 | 2200 |
| Temperature, °C | COT | 1400.0 | 1400.0 | 1400.0 | 1400.0 | 1358.0 | 1358.0 | 1358.0 | 1358.0 | 1316.0 | 1316.0 | 1315.9 |
| | TIT | 1337.0 | | | 1298.9 | 1299.0 | 1299.0 | 1298.9 | 1260.0 | 1260.0 | 1260.0 | 1260.4 |
| | TIT _{ISO} | 1231.0 | 1231.0 | 1231.0 | 1200.0 | 1200.0 | 1200.0 | 1200.0 | 1168.0 | 1168.0 | 1168.0 | 1167.9 |
| NO _x , ppmvd 15% O ₂ | 250.4 | 159.5 | 58.9 | 19.0 | 241.6 | 153.4 | 56.6 | 18.1 | 232.6 | 147.5 | 54.2 | 17.3 |
| TOT, °C | 575.0 | 574.9 | 574.7 | 574.4 | 554.8 | 554.7 | 554.5 | 554.2 | 534.7 | 534.6 | 534.4 | 534.2 |
| T of blade metal, °C | Nominal | | | | | | Nominal -20 °C | | | Nominal -40 °C | | |
| Cooling mass flow rate, kg/s | Nozzle | 43.3 | 43.3 | 43.3 | 43.3 | 43.4 | 43.4 | 43.4 | 43.5 | 43.5 | 43.5 | 43.5 |
| | Rotor 1 | 25.0 | 25.0 | 25.0 | 25.0 | 25.0 | 25.0 | 25.0 | 25.1 | 25.1 | 25.1 | 25.1 |
| | Stages 2 + 3 | 60.5 | 60.4 | 60.2 | 59.9 | 59.4 | 59.3 | 59.1 | 58.8 | 58.1 | 57.8 | 57.6 |
| h, W/m ² K | Nozzle | 2.51 | 2.51 | 2.51 | 2.51 | 2.50 | 2.50 | 2.50 | 2.49 | 2.49 | 2.49 | 2.49 |
| | Rotor 1 | 1.82 | 1.82 | 1.82 | 1.82 | 1.81 | 1.81 | 1.81 | 1.80 | 1.80 | 1.80 | 1.80 |
| G at ST inlet, kg/s | 72.0 | 72.0 | 71.9 | 71.8 | 68.2 | 68.1 | 68.0 | 67.9 | 64.0 | 64.0 | 63.9 | 63.8 |
| Diluted fuel LHV, kJ/Nm ³ | 8639.9 | 7709.0 | 6197.3 | 5025.9 | 8642.2 | 7709.3 | 6198.0 | 5026.7 | 8642.8 | 7710.2 | 6198.2 | 5026.8 |
| LHV thermal input, MW | 725.8 | 727.3 | 730.8 | 734.8 | 708.6 | 710.0 | 713.3 | 717.2 | 690.6 | 692.0 | 695.2 | 699.1 |
| Gas turbine gross power, MW | 297.8 | 303.1 | 315.3 | 329.9 | 289.6 | 294.8 | 306.6 | 320.9 | 280.9 | 285.9 | 297.5 | 311.4 |
| Steam turbine gross power, MW | 137.7 | 137.6 | 137.5 | 137.3 | 130.9 | 130.8 | 130.7 | 130.5 | 124.1 | 124.1 | 123.9 | 123.8 |
| Nitrogen compressor power, MW | -10.3 | -16.6 | -31.0 | -48.2 | -10.1 | -16.2 | -30.2 | -47.1 | -9.8 | -15.8 | -29.5 | -45.9 |
| Combined cycle net power, MW | 421.3 | 420.2 | 417.9 | 415.1 | 406.6 | 405.6 | 403.3 | 400.5 | 391.5 | 390.6 | 388.3 | 385.6 |
| Combined cycle net efficiency, % | 58.04 | 57.78 | 57.19 | 56.49 | 57.38 | 57.12 | 56.54 | 55.84 | 56.69 | 56.44 | 55.86 | 55.16 |

Für die vorgemischte Brennerkonfiguration ist der Brennkammerdruckverlust von großer Bedeutung. Bei der ersten Berechnungsreihe mit 3% Druckverlust ist die Leistungsabgabe der Turbine ähnlich wie beim Referenzmodell. Steigende Druckverluste haben einen negativen Einfluss auf den Wirkungsgrad. Dieses Ergebnis lässt sich mit dem Enthalpiegefälle durch die Abnahme des Turbinendruckverhältnisses rechtfertigen. Zusätzlich bewirkt die Massenstromreduzierung wegen der Dichteabnahme des Mediums am Turbineneintritt einen Verlust. Das hat auch einen negativen Einfluss auf die Dampfturbinenleistung. Ein Vergleich der Resultate aus der Tabelle 3.5 zeigt, dass mit dem vorgemischten Brenner die höchsten Wirkungsgrade erreicht werden können.

Tabelle 3.5: Ergebnisse der durchgeführten Berechnungen für den wasserstoffbetriebenen Kombiprozess – vorgemischter Brenner [19]

| Cases | Prem $\Delta p1$ TIT1 | Prem $\Delta p2$ TIT1 | Prem $\Delta p3$ TIT1 | Prem $\Delta p1$ TIT2 | Prem $\Delta p2$ TIT2 | Prem $\Delta p3$ TIT2 | Prem $\Delta p1$ TIT3 | Prem $\Delta p2$ TIT3 | Prem $\Delta p3$ TIT3 |
|----------------------------------------|-----------------------------|-----------------------------|-----------------------------|-----------------------------|-----------------------------|-----------------------------|-----------------------------|-----------------------------|-----------------------------|
| G compressor inlet, kg/s | 661.8 | 640.7 | 619.4 | 675.7 | 654.2 | 632.7 | 690.1 | 668.3 | 646.3 |
| Pressure ratio | | 17 | | | 17 | | | 17 | |
| G hydrogen fuel, kg/s | 6.03 | 5.83 | 5.63 | 5.89 | 5.69 | 5.48 | 5.74 | 5.54 | 5.34 |
| G at turbine inlet, kg/s | 539.0 | 521.2 | 503.3 | 553.6 | 536.3 | 518.9 | 569.1 | 551.3 | 533.4 |
| H ₂ O mol% at turbine inlet | 15.94 | 15.94 | 15.95 | 15.24 | 15.20 | 15.16 | 14.55 | 14.51 | 14.47 |
| T at compressor outlet, °C | | 406.6 | | | 406.6 | | | 406.6 | |
| Combustor pressure loss, % | 3.0 | 6.5 | 10.0 | 3.0 | 6.5 | 10.0 | 3.0 | 6.5 | 10.0 |
| STFT, K | | 2712 | | | 2712 | | | 2712 | |
| Temperature, °C | | | | | | | | | |
| | COT | 1400.0 | 1400.0 | 1400.0 | 1358.0 | 1355.0 | 1353.0 | 1316.0 | 1313.0 |
| | TIT | | 1337.0 | | 1298.9 | 1296.8 | 1294.5 | 1260.3 | 1258.3 |
| | TIT _{iso} | 1231.0 | 1230.0 | 1229.0 | 1200.0 | 1198.0 | 1196.0 | 1168.0 | 1164.0 |
| TOT, °C | | 575.1 | 580.3 | 585.7 | 555.0 | 559.1 | 563.5 | 534.8 | 538.9 |
| T of blade metal, °C | | | Nominal | | Nominal –20 °C | | | Nominal –40 °C | |
| Cooling mass flow rate, kg/s | | | | | | | | | |
| | Nozzle | 43.3 | 42.0 | 40.7 | 43.4 | 41.8 | 40.3 | 43.5 | 41.9 |
| | Rotor 1 | 25.0 | 24.3 | 23.6 | 25.0 | 24.2 | 23.4 | 25.1 | 24.3 |
| | Stages 2 + 3 | 60.6 | 59.0 | 57.4 | 59.5 | 57.5 | 55.6 | 58.2 | 56.3 |
| h, W/m ² K | | | | | | | | | |
| | Nozzle | 2.52 | 2.46 | 2.39 | 2.51 | 2.44 | 2.38 | 2.50 | 2.44 |
| | Rotor 1 | 1.82 | 1.78 | 1.73 | 1.81 | 1.77 | 1.72 | 1.80 | 1.76 |
| G at ST inlet, kg/s | | 72.1 | 71.0 | 69.9 | 68.2 | 67.1 | 65.9 | 64.1 | 63.1 |
| Diluted fuel LHV, kJ/Nm ³ | | | 107,789 | | | 10,789 | | 10,789 | |
| LHV thermal input, MW | | 723.6 | 699.8 | 675.9 | 706.2 | 682.0 | 657.7 | 688.3 | 664.7 |
| Gas turbine gross power, MW | | 289.1 | 275.4 | 261.7 | 281.0 | 267.3 | 253.5 | 272.5 | 259.1 |
| Steam turbine gross power, MW | | 137.8 | 135.6 | 133.4 | 131.0 | 128.6 | 126.2 | 124.3 | 122.0 |
| Combined cycle net power, MW | | 423.1 | 407.2 | 391.4 | 408.3 | 392.2 | 376.1 | 393.1 | 377.6 |
| Combined cycle net efficiency, % | | 58.47 | 58.19 | 57.9 | 57.81 | 57.51 | 57.18 | 57.12 | 56.8 |

Zusammenfassend kann erläutert werden, dass der vorgemischte Brenner bei niedrigen SFT (bis etwa 2500 K) die höchste Effizienz erlangt. Generell sind für die Praxis auch die Ergebnisse mit NO_x Emissionen unter 25 ppm von größerer Bedeutung. Diese werden in Diffusionsbrennern für beide Verdünnungsmitteln bei SFT von 2200 K erreicht. Die höheren Verluste bei niedrigen SFT für den Fall mit Dampfverdünnung macht sich mit der größeren Steigung der Kurve im Gegensatz zur Stickstoffverdünnung bemerkbar (siehe Abbildung 3.13). Wenn der Wirkungsgrad über die Schaufeltemperatur bzw. indirekt über die TIT aufgetragen wird, lässt sich der vorgemischte Brenner bei gleichen Temperaturen als sehr effizient erweisen. Obwohl die Leistung der Turbine mit steigendem Druckabfall im Brenner beeinträchtigt wird, werden mit der steigenden Turbinenausstrittstemperatur (TOT) die Verluste im Gesamtwirkungsgrad kompensiert. Zudem wird bewiesen, dass eine Verdünnung immer mit Wirkungsgradeinbußen hingenommen werden muss.

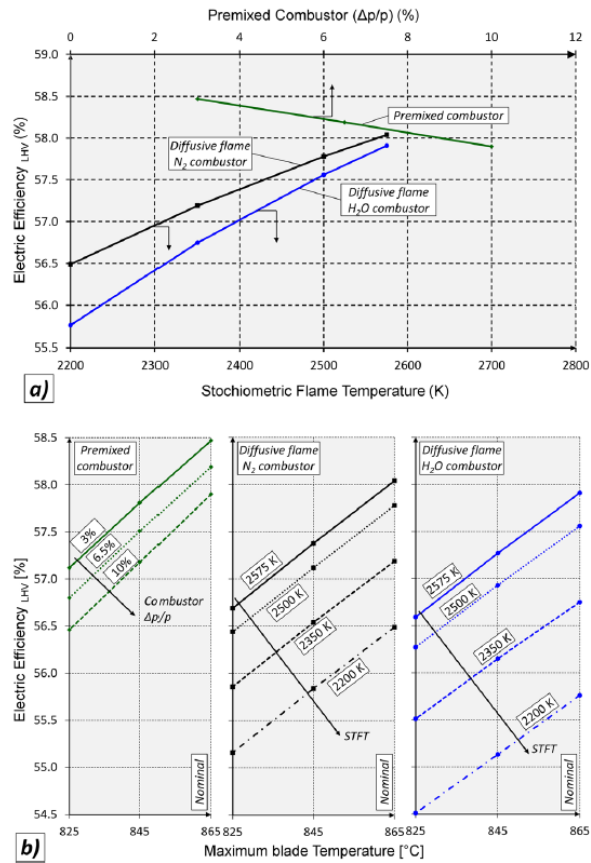


Abbildung 3.13: Gesamtwirkungsgrad der Anlage in Abhängigkeit der SFT (a) und der Schaufeltemperatur (b) [19]

3.4 Notwendige Modifikationen an Gasturbinen für den sicheren Einsatz von Wasserstoff

Für einen verlässlichen Betrieb einer Gasturbine mit höheren Wasserstoffkonzentrationen müssen einige Adaptionen in Bezug auf die Hardware vorgenommen werden. Siemens Energy hat in der Erstellung eines 3 phasigen Entwicklungsprogramms für die Entwicklung und vollständige Integrierung einer H_2 - und CH_4 -tauglichen Gasturbine in einer Kombikraftanlage, die notwendigen technologischen Optimierungen untersucht.

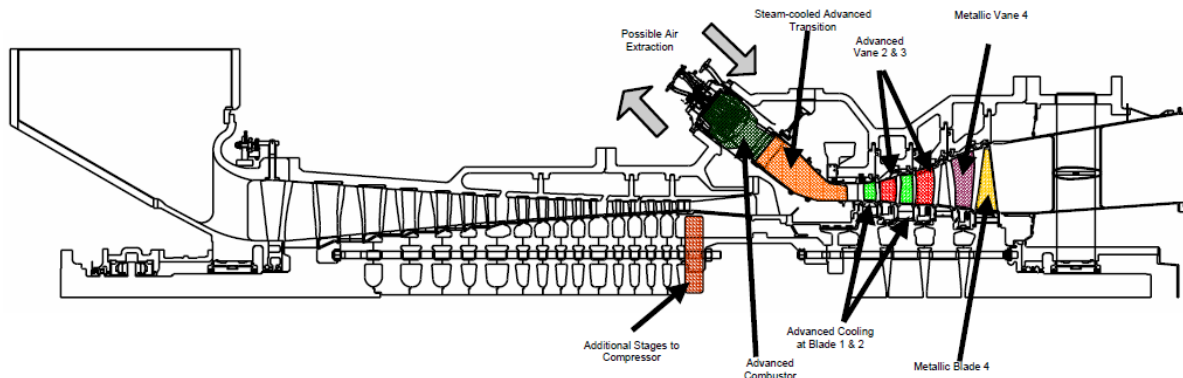


Abbildung 3.14: Änderungsbedarf für die fortgeschrittene Wasserstoff-Gasturbine [30]

In der Vollschnittdarstellung einer Siemens SGT6-6000G (Abbildung 3.14) wurden die zu nachrüstenden Komponenten koloriert dargestellt. Das Projekt wurde mit der Unterstützung des Department of Energy (DOE) durchgeführt und setzte folgende Ziele voraus:

- Eine 3 bis 5-prozentige Verbesserung des Wirkungsgrades des Kombikraftwerks im Vergleich zur Referenzanlage.
- Eine Reduzierung von 20 bis 30% der Investitionskosten für die gesamte Anlage im Vergleich zum Referenzmodell.
- NO_x-Emissionen der Anlage sollen bei 15% O₂ maximal 2 ppm betragen.

Um die für das Projekt festgelegten Leistungsziele zu erzielen, wurde neben dem Massenstrom auch das Verdichterdruckverhältnis β erhöht. Abhängig vom Betriebspunkt der Turbine werden bei einer Erhöhung des Verdichterdruckverhältnisses, wie bereits im Kapitel 3.3 erwähnt, zusätzliche Verdichterstufen benötigt. Diese werden aufgrund der höheren thermischen Belastungen zusätzliche Limitationen mit sich bringen. Siemens hat im Zuge der Entwicklungen auf nickelbasierte Legierungen für die Verdichterschaufeln verzichtet, damit etwa die fertigungstechnischen Einschränkungen, oder die vorgesehenen Kosten eingehalten werden. Es wurde eine Stahllegierung für die ermittelten Belastungen entwickelt, welche die erforderlichen Materialcharakteristiken (z.B. eine Kriechbeständigkeit von 145 000 Betriebsstunden) für ein Verdichterdruckverhältnis von bis zu 24,5 und Temperaturen bei entsprechender Kühlung bis zu 550°C erfüllt. Die höheren Beanspruchungen in den letzten 9 Stufen des 12-stufigen Verdichters sollen zusätzlich mit T-förmigen Schaufelfüßen kompensiert werden.

Da die TIT den thermischen Wirkungsgrad einer Gasturbine und die Emissionen stark beeinflusst, wird das Design der Brennkammer zu einem Schlüsselfaktor beim Realisieren der angestrebten Ziele. Im Kapitel 3.5 werden diverse Konzepte für den zuverlässigen Einsatz von Wasserstoff näher beschrieben.

Für den Turbinentrakt stellt das erhöhte Verdichterdruckverhältnis und die höhere SFT des Wasserstoffs eine überwindbare Problematik dar. Aus dem erhöhten Verdichterdruckverhältnis leiten sich höhere aerodynamische Belastungen ab, die analog zum Verdichter durch eine Erhöhung der Stufenanzahl ausgeglichen werden können, um keine größeren Effizienzverluste zu erleiden. Eine derartige Anpassung würde den Kühlluftbedarf anheben, sodass an dieser Stelle ein Kompromiss zwischen der Effizienz und der Kosten eingegangen werden muss. Bei der Kühlluftbeimischung werden bei herkömmlichen Gasturbinen nämlich etwa 12% des Verdichtermassenstroms abgezapft. Dabei verbrauchen allein die ersten Reihen knapp 5% dieses Massenstroms. Die Abbildung 3.15 illustriert eine mögliche Auslegung der Kühlluftführung. Aus dieser wird erkennbar, dass die hinteren Turbinenstufen deutlich weniger bis gar keine Kühlung benötigen. Moderne Schaufeln

kommen mit einer entsprechenden Auslegung bis zu 850°-900°C ungekühlt aus. Die komplex gestalteten Schaufeln müssten somit vor allem für die ersten Stufen hinsichtlich ihrer Materialeigenschaften und Kühlsysteme definitiv neu entworfen werden. Vor allem wird der Dampf im Gasstrom einen bemerkbaren Anstieg der thermischen Belastungen verursachen (siehe dazu Kapitel 3.6).

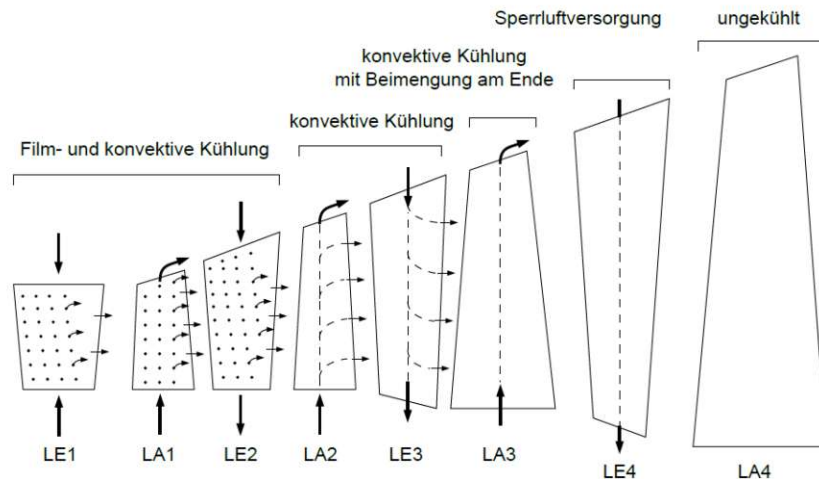


Abbildung 3.15: Kühlluftführung in einer Gasturbine [32]

Weiters würden die ursprünglichen Dichtungen dem hohen Verdichterdruckverhältnis nicht widerstehen können und müssten optimiert werden, um Leckageverluste zu vermeiden. Generell müssen zudem die eingesetzten Werkstoffe des Verdichters, der Brennkammer, der Turbine, der Welle und des Gehäuses hitze- und oxidationsresistenter gestaltet werden.

3.5 Brennerkonfigurationen

Konventionelle Diffusionsbrenner besitzen eine begrenzte Anzahl von Injektoren, wodurch ein vollständiges Wasserstoff-Luft-Gemisch nicht erhalten werden kann. Es bilden sich zudem auch große Diffusionsflammen von stöchiometrischen Mischungen mit hohen, lokalen Temperaturen und hoher Viskosität. Diese Verbrennung liefert hohe Emissionen und beeinträchtigt den weiteren Mischprozess. Generell lässt sich die NO_x-Bildung über die SFT sehr gut kontrollieren. Zahlreiche Studien haben diesbezüglich die positiven Auswirkungen der vorgemischten, mageren Verbrennung bestätigt [24]. Dennoch sollte eine frühzeitige Verbrennung vom hochreaktiven Wasserstoff und ein möglicher Flammenrückschlag verhindert werden. Ein wichtiger Fortschritt für die Verbrennung von Wasserstoff war die Einführung der Micromix-Brenner. Diese besitzen im Vergleich zu konventionellen Brennern sehr viele (üblicherweise mehr als 1000) kleine Diffusionsflammen, welche über den gesamten Querschnitt des Brenners verteilt sind. Dadurch wird die Verbrennungszone minimiert. Theoretisch würden niedrigste Emissionen bei dieser Technologie mit unendlich vielen Injektionspunkten möglich sein, jedoch sind bei der Entwicklung die

fertigungstechnischen und wirtschaftlichen Aspekte nicht zu vernachlässigen. Wegen der hohen Flammengeschwindigkeit und Reaktivität von Wasserstoff lassen sich diese kleine Diffusionsflammen mit Wasserstoff besser entwickeln.

Anzumerken ist auch, dass kohlenstoffhaltige Brennstoffe (z.B. Kerosin) im Vergleich zum Wasserstoff eine höhere Wärmestrahlung an das Gehäuse der Brennkammer abgeben. Die Wärmestrahlung setzt sich allgemein aus zwei Gliedern, nämlich einer sichtbaren und einer unsichtbaren Komponente, zusammen. Bei hohem Druck wird die Flamme überwiegend durch die sichtbare Strahlung, die größtenteils durch Ruß gebildet wird, charakterisiert. Da im Wasserstoff keine kohlenstoffhaltigen Atome enthalten sind, kann sich dieser dominierende Anteil der Wärmestrahlung nicht bilden und stellt insgesamt eine geringere thermische Belastung an die Wand der Brennkammer dar. In den darauffolgenden Unterkapiteln werden einige aussichtsvolle Brenner näher beschrieben.

3.5.1 Lean Direct Injection (LDI)

Bei der LDI wird der flüssige Brennstoff durch Mikro-Bohrungen in die Brennkammer eingespritzt und mischt sich auf kürzestem Weg mit der aufbereiteten Luft. Das Ziel ist es, ein perfekt gemischtes und mageres Gemisch zu erhalten. Wenn der Mischvorgang nicht optimal abläuft, bilden sich Regionen mit Brennstoffüberschuss, wodurch diese mit höheren Temperaturen brennen und übermäßig viel NO_x freisetzen. Das kann auch dazu führen, dass das Gemisch stromaufwärts der vorgemischten Zone in eine Diffusionsflamme übergeht und ein Problem für den Injektor darstellt. NASA hat im Rahmen eines Projektes vier LDI diverser Hersteller und eine Selbstentwickelte für Luftfahrtanwendungen untersucht [23]. Wichtige Versuchsparameter waren dabei wieder kurze Mischzeiten und ausreichend hohe Strömungsgeschwindigkeiten, um einen Flammenrückschlag zu vermeiden. Der Mischprozess ist in der Abbildung 3.16 anhand des NASA-Modells schematisch dargestellt. Zwei gegenüberliegende Zuleitungen gewährleisten eine kontinuierliche Versorgung des Gemischs mit Wasserstoff. Dieser Wasserstoffstrahl mündet senkrecht in die Luft-Querströmung, die durch 25 Kanäle geleitet wird, ein (engl. Jet-in-Crossflow). Dadurch wird die Interaktion der Strömungen intensiviert und ein effizienterer Mischvorgang erhalten. Die Zuleitungen für die Wasserstoffstrahlen werden von außen in die Einzelkomponenten gebohrt. Indem diese drei Komponenten zusammengeschweißt werden, kann ein leakagefreier Transport des Wasserstoffs realisiert werden. Diese Konfiguration ermöglicht eine sehr kurze Vormischzone. Allgemein resultieren aus den miniaturisierten Flammen auch stark verkürzte Verweilzeiten der Reaktanden in der heißen Brennzone, da die Brennzone im Vergleich zu herkömmlichen Brennern wesentlich kleiner ausgeprägt ist [29]. Das widerspiegelt sich in den niedrigen NO_x-Emissionen bei der Verbrennung von Wasserstoff.

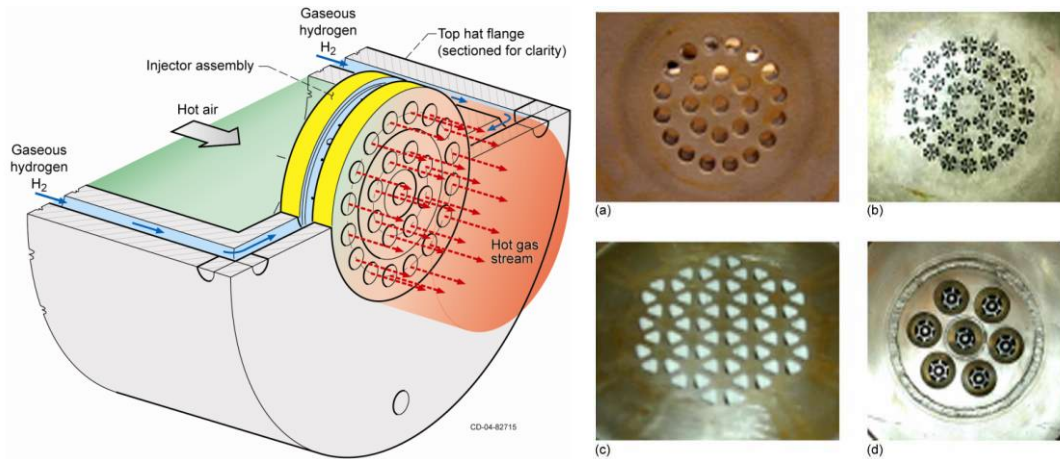


Abbildung 3.16: Funktionsprinzip des NASA N1 Brenners (links), Getestete Injektoren (rechts): (a) NASA N1, (b) Konfiguration C1, (c) Konfiguration C2, (d) Konfiguration C3 [23]

Die sonstigen Brenner unterscheiden sich hauptsächlich in ihren Geometrien. Der C1-Brenner basiert auf einer Raketeninjektionstechnologie mit einem mittleren Wasserstoffstrahl und 8 abgewinkelten Luftstrahlen. Für diese Konfiguration wurde Nahe der Frontfläche über vier innere Luftkanäle eine brennstoffreiche Zone gebildet, dass das Zünden und Flammenfixierung ermöglicht wird. Bei der C2-Konfiguration kommen dreieckige Löcher mit Wasserstoffeinspritzung an jeder Kante des Dreiecks zum Einsatz. Diese geometrische Anpassung ermöglicht eine Reduzierung der Lochgröße und eine gleichzeitige Erhöhung der Anzahl dieser. Damit soll eine erhöhte Wasserstoffzufuhr erreicht werden, was zu einem besseren Mischen führen soll. Das C3-Modell basiert auf einer bereits existierenden Gasturbinentechnologie. Hierbei strömt der Wasserstoff in jedem einzelnen Mittelloch mit einem großen Gegenwirbel, um das Mischen mit Luft bereitzustellen. Die letzte C4-Konfiguration, welche nicht abgebildet ist, ist ähnlich aufgebaut wie die C3. Es wurde lediglich das Mittelloch an jeder Injektionsstelle durch vier runde, kleine Wasserstoffströme ersetzt. Die Versuche wurden in einem Äquivalenzverhältnisintervall von 0,1 bis 0,48 durchgeführt. Dabei wurde der Druckabfall über den Einlassdruck P_3 und die Eintrittstemperatur T_3 geregelt. Die Temperaturbeständigkeit der Keramikbeschichtung lag bei 1922,15 K (1649°C). Wegen der dicken Keramikbeschichtung konnten Blowout-Tests nicht durchgeführt werden, weil die Temperatur an dieser zu langsam abnimmt und sich ändernde Wärmezonen nicht akkurat identifiziert werden können. Die Blowout-Tests wurden seitens Sandia für den NASA-Injektor durchgeführt und lieferten exzellente Resultate mit Blowout Grenzen bei einem Äquivalenzverhältnis ϕ von 0,1.

Es stellte sich heraus, dass bei niedrigeren Äquivalenzverhältnissen die Emissionen herabgesetzt werden konnten. Die zusätzlichen Einträge in der Abbildung 3.17 sind Auswertungen, die mit Korrelationen ermittelt wurden. Zudem wurde der NASA-Injektor mit einer auf 8,9 cm ausgeweiteten Konfiguration ausgewertet. Ausschlaggebend für die Emissionen bei LDI-Konfigurationen ist auch der Einspritzwinkel. Schräg einspritzende Injektoren liefern im Vergleich zu senkrechten

Injektionen aufgrund des günstigeren Mischvorgangs bessere Emissionswerte. Die Schlussfolgerung dieser Versuche führte ebenso auf die Erkenntnis, dass eine kürzere Verbrennungszone die Emissionen zusätzlich mindert. Ein Nachteil der kürzeren Konfigurationen ist der erhöhte Druckabfall und die Gefahr der Überhitzung, da sich die Reaktionszone näher an den Düsen befindet. Nennenswert ist auch, dass bei den durchgeführten Tests purer Wasserstoff eingesetzt wurde. Eine Verdünnung mit Stickstoff würde bei LDI die Flammengeschwindigkeiten verringern und so wären zum Beispiel die hohen Druckabfälle nicht notwendig, um Flammenrückschläge zu vermeiden. Die Konfiguration C4 erzielte die besten Werte in Bezug auf die Emissionen. Im Hinblick auf die geometrischen Parameter haben die Injektoren mit mehreren Injektionspunkten niedrigere NO_x-Niveaus erreicht. Hier sind jedoch fertigungstechnische Hürden zu überwinden. Generell erweist sich die LDI-Technologie als sehr stabil hinsichtlich der Selbstzündungen und Flammenrückschläge und überzeugt mit hoher Brennstoffflexibilität.

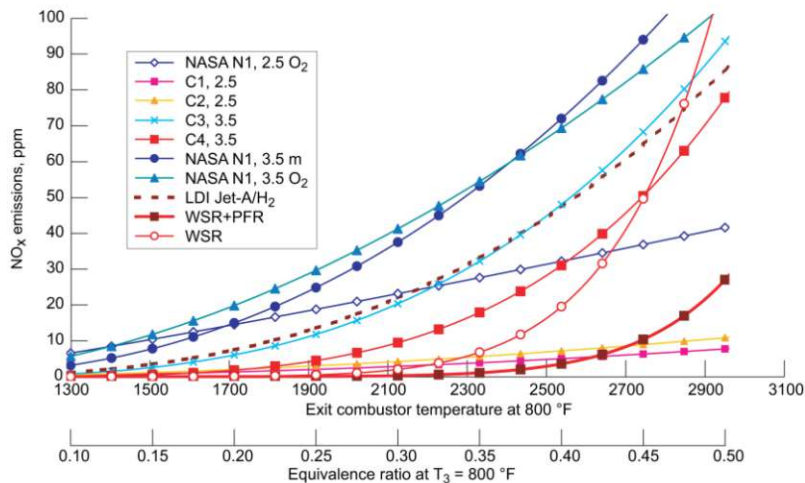


Abbildung 3.17: NO_x Emissionen für alle Konfigurationen bei P₃ = 100psi (6,9 bar), T₃=800°F (427°C), ΔP/P = 4% [23]

Ähnlich zur LDI wurde durch die Forschungsabteilung der General Electric die Micromixer-Brennstoffdüse (engl. Multitube-Mixer) entwickelt. Das fundamentale Funktionsprinzip beruht wieder auf einer Luft-Querströmung. Die verdichtete Luft strömt durch parallel angeordnete Bohrungen mit Durchmessern im Millimeterbereich (siehe Abbildung 3.18) und wird mit dem Treibstoff, der über mehrere Brennstofflöcher in die Strömung injiziert wird, gemischt. Der Unterschied liegt darin, dass sich nun die Vormischzone innerhalb der Düse befindet. Die geometrischen Parameter können auch hier angepasst werden, um den Anwendungsbereich bei niedrigen Emissionen zu erweitern. Ein großer Vorteil ist die Skalierbarkeit auf unterschiedliche Größen, ohne eine erhebliche Leistungsreduzierung wahrzunehmen.

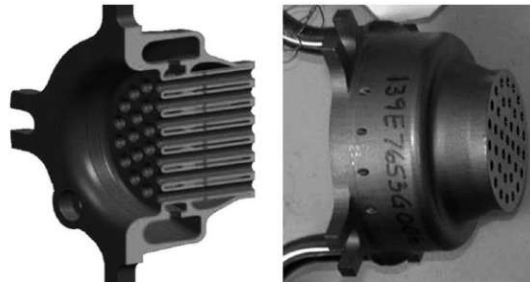


Abbildung 3.18: Vollschnitt durch das 3D-Modell der Brennstoffdüse (links), Brennstoffdüse für den Einsatz mit hochkonzentriertem Wasserstoff (rechts) [22]

Vor dem Testen dieses Konzepts wurden NO_x Emissionen einer perfekt vorgemischten Verbrennung ermittelt. Diese lieferte bei einer reinen Wasserstoffverbrennung bei 17 bar und einer Verweilzeit von 33 ms Emissionen unter 4 ppm. Hinsichtlich der Verweilzeit wurde die Erkenntnis erlangt, dass eine Erhöhung dieser sich negativ auf die Emissionsbildung auswirkt. Erdgas erzielte Werte unter 8 ppm. Beim Versuch mit der Brennstoffdüse wurde ein Gasmisch mit 60% Wasserstoff und 40% Stickstoff eingesetzt. Generell wird auch durch den hohen Stickstoffanteil der verfügbare Sauerstoff für die NO_x-Bildung reduziert und somit fallen die Emissionen niedriger aus als bei reinem Wasserstoff. Wie in der Abbildung 3.19 dargestellt, wurden sehr bescheidene Emissionswerte aufgenommen. Das ambitionierte Ziel des DOE von 2 ppm konnte sogar bis knapp 1700 K erreicht werden. Der zweite Durchgang wurde bei 10 bar aufgenommen und lieferte etwa 30% niedrigere Emissionswerte. Allgemein waren die Emissionen im direkten Vergleich mit dem perfekt vorgemischtem Brenner ab etwa 1750 K deutlich höher, weil die getestete Düse nicht für einen perfekten Mischvorgang für die getesteten Brennstoffe ausgelegt wurde. Bei diesen Messungen wurde kein Flammenrückschlag bis Temperaturen von 1900 K beobachtet.

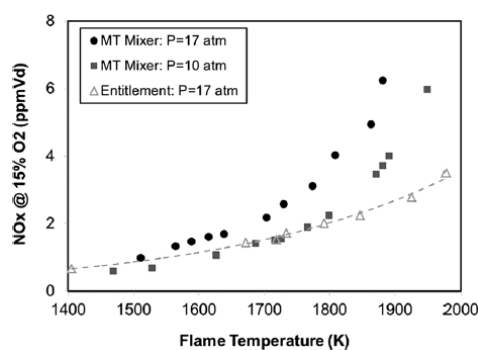


Abbildung 3.19: NO_x Entwicklung in Abhängigkeit der Flammentemperatur – MT (Multitube-Mixer), Entitlement (perfekt vorgemischter Brenner) [22]

Diese Versuche wurden mit Flammenhaltetests abgeschlossen. Dadurch kann das Verhalten des Vormischers bei einer erzwungenen Zündung analysiert werden. Es darf nicht pauschal angenommen werden, dass dieser Test bestanden wird, wenn kein Flammenrückschlag auftritt. Ein bestandener Test stellt die Grundlage für einen verlässlichen und robusten Vormischer. Beim Teststand wurde ein

Wasserstoffbrenner zirka 10 bis 12 cm vor der Brennstoffdüse positioniert. Er schickt eine Flamme durch den Vormischer um die Zündung kontrolliert durchzuführen. Bestenfalls sollte die Düse in der Lage sein ihre Flamme zu löschen, nachdem der Brenner erloschen ist. Hierbei ist ähnlich wie beim Flammenrückschlag die Brennstoffzusammensetzung, das Äquivalenzverhältnis, der Druck, die Temperatur und das Strömungsfeld ausschlaggebend. Der Flammenrückschlag wird durch das Strömungsfeld am Austritt der Düse beeinflusst, wohingegen für diesen Test die Fluidodynamik in der Düse (genauer betrachtet an der Injektionsstelle) großen Einfluss darstellt [22]. Ein Methananteil von etwa 3-4% war notwendig, um die Flammenbildung im Inneren des Vormischers zu verhindern. Die benötigte Menge stieg bei Erhöhung des Drucks. Durch das Beimischen dieses geringen Prozentsatzes an Methan wird die Reaktivität von Wasserstoff drastisch verringert. Bei dieser Analyse wurde der Anteil an Wasserstoff bei 60% belassen und der Stickstoff im Gemisch wurde je nach Höhe des zugemischten Methans erniedrigt.

3.5.2 Ansaldo GT36

Um die brennstoffspezifischen Hindernisse des Wasserstoffs für den Einsatz von vorgemischten Brennern für hochkonzentrierte Brennstoffe zu überwinden, wurde von Ansaldo eine zweistufige isobare Brennkammer entwickelt (CPSC, engl. für constant pressure sequential combustion). Herkömmliche vorgemischte Brenner würden bei höheren Flammentemperaturen einem Flammenrückschlag nicht widerstehen können. Niedrige Temperaturen würden die TIT herabsetzen, welches, wie bereits in den vorhergehenden Kapiteln erwähnt, zu einer Abnahme des Wirkungsgrades führt. Ansaldo's zwischenerhitzte Brennerkonfiguration besteht aus einer konventionellen vorgemischten Brennerstufe, die von einer selbstzündenden Stufe gefolgt wird. Die erste Stufe besitzt aerodynamische Strukturen, womit die Flammenstabilität gewährleistet wird. Die Austrittstemperatur (MET, engl. für mixer exit temperature) der ersten Stufe kontrolliert die Flammenposition der zweiten Stufe. Grundsätzlich ist sie deutlich niedriger als die Temperatur der zweiten Stufe und hält ihre Flamme in der gewünschten Position. Die untere Grenze wird durch die Temperatur, bei der die Flamme erlischt (LBO, für engl. lean blow off), eingeschränkt. Für Konzentrationen über 50% muss die Betriebsbedingung der ersten Stufe überarbeitet und somit die LBO-Grenze ausgeweitet werden (siehe Abbildung 3.20). Dies kann durch Anpassung der Brennstoffverteilung zwischen den Kraftstoffkreisläufen erreicht werden. Bei Grundlast wird die MET reduziert. Folglich wird die Verweilzeit der Selbstzündung manipuliert und damit auch die Flamme stromabwärts verschoben. Bei hohen Brennertemperaturen sind niedrige NO_x-Emissionen durch kurze Verweilzeiten realisierbar. Messungen am Prüfstand lieferten für Konzentrationen über 65% sehr hohe NO_x-Emissionen für die erste Stufe, jedoch hat die erste Stufe aufgrund der niedrig gehaltenen MET nahezu keine Auswirkung auf die gesamten Emissionen des Brennvorgangs.

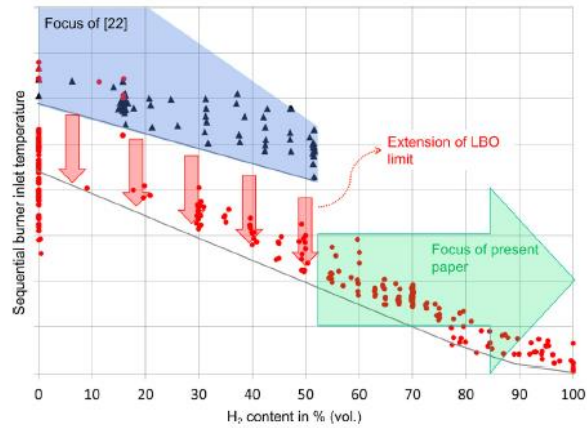


Abbildung 3.20: Ausweitung der LBO-Grenze für höhere Wasserstoffkonzentrationen [21]

Diverse Untersuchungen bestätigten weiters die Annahme, dass die Selbstzündung erstrangig durch die MET beeinflusst wird und nicht etwa durch das Äquivalenzverhältnis ϕ . Unter Berücksichtigung dieses Aspektes kann das Volumen zwischen den beiden Stufen unter Zufuhr von zusätzlichem Brennstoff erhöht und die Temperatur beibehalten werden (siehe grüne Linie in der Abbildung 3.21). Unter Teillast wird die MET erhöht und die Flamme wandert in die entgegengesetzte Richtung. So wird die Verweilzeit erhöht und etwa eine vollständige Verbrennung von CO beim Einsatz von Methan gewährleistet. Studien bezogen auf die Reaktionskinetik zeigten zudem, dass die Wasserstoffkonzentration im Vergleich zur MET einen vernachlässigbar kleinen Einfluss auf die Verweilzeit hat.

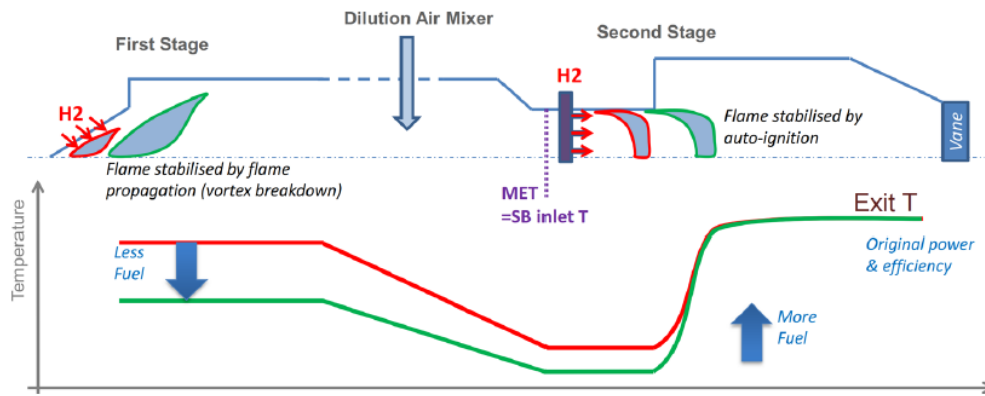


Abbildung 3.21: Schematische Darstellung der Brennerkonfiguration der GT36 [21]

Die zweite Stufe liefert bei Wasserstoffanteilen bis 70% beinahe konstante Austrittstemperaturen. Darüber hinaus muss die MET weiter reduziert werden, um die Lebensdauer der Komponenten nicht zu gefährden. Auch die Flammenposition der zweiten Stufe kann bei diesen Konzentrationen nicht beibehalten werden, weil die Flammenausbreitungsgeschwindigkeit sehr hoch wird. Abhilfe verschafft in diesem Fall eine Überarbeitung der Konfiguration, oder eine Verringerung der Austrittstemperatur. Die Praktikabilität dieses Systems hat sich jedenfalls mit hoher Effizienz und niedrigen Emissionen erwiesen.

3.5.3 Microcluster Diffusionsbrenner

Die Firma Mitsubishi Power präsentierte in den vergangenen Jahren einen Diffusionsbrenner, der aus mehreren separaten Brennern besteht. Hierbei sorgt jede aktive Düse dafür, dass ein perfektes Brennstoff-Luft-Gemisch entsteht. Die nicht vorgemischten Flammen überzeugen mit ihrer Robustheit gegen Flammenrückschlägen.

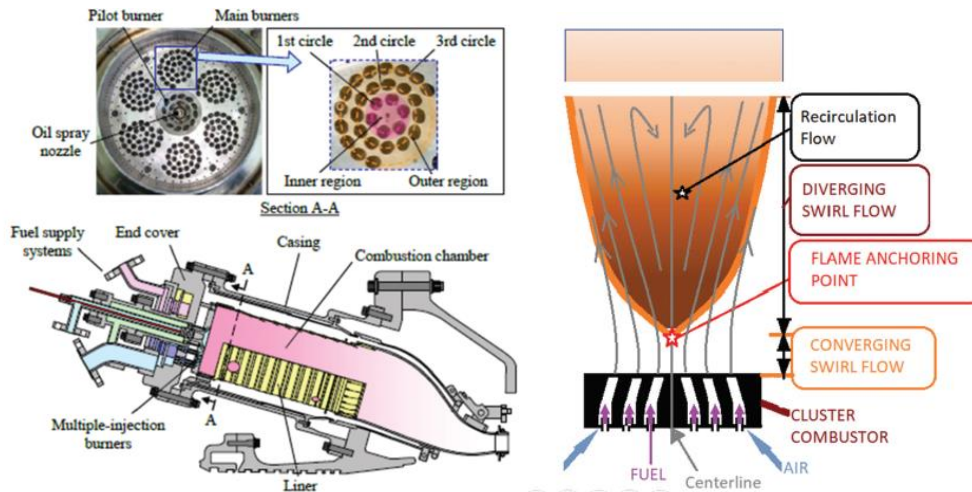


Abbildung 3.22: Schnittdarstellung des Multicluster Diffusionsbrenners (links), Flammenausbreitung während des Brennvorgangs (rechts) [13]

Wie in der Abbildung 3.22 (rechts) illustriert, bestehen die einzelnen Brenner aus mehreren kleinen und kurzen Bohrungen, um das schnelle Mischen des Brennstoffs mit Luft zu ermöglichen. Dieser Mischvorgang läuft nicht drallfrei ab, was zu einer Strömungsrezirkulation führt. Das mündet in eine vollständige Mischung der beiden Substanzen und ist für niedrige NO_x-Emissionen essenziell. Am Staupunkt der Rezirkulationszone wird schlussendlich die Flamme gebildet.

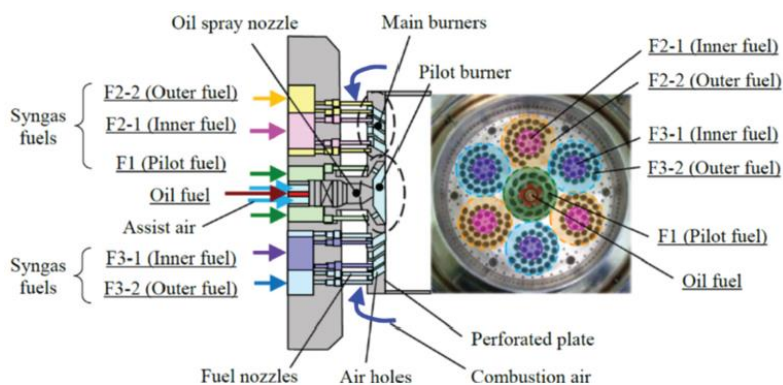


Abbildung 3.23: Darstellung der Brennergruppen [13]

Die Abbildung 3.23 verdeutlicht die Anordnung der Brennergruppen. Die 6 Brenner, welche um den Hauptbrenner F1 angeordnet sind, wurden so konzipiert, dass sie je nach Lastbereich der Turbine in vier Stufen arbeiten. Diese bestehen je aus zwei Dreiergruppen (F2 und F3), wobei sich jede Gruppe auf einer eigenen Stufe befindet.

Weiters werden diese Gruppen in innere und äußere Brennerstufen aufgeteilt (zum Beispiel innen F2-1 und außen F2-2). 2024 soll in der Nuon Magnum Kombikraftanlage in den Niederlanden dieser Brenner eine 440 MW Turbine mit 100% Wasserstoff betreiben. Mit dieser Umrüstung wird erwartet, dass die CO₂-Emissionen um bis zu zwei Megatonnen pro Jahr reduziert werden.

3.6 Schaufeldesign

Wasserstoffbetriebene Gasturbinen müssen einen gewissen Wirkungsgrad vorweisen, um sich einen Platz am bestehenden Markt zu verschaffen. Dafür werden künftig Prozesswirkungsgrade über 60% verlangt, womit die TIT durchschnittlich von 1400°C auf bis zu 1750°C steigen muss [25]. Die Auslegung der Schaufelkühlung erfordert deshalb eine Optimierung mehrerer Ingenieursdisziplinen. Für den idealen Betrieb mit Wasserstoff wird die Neugestaltung der fortschrittlichen Schaufeln aus aerodynamischer, schwingungstechnischer, thermodynamischer, oder etwa aus werkstoffspezifischer Sicht in Folge der bereits geschilderten Brennstoffeigenschaften unumgänglich sein. Primär bedarf es an einer thermischen Optimierung der Schaufeln, da die unterschiedliche Zusammensetzung vom strömenden Gas den konvektiven Wärmeübergang an der Schaufelaußenseite, welcher zusätzlich bei erhöhtem Druckverhältnis begünstigt wird, beeinflusst. Bemerkenswert ist vor allem der wesentliche Anstieg der Wärmeübergangszahl bei einer Brennstoffverdünnung mit Dampf, da dieser eine höhere spezifische Wärmekapazität als Luft aufweist. Durch die Erhöhung des Druckes steigt die Dichte des strömenden Gases, was bei einer unveränderten Geometrie der Turbine zu einer Erhöhung des Massenstroms führt. Durch diesen Umstand wird die Wärmeübergangszahl an beiden Schaufelseiten erhöht. Auch die Temperatur der Kühlluft an der Entnahmestelle am Verdichter steigt mit dem zunehmenden Druck. Analog zum Hauptstrom wird es bei unveränderter Geometrie des Kühlsystems zu einem Anstieg des Massenstroms kommen. Um den Temperaturverlauf bei Veränderung des strömenden Mediums zu verdeutlichen, kann die Schaufel nach Chiesa et al. [20] als ein vereinfachtes Modell, das vergleichbar zu einem Kreuzstromwärmetauscher ist, herangezogen werden (Abbildung 3.24).

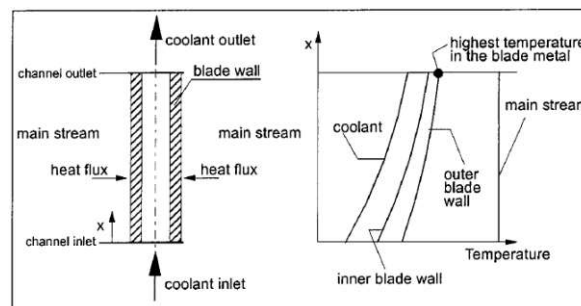


Abbildung 3.24: Vereinfachtes Schaufelkühlungsmodell als Kreuzstromwärmetauscher – Die Wärmekapazität des Außenstroms wird dabei unendlich höher als der Kühlmassenstrom angenommen. [20]

Wenn der Wärmeübergang steigt, verschieben sich die jeweiligen Temperaturen beim Kanalaustritt (engl. channel outlet) weiter in den höheren Bereich. Dabei würde die höchstzulässige Schaufeltemperatur (engl. highest temperature in the blade metal) überschritten werden. Um dies zu verhindern, muss der Volumenstrom des Kühlmediums erhöht, oder die Temperatur T_G des strömenden Gases reduziert werden. Bei einer nicht für Wasserstoff umgerüsteten Turbine bleibt nur die Möglichkeit der Reduzierung der TIT. Falls die TIT belassen werden soll, konfrontiert die Turbine bei Wasserstoffbetrieb zudem einen höheren Enthalpieabfall bei der Entspannung und benötigt zusätzliche Stufen (siehe Kapitel 3.3).

Neben den aerothermischen Maßnahmen für die Kühlung der Schaufeln, müssen somit Wärmedämmschichten (WDS - engl. thermal barrier coating, TBC) ebenfalls eine zentrale Rolle beim Schutz dieser übernehmen. Für die Erstellung eines Prototyps ist die Zusammensetzung der Heißgasströmung aus der Brennkammer sehr ausschlaggebend, da zum Beispiel Dampf im Vergleich zu Stickstoff und Luft viel stärker an der Wärmestrahlung teilnimmt und die WDS-Haltbarkeit stark vermindert. Besonders bei hoher Feuchtigkeit und Temperatur neigt die WDS abzuplatzen. Sie muss je nach Anforderungsprofil verschiedene Parameter, wie zum Beispiel Heißgaskorrosionsbeständigkeit, niedrige Wärmeleitfähigkeit und Bruchzähigkeit erfüllen. Um diesen Anforderungen gerecht zu werden, kann die WDS aus zwei, oder drei Schichten zusammengesetzt werden. Als Haftsichten können sowohl Diffusions- als auch Auflageschichten zum Einsatz kommen [9]. In stationären Gasturbinen haben sich MCrAlY-Schichten (M = Ni, Co) durchgesetzt, da sie die wichtigsten mechanischen und chemischen Anforderungen abdecken. Zusätzlich wird dieser Schicht Yttrium beigemischt, um die Stabilisierung der Kristallmodifikation und die Haftung der Oxidschicht zu verbessern [9, 26]. Generell ist für die Qualität der WDS die Haftfestigkeit auf den Grundwerkstoff sehr ausschlaggebend. Die Erhöhung der Lebensdauer kann darüber hinaus durch das Aluminieren der MCrAlY-Schicht, oder etwa durch Zulegieren weiterer Aktiv-Elemente wie Hf, Si, Ta und Re in der Haftsicht, erreicht werden [9]. Das mit 7wt% (Gewichtsprozent) Yttriumoxid teilstabilisierte Zirkoniumoxid hat sich als keramische Deckschicht über die vergangenen Jahre etabliert, da sie die höchste Lebensdauer der Beschichtungen ergibt [9]. Die Gefügestruktur kann hierbei die charakteristischen Eigenschaften der WDS beeinflussen. Es können gezielt vertikale Rissstrukturen (siehe Abbildung 3.25) beim Beschichtungsprozess durch niedrige Schichttemperaturen erzeugt werden, welche sich zusätzlich positiv auf die Lebensdauer auswirken.

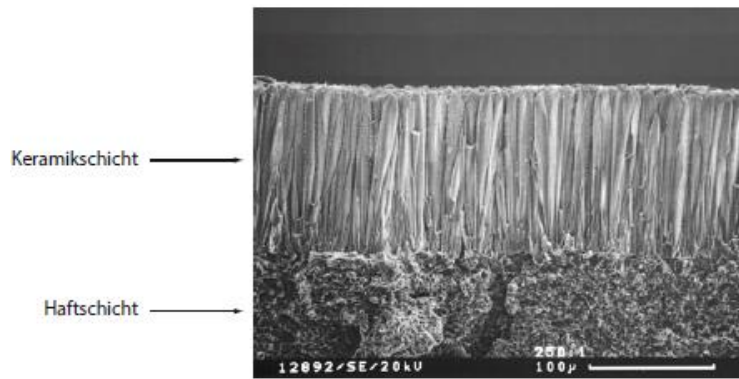


Abbildung 3.25: Mikrostruktur einer EB-PVD-WDS [9]

Je nach Einsatzgebiet kann die keramische Beschichtung thermisch (APS) oder plasmagespritzt (EB-PVD) erfolgen. Bei der thermischen Beschichtung haftet die Schicht infolge mechanischer Klammerung mit geringeren Adhäsionskräften. Währenddessen geht die Schicht bei der plasmagespritzten Aufbringung eine starke chemische Bindung ein und erzeugt ein Mischoxid (engl. Thermally Grown Oxide, TGO). Bei EB-PVD bespritzten Schaufeln besteht auch die Gefahr einer möglichen Verstopfung der Kühlluftbohrungen nicht und sie überzeugen mit ihrer Thermoschockbeständigkeit. Da fertigungstechnisch dieser Prozess jedoch aufwendiger ist, kommt er nur bei höchstbeanspruchten Komponenten in Frage. Die Brennkammerauskleidung würde im Vergleich dazu mit einer bis zu 2 mm starken APS-Beschichtung auskommen. Die Dicke der Keramikschicht wird nämlich durch das Zirkoniumoxid-Sintern (für Daueranwendungen über 1200°C) eingeschränkt, sodass der Kühlluftbedarf mit steigender Dicke äquivalent ansteigen würde. Die Abbildung 3.26 veranschaulicht mögliche Ausführungsvarianten einer WDS.

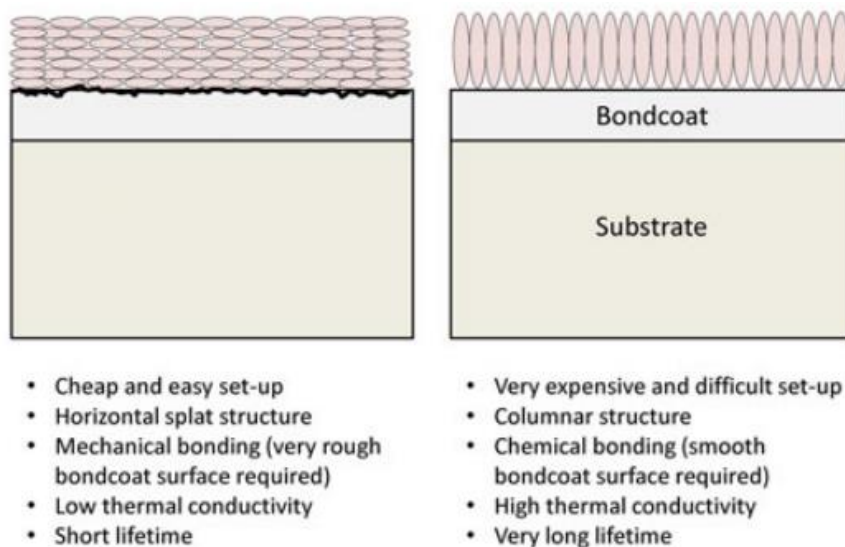


Abbildung 3.26 Konzepte für die Gestaltung der WDS – APS (links), EB-PVD (rechts) [38]

Durch eine optimale WDS wird auch der Kühlluftbedarf der Bauteile verringert und ein Zugewinn an Wirkungsgrad erzielt. Eine Einsparung an notwendiger Kühlleistung bewirkt direkt eine Wirkungsgradsteigerung in der Art, dass der eingesparte Anteil an Verdichterluft durch Verbrennung in der Turbine Arbeit verrichten kann [26]. Jedoch würde ein frühzeitiges Versagen der WDS die zu schützenden Komponenten unter sehr hohen thermischen Belastungen aussetzen, was wiederum sehr kostspielig für den Betreiber enden könnte. Deshalb erfordert die Auslegung einer WDS konkrete Informationen bezüglich der umgebenden Strömung, um die langen Standzeiten problemlos zu überstehen.

Mit der identifizierten Zusammensetzung des strömenden Gases kann die Wärmeübertragung an der Schaufelaußenseite erforscht werden. Aus dieser Erkenntnis kann die Temperaturverteilung im Schaufelmaterial bei gegebener interner Kühllösung bestimmt werden. Diese gewonnenen Informationen tragen für das Design der Schaufeln und für die Auswertung der erwarteten Lebensdauer einen großen Beitrag bei. Um diese Erstausslegung lukrativer zu gestalten, werden computerunterstützte Simulationen (engl. Computational Fluid Dynamics, CFD) herangezogen. Experimentelle Versuche bei solch hohen Temperaturen und Drücken würden sehr kostenintensiv sein. Die quantitative Forschung durch Chyu et al. [25], welche die Auswirkungen unterschiedlicher Heißgase auf die NASA E³ (Energy Efficient Engine) Hochdruckturbinenschaufel mittels CFD untersucht, schildert die Notwendigkeit einer optimalen Schaufelkühlung. Die E³-Schaufel (siehe Abbildung 3.27) ist eine Einkristall-Legierung mit fortgeschrittener Aerodynamik und Kühltechnologie.

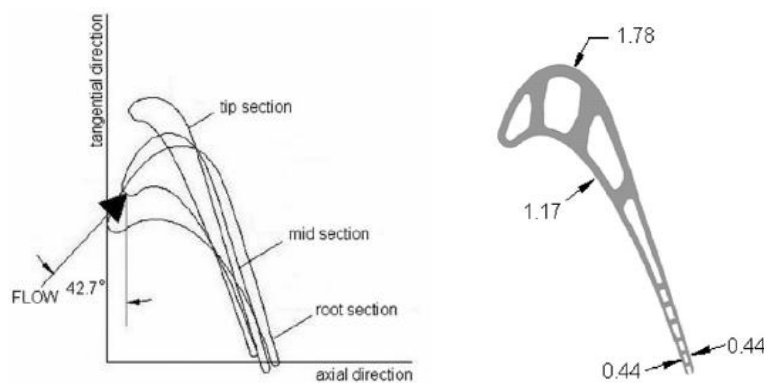


Abbildung 3.27: Querschnittsentwicklung des E³-Profils (links), Kühlluftkanäle und Wandstärke des Profils in mm (rechts) [25]

Die interne Kühlung erfolgt grundsätzlich durch vier serpentin förmig angeordnete Kühlluftkanäle. Für den externen Schutz sorgt die Filmkühlung am sehr stark beanspruchten Staupunkt und die druckseitig angeordneten Seitenlöcher an der Schaufelspitze. Aufgrund Ungewissheit über künftige Kühlmittelzusammensetzungen bei wasserstoffbetriebenen Gasturbinen wurde jedoch die Filmkühlung bei dieser Analyse vernachlässigt. Mit der beschriebenen internen Kühllösung und des

bereits ermittelten gaseitigen Wärmeübergangskoeffizienten wurde die Temperaturverteilung entlang des Profils bestimmt. Für die Schaufelinnenseite wurde ein gleichbleibender Wärmeübergangskoeffizient α zur Vereinfachung angenommen. In der Realität wird dieser stark von der zur Verfügung gestellten Oberfläche und vom Kühlkreislauf abhängig. Der Wärmeübergangskoeffizient im Kühlkanal kann sich etwa von 1000 bis 4000 W/m²K erstrecken und die Kühllufttemperatur T_K von 400 bis 700°C [25]. Aus der Abbildung 3.28 wird erkennbar, dass wie erwartet lokale Temperaturmaxima an der Schaufelvorderkante und an der Saugseite entstehen. Die Kriechgrenze von 1320 K (1047°C) des Schaufelmaterials CMSX-4³ wird an diesen Stellen überschritten. Daher bedarf es zusätzlicher Maßnahmen, wie zum Beispiel eine WDS oder eine Filmkühlung, um das zu verhindern. Der Einfluss der internen Kühlung hat jedoch auch einen enormen Einfluss auf die Schaufeltemperatur. Wenn α_{innen} auf 3000 W/m²K erhöht wird, kann die Schaufeltemperatur um knapp 200°C reduziert werden.

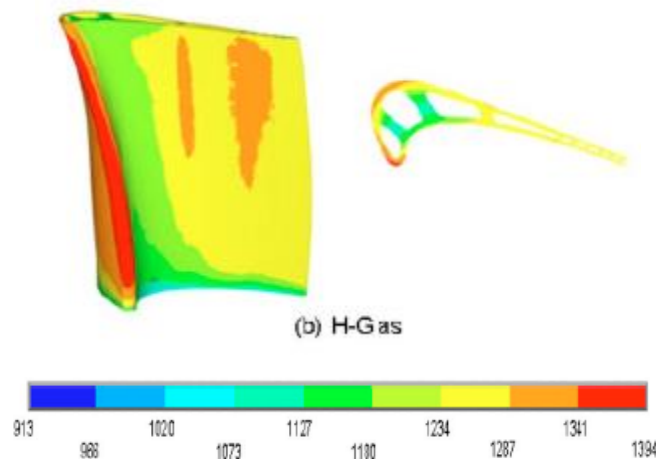


Abbildung 3.28: Temperaturverteilung entlang des Profils bei $T_G = 1700\text{K}$ (1427°C), $T_K = 800\text{K}$ (527°C) und $\alpha_{\text{innen}} = 1000\text{ W/m}^2\text{K}$ [25]

Wie bereits erwähnt kann die WDS bei erhöhten Beanspruchungen über die lange Betriebszeit ihre Schutzwirkung verlieren. Vor allem bei dreischichtigen Varianten kann die Bildung der TGO-Schicht dazu führen, dass die WDS lokal beschädigt wird. Die anfälligsten Regionen sind dabei die Schaufelvorkante, die letzte Hälfte der Saugseite und die erste Hälfte der Druckseite [25]. Durch eine Ausdehnung der obigen Simulation wurde bei den gleichen Bedingungen die Temperaturentwicklung entlang der WDS analysiert. Die Auswirkung von α_{innen} wird anhand der Metalltemperatur, die in der Abbildung 3.29 abgebildet ist, evident (1100°C bei $\alpha_{\text{innen}} = 1000\text{ W/m}^2\text{K}$ und 860°C bei $\alpha_{\text{innen}} = 3000\text{ W/m}^2\text{K}$). Seine Einflusszone erstreckt sich auch entlang der WDS, da das Temperaturgefälle von 200°C (bei 1000 W/m²K) auf 300°C (bei 3000 W/m²K) erhöht

³CMSX-4: Einkristalline, nickelbasierte Superlegierung mit 6,5 wt% Cr, 9 wt% Co, 0,6 wt% Mo, 6 wt% W, 6,5 wt% Ta, 0,1 wt% Hf, 3 wt% Re, 5,6 wt% Al, 1 wt% Ti [9]

wird. Die gasseitig von der Schaufel auf das Kühlmedium übertragene Wärmemenge wird beim höheren Gefälle beinahe verdoppelt. Größere Temperaturdifferenzen entlang der WDS induzieren zudem größere thermische Spannungen, jedoch liegt die Temperatur in diesem Fall zwischen der TGO- und der Haftschiicht um knapp 200°C niedriger. Dies ist wiederum für die Erniedrigung der Wachstumsrate der TGO-Schicht sehr attraktiv, da sie dadurch dem Abplatzen der WDS entgegenwirkt.

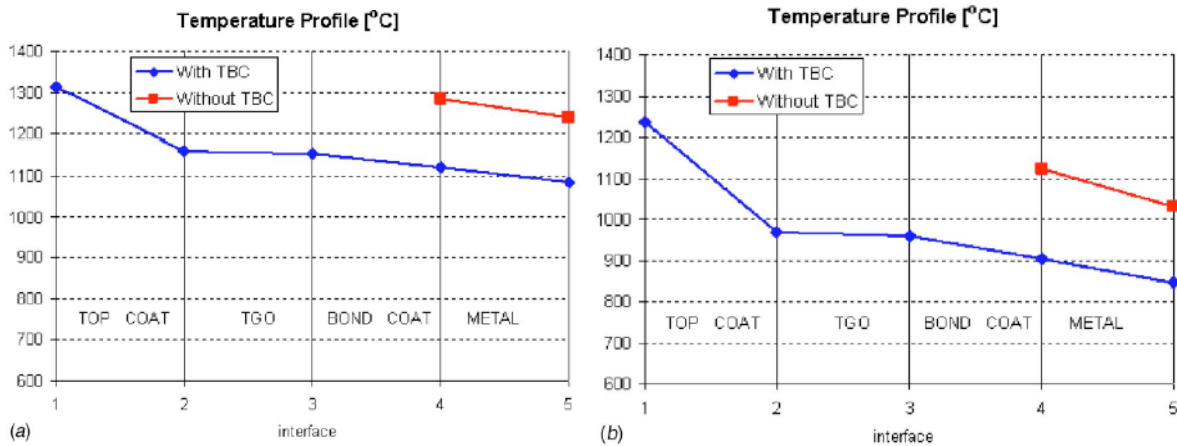


Abbildung 3.29: Temperaturprofil mit und ohne WDS - $\alpha_{\text{innen}} = 1000 \text{ W/m}^2\text{K}$ (links), $\alpha_{\text{innen}} = 3000 \text{ W/m}^2\text{K}$ (rechts) [25]

Wenn keine WDS vorhanden ist, fällt die Metalltemperatur in beiden Fällen sehr hoch aus, da die Schaufel direkt dem heißen Gasstrom ausgesetzt wird. So würde die Schaufeltemperatur je 1250°C und 1050°C betragen.

Bei diesen Tests wurden auch aerodynamische Eigenschaften der Gase untersucht, die sich für Erdgas und Wasserstoff als unempfindlich erwiesen. Die Ergebnisse zum Beispiel für den Druckbeiwert und äußeren Wärmeübergangskoeffizienten ($\alpha_{\text{außen}}$) lieferten sehr idente Werte. Bezugnehmend auf $\alpha_{\text{außen}}$ ist zu bemerken, dass ein sehr hoher Dampfanteil ihn signifikant erhöht. Bei der untersuchten Oxyfuel-Turbine setzt sich das Arbeitsmedium nämlich aus über 80% Dampf zusammen und das führt zu einer Erhöhung des $\alpha_{\text{außen}}$ um mindestens 50% im Vergleich zu Erdgas und Wasserstoff.

4 Auswirkungen auf den Kreisprozess

Für die Auslegung einer leistungsfähigen Gasturbine werden Kreisprozesse herangezogen, die im simpelsten Fall aus einem Verdichter, einer Brennkammer und einer Turbine bestehen [32]. Für einen hohen Prozesswirkungsgrad kommt primär eine hohe TIT in Frage. Beim umkehrbaren Carnot-Prozess würde bei TIT moderner Gasturbinen ein sehr hohes Druckverhältnis resultieren, weswegen er für die genauere Beurteilung einer Anlage nicht geeignet ist. Dahingegen sind reale Gasturbinenprozesse wegen Verlusten irreversibel. Diese können zum Beispiel durch Reibungsverluste, Mischungsverluste, Verluste durch die chemische Umsetzung bei der prozessinternen Verbrennung, oder Wärmeverluste an die Umgebung ohne Arbeitsleistung ausgelöst werden [9]. Deshalb wird für die Ermittlung der Prozessdaten der Joule-Prozess verwendet. Im Gegensatz zum Carnot-Prozess verläuft die Zustandsänderung in der Brennkammer isobar ab.

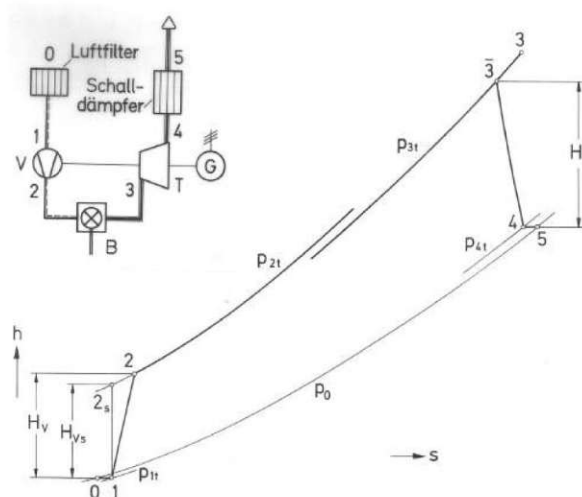


Abbildung 4.1: Schaltschema und Prozessverlauf im idealisierten h, s-Diagramm für eine offene Gasturbinenanlage [32]

Generell kann der Prozesswirkungsgrad durch Erweiterung mit einer Zwischenkühlung im Verdichter, einer Zwischenerhitzung während der Entspannung, oder etwa einem Wärmetauscher erhöht werden. Bannister et al. [27] hat in seinem Beitrag über die Entwicklung eines wasserstoffbetriebenen Gasturbinenprozesses für die Energiegewinnung geschildert, dass mit einem Rankine-Kreislauf, welcher zum Beispiel mit einer Zwischenerhitzung erweitert wird, ein Prozesswirkungsgrad von 70,9% erreicht werden kann. Dieser hohe Wert klingt für die Realisierung nicht allzu utopisch, da Prozesswirkungsgrade gegenwärtig die 65% Marke anvisieren. Zur Konkretisierung der Auswirkungen unterschiedlicher Brennstoffe wird ein vereinfachter Joule-Prozess mit z.B. konstanten Stoffwerten und Vernachlässigung der Kühlung in diesem Abschnitt numerisch demonstriert. Für den Kreisprozess wurden die technischen Daten der wasserstofftauglichen Siemens SGT6-5000 F

herangezogen [31]. Fehlende Daten wurden durch Annahmen aus vorhergehenden Berechnungen ([35], [39]) ergänzt.

Umgebungsbedingungen nach ISO 2314-2009

- Lufttemperatur $t_0 = 15^\circ\text{C}$
- Luftdruck $p_0 = 1,013 \text{ bar}$
- Relative Luftfeuchtigkeit $\varphi_0 = 60 \%$

Verdichter

- Verdichterdruckverhältnis $\Pi_V = 18$
- Druckverlust am Verdichtereintritt $\Delta p_{01} = 5 \text{ mbar}$
- Polytroper Verdichterwirkungsgrad $\eta_{pV} = 0,9$
- Gaskonstante der feuchten Luft $R = 288,159 \text{ J/kgK}$

Brennkammer

- Unterer Heizwert für Methan $H_{U,CH_4} = 50,028 \text{ MJ/kg}$
- Unterer Heizwert für Wasserstoff $H_{U,H_2} = 119,95 \text{ MJ/kg}$
- Druckverlust in der Brennkammer $\Delta p_{23} = 200 \text{ mbar}$
- Brennkammerwirkungsgrad $\eta_{BK} = 0,97$

Turbine

- Turbineneintrittstemperatur $t_3 = 1450 \text{ }^\circ\text{C}$
- Druckverlust am Turbinenausstritt $\Delta p_{45} = 35 \text{ mbar}$
- Abgasmassenstrom $\dot{m}_4 = 586 \text{ kg/s}$
- Polytroper Turbinenwirkungsgrad $\eta_{pT} = 0,88$
- Mechanischer Wirkungsgrad $\eta_m = 0,995$
- Angenommener Kühlluftanteil $k = 0,15$
- Beimischfaktor $M = 2/3$

4.1 Absolutdrücke in den Zustandspunkten

Einführend werden die Absolutdrücke in den jeweiligen Zustandspunkten, die in der Abbildung 4.1 illustriert sind, ermittelt. Beim Verdichtereintritt erfährt der Verdichter durch den Einsatz eines Ansaugschalldämpfers einen Druckverlust Δp_{01} , der mit 5 mbar angenommen wurde. Daraus folgt für den Verdichtereintrittsdruck:

$$p_1 = p_0 - \Delta p_{01} = 1,013 - 0,005 = 1,008 \text{ bar} \quad (4.1)$$

Mit dem bekannten Verdichterdruckverhältnis der Turbine lässt sich der Verdichteraustrittsdruck p_2 ermitteln.

$$\Pi_V = \frac{p_2}{p_1} = 18 \rightarrow p_2 = 18,144 \text{ bar} \quad (4.2)$$

Die Druckverluste in der Brennkammer führen dazu, dass der Druck p_3 nach der Verbrennung etwas verringert wird.

$$p_3 = p_2 - \Delta p_{23} = 18,144 - 0,2 = 17,944 \text{ bar} \quad (4.3)$$

Am Turbinenaustritt lässt sich der Druck mit dem angenommenen Druckverlust Δp_{45} wie folgt errechnen:

$$p_4 = p_5 + \Delta p_{45} = 1,013 + 0,035 = 1,048 \text{ bar} \quad (4.4)$$

Für das Turbinendruckverhältnis resultiert letztendlich:

$$\Pi_T = \frac{p_3}{p_4} = 17,122 \quad (4.5)$$

4.2 Verdichteraustrittstemperatur, spez. Verdichterarbeit

Bekannte Größen: $t_1, \bar{c}_p^0(t_1), \Pi_V$

Gesuchte Größen: $t_2, \bar{c}_p^0(t_2), H_V$

Im Zusammenhang mit der inneren Energie lässt sich die spezifische Enthalpie nach [32] wie folgt definieren:

$$dh = du + d(pv) = c_p dT \quad (4.6)$$

Eine Integration der Gl. (4.6) in Abhängigkeit der Temperatur liefert folgenden Ansatz:

$$h(T) = \int_{T_0}^T c_p(T) \cdot dT \quad (4.7)$$

Die Lösung des Integrals ergibt demnach:

$$h - h_0 = c_{p,m}|_{T_0}^T (T - T_0) \quad (4.8)$$

Weiters darf die spezifische Wärmekapazität zur Vereinfachung bei idealen Gasen über einen definierten Temperaturbereich gemittelt werden.

$$c_{p,m}|_{T_0}^T = \frac{1}{T - T_0} \int_{T_0}^T c_p(T) \cdot dT \quad (4.9)$$

Für den Bezugszustand 0 wird die Temperatur T_0 mit 0°C (273,15 K) definiert, womit die Enthalpie h_0 in diesem Punkt 0 wird.

$$h_0 = h(T_0) = h_{L,Tr} = 0 \text{ J/kg} \quad (4.10)$$

Somit kann die spezifische Enthalpie lediglich über die Temperatur des jeweiligen Zustandpunktes errechnet werden.

$$h(T) = c_p(T) \cdot T \quad (4.11)$$

Weiters gilt für die mittlere spezifische Wärmekapazität für das Temperaturintervall von 0°C bis t :

$$c_p(t) = \frac{1}{t} \int_0^t c_p(t) dt \quad (4.12)$$

Da die Umgebungstemperatur t_1 bekannt ist, kann die dazugehörige spezifische Wärmekapazität aus der Tabelle (siehe Abbildung A5 im Anhang) linear interpoliert werden.

$$c_p(t_1) = 1,004 \text{ kJ/kgK} \quad (4.13)$$

Die spezifische Verdichterarbeit kann aus den Temperaturdifferenzen und den dazugehörigen Wärmekapazitäten errechnet werden.

$$H_V = \bar{c}_p^0(t_2)t_2 - \bar{c}_p^0(t_1)t_1 \quad (4.14)$$

Mit der mittleren spezifischen Wärmekapazität lässt sich die Gl. (4.14) folgendermaßen umformulieren:

$$H_V = \bar{c}_p|_{t_1}^{t_2} (t_2 - t_1) \quad (4.15)$$

An dieser Stelle muss für die Fortführung der Berechnung eine Iteration durchgeführt werden, da die Verdichteraustrittstemperatur t_2 nicht bekannt ist. Für diesen Rechenschritt werden zwei Gleichungen herangezogen. Für die Verdichtungsarbeit folgt nach [\[32\]](#):

$$H_V = \bar{c}_p|_{t_1}^{t_2} T_1 \left(\frac{1}{\prod_V} \frac{1}{\eta_{pV}} \frac{R}{c_p|_{t_1}^{t_2}} - 1 \right) \quad (4.16)$$

Dabei wird die spezifische Wärmekapazität als Mittelwert über den zu errechnenden Temperaturbereich verwendet. Weiters kann die Gl. (4.15) für die Temperatur t_2 am Verdichteraustritt umgeformt und zur Anwendung gebracht werden.

$$t_2 = t_1 + \frac{H_V}{\bar{c}_p|_{t_1}^{t_2}} \quad (4.17)$$

Für die Iteration wird mit der Gl. (4.16) unter Verwendung von $c_p(t_1)$ ein vorläufiger Startwert approximiert.

$$H_V = \bar{c}_p|_{t_1}^{t_2} T_1 \left(\frac{1}{\prod_V} \frac{1}{\eta_{pV}} \frac{R}{c_p|_{t_1}^{t_2}} - 1 \right) \sim \bar{c}_p^0(t_1) T_1 \left(\frac{1}{\prod_V} \frac{1}{\eta_{pV}} \frac{R}{\bar{c}_p^0(t_1)} - 1 \right)$$

$$H_V \sim 437,91 \text{ kJ/kg}$$

Aus der Gl. (4.17) folgt für die Temperatur t_2 somit:

$$t_2 \sim t_1 + \frac{H_V}{\bar{c}_p^0(t_1)} = 451,16^\circ\text{C}$$

Die relevanten Wärmekapazitäten werden anhand der Abbildung 9 im Anhang linear interpoliert. Für die Ermittlung von H_V wird die Gl. (4.14) und für $\bar{c}_p|_{t_1}^{t_2}$ die Gl. (4.15) herangezogen. Die tatsächlichen Werte für $H_{V,real}$ und $t_{2,real}$ werden nach Gl. (4.16) und Gl. (4.17) kalkuliert.

Tabelle 4.1: Ergebnisse der durchgeführten Iterationsschritte

| | t_2 [°C] | $\bar{c}_p^0(t_2)$ [kJ/kgK] | H_V [kJ/kg] | $\bar{c}_p _{t_1}^{t_2}$ [kJ/kgK] | $H_{V,real}$ [kJ/kg] | $t_{2,real}$ [°C] |
|---|------------|-----------------------------|---------------|-----------------------------------|----------------------|-------------------|
| 1 | 451,16 | 1,0337 | 451,30 | 1,0347 | 431,09 | 431,63 |
| 2 | 431,63 | 1,0317 | 430,25 | 1,0327 | 431,50 | 432,85 |
| 3 | 432,85 | 1,0319 | 431,58 | 1,0328 | 431,51 | 432,80 |

Für die Temperatur am Verdichteraustritt und für die spezifische Verdichterarbeit resultieren somit:

$$H_V = 431,51 \text{ kJ/kg}$$

$$t_2 = 432,85^\circ\text{C}$$

4.3 Isentrope Zustandsänderung des Verdichters

Bekannte Größen: $t_1, \bar{c}_p^0(t_1), \Pi_V$

Gesuchte Größen: $t_{2s}, \bar{c}_p^0(t_{2s}), H_{Vs}$

Analog zum Kapitel 4.2 werden die isentropen Größen wieder iterativ bestimmt. Die zu verwenden Gleichungen werden dafür für den Zustandspunkt nach dem Verdichter angepasst.

$$H_{Vs} = \bar{c}_p^0(t_{2s})t_2 - \bar{c}_p^0(t_1)t_1 \quad (4.18)$$

$$H_{Vs} = \bar{c}_p|_{t_1}^{t_{2s}}(t_{2s} - t_1) \quad (4.19)$$

$$H_{Vs} = \bar{c}_p|_{t_1}^{t_{2s}} T_1 \left(\Pi_V^{\frac{R}{\bar{c}_p|_{t_1}^{t_{2s}}}} - 1 \right) \quad (4.20)$$

$$t_{2s} = t_1 + \frac{H_{Vs}}{\bar{c}_p|_{t_1}^{t_{2s}}} \quad (4.21)$$

Für die erste Abschätzung der Temperatur t_{2s} mit der Gl. (4.20) wird die mittlere spezifische Wärmekapazität $\bar{c}_p|_{t_1}^{t_2}$ verwendet.

$$H_{Vs} = \bar{c}_p|_{t_1}^{t_{2s}} T_1 \left(\Pi_V^{\frac{R}{\bar{c}_p|_{t_1}^{t_{2s}}}} - 1 \right) \sim \bar{c}_p|_{t_1}^{t_2} T_1 \left(\Pi_V^{\frac{R}{\bar{c}_p|_{t_1}^{t_2}}} - 1 \right)$$

$$H_{Vs} \sim 368,999 \text{ kJ/kg}$$

Aus der Gl. (4.21) folgt für die Temperatur t_2 somit:

$$t_{2s} \sim t_1 + \frac{H_{Vs}}{\bar{c}_p|_{t_1}^{t_2}} = 372,28^\circ\text{C}$$

Mit den Gleichungen (4.18), (4.19), (4.20) und (4.21) ist die Iteration für die isentropen Zustandsgrößen durchzuführen.

Tabelle 4.2: Ergebnisse der durchgeführten Iterationsschritte

| | t_{2s} [°C] | $\bar{c}_p^0(t_{2s})$ [kJ/kgK] | H_{Vs} [kJ/kg] | $\bar{c}_p _{t_1}^{t_{2s}}$ [kJ/kgK] | $H_{Vs,real}$ [kJ/kg] | $t_{2s,real}$ [°C] |
|---|---------------|--------------------------------|------------------|--------------------------------------|-----------------------|--------------------|
| 1 | 372,28 | 1,0258 | 366,82 | 1,0267 | 370,01 | 375,39 |
| 2 | 375,39 | 1,0261 | 370,14 | 1,0271 | 369,94 | 375,18 |
| 3 | 375,18 | 1,0261 | 369,92 | 1,0270 | 369,95 | 375,22 |

Für die spezifische isentrope Verdichterarbeit und für die isentrope Verdichteraustrittstemperatur resultieren somit:

$$H_{Vs} = 369,95 \text{ kJ/kg}$$

$$t_{2s} = 375,22^\circ\text{C}$$

4.4 Isentr. Verdichtereffizienzgrad, Polytropenexponent

Bei der isentropen Bestimmung des Verdichtereffizienzgrades wird Reibungsfreiheit angenommen und dadurch eine idealisierte Zustandsänderung realisiert. Dadurch wird neben dem Anfangszustand nur der Enddruck für die Bestimmung erforderlich [32].

$$\eta_{Vs} = \frac{H_{Vs}}{H_V} = 0,857 \quad (4.22)$$

Der Polytropenwirkungsgrad lässt sich nach [32] wie folgt anschreiben:

$$\eta_{pV} = \frac{n}{n-1} \frac{\kappa-1}{\kappa} \quad (4.23)$$

Da der Isentropenexponent der Luft κ nicht bekannt ist, wird die Gl. (4.23) durch die folgenden Beziehungen umgeformt:

$$R = c_p - c_v \quad (4.24)$$

$$\kappa = \frac{c_p}{c_v} \quad (4.25)$$

$$\eta_{pV} = \frac{n}{n-1} \frac{R}{c_p} = \frac{n}{n-1} \frac{R}{c_p |_{t_1}^{t_{2s}}} \quad (4.26)$$

Die Gl. (4.26) ergibt nach n umgeschrieben:

$$n = \frac{\eta_{pV}}{\eta_{pV} - \frac{R}{c_p |_{t_1}^{t_{2s}}}} = 1,453 \quad (4.27)$$

4.5 Brennstoffkomposition, Verbrennungsluftverhältnis

Bekannte Größen: $t_2, t_3, \bar{c}_p^0(t_2)$

Gesuchte Größen: $x_{3,st}, h_{3G}, b, \lambda$

Die spezifische Enthalpie nach der Verbrennung folgt zu:

$$h_{3G} = x_{3,st} \cdot h_{3st} + (1 - x_{3,st}) \cdot h_{3L} \quad (4.28)$$

$x_{3,st}$ ist dabei der Brennstoffanteil und $1 - x_{3,st}$ der Luftanteil des stöchiometrischen Gemisches. Für die spezifische Enthalpie nach der Verbrennung resultiert:

$$h_{3st} = \bar{c}_{p,st}^0(t_3)t_3 \quad (4.29)$$

Die spezifische Wärmekapazität für das Abgas des stöchiometrisch verbrannten Erdgases bei t_3 wird aus der Tabelle interpoliert (Abbildung A6 im Anhang).

$$\bar{c}_{p,st,CH_4}^0(t_3) = 1,2866 \text{ kJ/kgK} \quad (4.30)$$

Die Gl. (4.29) liefert für die spezifische Enthalpie für den Erdgasbetrieb somit:

$$h_{3st,CH_4} = 1865,57 \text{ kJ/kg} \quad (4.31)$$

Die spezifische Wärmekapazität für Wasserstoff bei t_3 wird aus der Zusammensetzung des Abgases bei stöchiometrischer Verbrennung erlangt. Bei der stöchiometrischen Verbrennung von Wasserstoff setzt sich laut Abbildung A9 im Anhang das Abgas aus 34,7% H₂O und 65,3% N₂ zusammen. Für die Vereinfachung der Berechnung wurde der Verdünnungsanteil von 30% N₂ der stöchiometrischen Abgaszusammensetzung von Wasserstoff verhältnismäßig angerechnet. Dadurch setzt sich das Abgas aus 24,29% H₂O und 75,71% N₂ zusammen. Mit den mittleren spezifischen Wärmekapazitäten (siehe Abbildung A5 im Anhang) dieser Gase bei der Temperatur t_3 resultiert schließlich nach Gl. (4.32) die mittlere spezifische Wärmekapazität des Abgases für die verdünnte Wasserstoffverbrennung.

$$c_{p,Mi} = \sum \mu_i c_{pi} \quad (4.32)$$

$$\bar{c}_{p,st,H_2}^0(t_3) = 1,4315 \text{ kJ/kgK} \quad (4.33)$$

Die Gl. (4.29) liefert für die spezifische Enthalpie für den Wasserstoffbetrieb somit:

$$h_{3st,H_2} = 2075,62 \text{ kJ/kg} \quad (4.34)$$

Für den Luftanteil des Verbrennungsgasgemisches wird analog die spezifische Wärmekapazität bestimmt (Abbildung A5 im Anhang).

$$\bar{c}_{pL}^0(t_3) = 1,1279 \text{ kJ/kgK} \quad (4.35)$$

Woraus sich die spezifische Enthalpie nach Gl. (4.29) ergibt:

$$h_{3L} = 1635,46 \text{ kJ/kg} \quad (4.36)$$

Für die spezifische Enthalpie nach dem Verdichter resultiert mit bekanntem $\bar{c}_p^0(t_2)$:

$$h_{2L} = 446,66 \text{ kJ/kg} \quad (4.37)$$

In weiterer Folge der Berechnung werden die Anteile des Gemisches ermittelt. Zur Vereinfachung wird die fühlbare Wärme h_B des Brennstoffes im weiteren Verlauf der Berechnung vernachlässigt und bloß sein Heizwert berücksichtigt. Die Energiebilanz der Brennkammer liefert somit:

$$\dot{m}_B \eta_{BK} (H_U + h_B) + \dot{m}_2 h_{2L} = h_{3G} (\dot{m}_2 + \dot{m}_B) \quad (4.38)$$

Da die Kühlluft dem Verdichter entnommen wird, wird der Massenstrom \dot{m}_2 :

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_1 (1 - k) \quad (4.39)$$

$$b = \frac{\dot{m}_B}{\dot{m}_2}, \quad b_{st} = \frac{\dot{m}_B}{\dot{m}_{2,st}} = \frac{\dot{m}_{B,st}}{\dot{m}_2} \quad (4.40)$$

Mit der Definition des Brennstoff-Luftmassenverhältnisses b lässt sich die Gl. (4.38) wie folgt umschreiben:

$$b \eta_{BK} H_U + h_{2L} = h_{3G} (1 + b) \quad (4.41)$$

Aus der Gl. (4.41) resultiert ein weiterer Ausdruck für b .

$$b = \frac{h_{3G} - h_{2L}}{\eta_{BK} H_U - h_{3G}} \quad (4.42)$$

Für den Massenstrom nach der Brennkammer gilt:

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_B + \dot{m}_2 \quad (4.43)$$

Aus dem stöchiometrischen Anteil des Massenstroms nach der Brennkammer kann demnach das Verhältnis $x_{3,st}$ gebildet werden.

$$x_{3,st} = \frac{\dot{m}_{3,st}}{\dot{m}_3} \quad (4.44)$$

Unter Verwendung der Definition für b gemäß Gl. (4.40) und Berücksichtigung der Massenstrombilanz laut Gl. (4.43) kann $x_{3,st}$ wie folgt umformuliert werden:

$$x_{3,st} = \frac{b + \frac{b}{b_{st}}}{1 + b} \quad (4.45)$$

Für b_{st} werden Werte aus der Literatur (Abbildung A8 im Anhang) herangezogen. Dabei wird der Kehrwert des Luftbedarfs für eine stöchiometrische Verbrennung des jeweiligen Brennstoffs gebildet.

$$b_{st,CH_4} = 0,05817 \quad (4.46)$$

$$b_{st,H_2} = 0,02925 \quad (4.47)$$

Um $x_{3,st}$ zu bestimmen wird erneut eine Iteration nötig, weil das b für beide Brennstoffe und die spezifische Enthalpie h_{3G} nicht bekannt ist. Als Startwert wird $x_{3,st} = 0,5$ angenommen, was ein Gemisch aus 50% Luft und 50% Brennstoff ergibt. Für die Iteration werden die Gleichungen (4.28), (4.42) und (4.45) verwendet.

Tabelle 4.3: Ergebnisse der durchgeführten Iterationsschritte für den Erdgasbetrieb

| | $x_{3,stCH_4}$ | h_{3G,CH_4} [kJ/kg] | b_{CH_4} | $x_{3,stCH_4,real}$ |
|---|----------------|-----------------------|------------|---------------------|
| 1 | 0,5 | 1750,52 | 0,02787 | 0,49331 |
| 2 | 0,49331 | 1748,97 | 0,02784 | 0,49272 |
| 3 | 0,49272 | 1748,84 | 0,02784 | 0,49267 |

Die mittlere spezifische Wärmekapazität des Gasgemisches nach der Verbrennung mit Erdgas lässt sich mit dem folgenden Ansatz errechnen:

$$h_{3G,CH_4} = \bar{c}_{pG,CH_4}^0(t_3)t_3 \quad (4.48)$$

$$\bar{c}_{pG,CH_4}^0(t_3) = 1,2073 \text{ kJ/kgK} \quad (4.49)$$

Für das Verbrennungsluftverhältnis resultiert aus dem Verhältnis b_{st,CH_4} zu b_{CH_4} somit:

$$\lambda_{CH_4} = \frac{b_{st,CH_4}}{b_{CH_4}} = 2,0894 \quad (4.50)$$

Tabelle 4.4: Ergebnisse der durchgeführten Iterationsschritte für den Wasserstoffbetrieb

| | x_{3,stH_2} | h_{3G,H_2} [kJ/kg] | b_{H_2} | $x_{3,stH_2,real}$ |
|---|---------------|----------------------|-----------|--------------------|
| 1 | 0,5 | 1943,57 | 0,01883 | 0,65029 |
| 2 | 0,65029 | 1921,69 | 0,01855 | 0,64079 |
| 3 | 0,64079 | 1917,51 | 0,01849 | 0,63890 |
| 4 | 0,63890 | 1916,68 | 0,01848 | 0,63861 |

Die mittlere spezifische Wärmekapazität des Gasgemisches nach der Verbrennung mit Wasserstoff lässt sich gleichartig mit dem folgenden Ansatz errechnen:

$$h_{3G,H_2} = \bar{c}_{pG,H_2}^0(t_3)t_3 \quad (4.51)$$

$$\bar{c}_{pG,H_2}^0(t_3) = 1,3218 \text{ kJ/kgK} \quad (4.52)$$

Für das Verbrennungsluftverhältnis ergibt sich somit aus dem Verhältnis b_{st,H_2} zu b_{H_2} :

$$\lambda_{H_2} = \frac{b_{st,H_2}}{b_{H_2}} = 1,5828 \quad (4.53)$$

Ein direkter Vergleich der beiden Brennstoffe zeigt eindeutig, dass die Verbrennung mit Wasserstoff erwartungsgemäß eine höhere spezifische Enthalpie bei gleicher TIT liefert. Das Verbrennungsluftverhältnis λ deutet zudem auf einen niedrigeren Luftbedarf für die Verbrennung dieses Brennstoffs im Vergleich zu Erdgas hin, was auf die Verdünnung mit dem inerten Stickstoff rückzuführen ist.

4.6 Massenströme

Bekannte Größen: \dot{m}_4

Gesuchte Größen: $\dot{m}_1, \dot{m}_2, \dot{m}_3, \dot{m}_B, \dot{m}_K$

Die Massenbilanz über die gesamte Turbine liefert folgenden Zusammenhang:

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_B = \dot{m}_4 \quad (4.54)$$

Das Einsetzen der Gleichungen (4.39) und (4.40) in die Gl. (4.54) ergibt:

$$\dot{m}_1 + b \dot{m}_1 = \dot{m}_1 + b(1 - k)\dot{m}_1 = 1 + b(1 - k)\dot{m}_1 = \dot{m}_4 \quad (4.55)$$

Der angesaugte Luftmassenstrom wird damit:

$$\dot{m}_1 = \frac{\dot{m}_4}{1 + b(1 - k)} \quad (4.56)$$

Aufgrund der Unterschiede der eingesetzten Brennstoffe resultieren unterschiedliche Massenströme. Für Erdgas resultiert:

$$\dot{m}_{1,CH_4} = \frac{\dot{m}_4}{1 + b_{CH_4}(1 - k)} = \frac{586}{1 + 0,02784(1 - 0,15)} = 572,45 \text{ kg/s} \quad (4.57)$$

$$\dot{m}_{B,CH_4} = b_{CH_4} \dot{m}_{2,CH_4} = b_{CH_4} \dot{m}_{1,CH_4}(1 - k) = 13,547 \text{ kg/s} \quad (4.58)$$

$$\dot{m}_{3,CH_4} = (1 + b_{CH_4}) \dot{m}_{2,CH_4} = (1 + b_{CH_4}) \dot{m}_{1,CH_4}(1 - k) = 500,13 \text{ kg/s} \quad (4.59)$$

$$\dot{m}_{K,CH_4} = k \dot{m}_{1,CH_4} = 85,868 \text{ kg/s} \quad (4.60)$$

Für Wasserstoff ergeben sich analog dazu:

$$\dot{m}_{1,H_2} = \frac{\dot{m}_4}{1 + b_{H_2}(1 - k)} = \frac{586}{1 + 0,01848(1 - 0,15)} = 576,94 \text{ kg/s} \quad (4.61)$$

$$\dot{m}_{B,H_2} = b_{H_2} \dot{m}_{2,H_2} = b_{H_2} \dot{m}_{1,H_2}(1 - k) = 9,0625 \text{ kg/s} \quad (4.62)$$

$$\dot{m}_{3,H_2} = (1 + b_{H_2}) \dot{m}_{2,H_2} = (1 + b_{H_2}) \dot{m}_{1,H_2}(1 - k) = 499,46 \text{ kg/s} \quad (4.63)$$

$$\dot{m}_{K,H_2} = k \dot{m}_{1,H_2} = 86,541 \text{ kg/s} \quad (4.64)$$

4.7 Expansion der Kühlluft

Der abgezweigte Kühlluftanteil wird der Turbine zugeführt und nimmt an der verrichteten Arbeit während der Expansion in der Turbine teil.

Bekannte Größen: $t_2, \bar{c}_p^0(t_2), \Pi_T$

Gesuchte Größen: $t_{4K}, \bar{c}_p^0(t_{4K}), \bar{c}_p|_{t_2}^{t_{4K}}$

$$H_K = \bar{c}_p^0(t_2)t_2 - \bar{c}_p^0(t_{4K})t_{4K} \quad (4.65)$$

$$H_K = \bar{c}_p|_{t_2}^{t_{4K}} (t_2 - t_{4K}) \quad (4.66)$$

$$H_K = \bar{c}_p|_{t_2}^{t_{4K}} T_2 \left(1 - \Pi_T^{-\eta_{pT} \frac{R}{\bar{c}_p|_{t_2}^{t_{4K}}}} \right) \quad (4.67)$$

$$t_{4K} = t_2 - \frac{H_K}{\bar{c}_p|_{t_2}^{t_{4K}}} \quad (4.68)$$

Für die Ermittlung der gesuchten Größen wird anhand der Gl. (4.67) ein Startwert für die Iteration gewonnen.

$$H_K = \bar{c}_p|_{t_2}^{t_{4K}} T_3 \left(1 - \Pi_T^{-\eta_{pT} \frac{R}{\bar{c}_p|_{t_2}^{t_{4K}}}} \right) \sim \bar{c}_p^0(t_2) T_2 \left(1 - \Pi_T^{-\eta_{pT} \frac{R}{\bar{c}_p^0(t_2)}} \right)$$

$$H_K = 366,02 \text{ kJ/kg}$$

Mit dem approximierten Wert für H_K wird der Startwert für t_{4K} anhand der Gl. (4.68) erhalten.

$$t_{4K} \approx t_2 - \frac{H_K}{\bar{c}_p^0(t_2)} = 78,15^\circ\text{C}$$

Für die Ermittlung der Enthalpiedifferenz und Turbinenaustrittstemperatur der Kühlluft wird die Iteration mit den Gleichungen (4.65), (4.66), (4.67) und (4.68) durchgeführt. $\bar{c}_p^0(t_{4K})$ wird aus der Abbildung A5 im Anhang interpoliert.

Tabelle 4.5: Ergebnisse der durchgeführten Iterationsschritte

| | $t_{4K} [^\circ\text{C}]$ | $\bar{c}_p^0(t_{4K}) [\text{kJ/kg}]$ | $H_K [\text{kJ/kg}]$ | $\bar{c}_p _{t_2}^{t_{4K}} [\text{kJ/kg}]$ | $H_{K,real} [\text{kJ/kg}]$ | $t_{4K,real} [^\circ\text{C}]$ |
|---|---------------------------|--------------------------------------|----------------------|--------------------------------------------|-----------------------------|--------------------------------|
| 1 | 78,15 | 1,0056 | 368,07 | 1,0377 | 366,65 | 79,52 |
| 2 | 79,52 | 1,0057 | 366,69 | 1,0378 | 366,67 | 79,54 |
| 3 | 79,54 | 1,0057 | 366,66 | 1,0378 | 366,66 | 79,54 |

Für die spezifische Enthalpiedifferenz der Kühlluft und für die Turbinenaustrittstemperatur der Kühlluft resultieren somit:

$$H_K = 366,65 \text{ kJ/kg}$$

$$t_{4K} = 79,54^\circ\text{C}$$

4.8 Expansion des Arbeitsmediums

Bekannte Größen: $t_3, \bar{c}_{pG,ii}^0(t_3), x_{3,stii}, \Pi_T$

Gesuchte Größen: $t_{4G,ii}, \bar{c}_{pG,ii}^0(t_{4G,ii}), H_G$

Die mittlere spezifische Wärmekapazität bei $t_{4G,ii}$ lässt sich wie folgt ermitteln:

$$\bar{c}_{pG,ii}^0(t_{4G,ii}) = x_{3,stii} \bar{c}_{pst,ii}^0(t_{4G,ii}) + (1 - x_{3,stii}) \bar{c}_{pL}^0(t_{4G,ii}) \quad (4.69)$$

Die spezifische Arbeit der Turbine wird mittels Enthalpiedifferenzen angeschrieben.

$$H_G = \bar{c}_{pG,ii}^0(t_3) t_3 - \bar{c}_{pG,ii}^0(t_{4G,ii}) t_{4G,ii} \quad (4.70)$$

$$H_G = \overline{c_{pG}}|_{t_3}^{t_{4G,ii}} (t_3 - t_{4G,ii}) \quad (4.71)$$

Des Weiteren ergibt sich im Temperaturintervall von t_3 bis $t_{4G,ii}$ nach [32] für die spezifische innere Arbeit:

$$H_G = \overline{c_{pG}}|_{t_3}^{t_{4G,ii}} T_3 \left[1 - \prod_T^{-\eta_{pT} \frac{R}{\overline{c_{pG}}|_{t_3}^{t_{4G,ii}}}} \right] \quad (4.72)$$

$$t_{4G,ii} = t_3 - \frac{H_G}{\overline{c_{pG}}|_{t_3}^{t_{4G,ii}}} \quad (4.73)$$

Zur Vereinfachung wird R mit der spezifischen Gaskonstante der Luft gleichgesetzt. Weil $\overline{c_{pG}}|_{t_3}^{t_{4G,ii}}$ und H_G aufgrund fehlender Größen nicht direkt zu lösen sind, wird die Berechnung iterativ fortgesetzt. Die Gl. (4.72) liefert hierbei einen Näherungswert für H_G , wodurch nach Umformen der Gl. (4.71) der Startwert für t_{4G,CH_4} erhalten wird.

$$H_{G,CH_4} = \overline{c_{pG}}|_{t_3}^{t_{4G,CH_4}} T_3 \left[1 - \prod_T^{-\eta_{pT} \frac{R}{\overline{c_{pG}}|_{t_3}^{t_{4G,CH_4}}}} \right] \sim$$

$$\sim \bar{c}_{pG,CH_4}^0(t_3) T_3 \left[1 - \prod_T^{-\eta_{pT} \frac{R}{\bar{c}_{pG,CH_4}^0(t_3)}} \right] = 934,73 \text{ kJ/kg}$$

$$H_{G,CH_4} = \overline{c_{pG}}|_{t_3}^{t_{4G,CH_4}} (t_3 - t_{4G,CH_4}) \sim \bar{c}_{pG,CH_4}^0(t_3) (t_3 - t_{4G,CH_4})$$

Für t_{4G,CH_4} resultiert somit:

$$t_{4G,CH_4} = t_3 - \frac{H_G}{\bar{c}_{pG,CH_4}^0(t_3)} = 675,77 \text{ }^\circ\text{C}$$

Die spezifischen Wärmekapazitäten $\bar{c}_{pL}^0(t_{4G,CH_4})$ und $\bar{c}_{pst,CH_4}^0(t_{4G,CH_4})$ werden wie zuvor gehabt aus den Tabellen im Anhang interpoliert. Die restlichen Werte werden anhand der Gleichungen (4.69), (4.70), (4.71), (4.72) und (4.73) bestimmt.

Tabelle 4.6: Ergebnisse der durchgeführten Iterationsschritte für den Erdgasbetrieb

| | t_{4G,CH_4} [°C] | \bar{c}_{pL}^0 (t_{4G,CH_4}) [kJ/kgK] | \bar{c}_{pst,CH_4}^0 (t_{4G,CH_4}) [kJ/kgK] | \bar{c}_{pG,CH_4}^0 (t_{4G,CH_4}) [kJ/kgK] | H_{G,CH_4} [kJ/kg] | $\overline{c}_{pG} _{t_3}^{t_{4G,CH_4}}$ [kJ/kgK] | $H_{G,CH_4,real}$ [kJ/kg] | $t_{4G,CH_4,real}$ [°C] |
|---|-----------------------|---------------------------------------------------|---------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------|-------------------------|------------------------------------------------------|------------------------------|----------------------------|
| 1 | 675,77 | 1,0580 | 1,1850 | 1,1206 | 993,32 | 1,2830 | 949,72 | 709,76 |
| 2 | 709,76 | 1,0617 | 1,1904 | 1,1232 | 953,36 | 1,2879 | 950,64 | 711,87 |
| 3 | 711,87 | 1,0619 | 1,1907 | 1,1254 | 949,45 | 1,2863 | 950,35 | 711,18 |

Für die Turbinenaustrittstemperatur und spezifische Enthalpiedifferenz resultieren:

$$t_{4G,CH_4} = 711,18 \text{ °C}$$

$$H_{G,CH_4} = 950,35 \text{ kJ/kg}$$

Die Expansion in der wasserstoffbetriebenen Turbine wird mit den gleichen Formeln berechnet. Die spezifische Wärmekapazität $\bar{c}_{pst,H_2}^0(t_{4G,H_2})$ wird nach Gl. (4.32) ermittelt. Weiters liefern die Gleichungen (4.71) und (4.72) wieder einen Startwert für t_{4G,H_2} und ermöglichen die Iteration.

$$H_{G,H_2} = \overline{c}_{pG}|_{t_3}^{t_{4G,H_2}} T_3 \left[1 - \prod_T^{-\eta_{pT} \frac{R}{\bar{c}_{pG}|_{t_3}^{t_{4G,H_2}}}} \right] \sim$$

$$\sim \bar{c}_{pG,H_2}^0(t_3) T_3 \left[1 - \prod_T^{-\eta_{pT} \frac{R}{\bar{c}_{pG,H_2}^0(t_3)}} \right] = 956,86 \text{ kJ/kg}$$

$$H_{G,H_2} = \overline{c}_{pG}|_{t_3}^{t_{4G,H_2}} (t_3 - t_{4G,H_2}) \sim \bar{c}_{pG,H_2}^0(t_3) (t_3 - t_{4G,H_2})$$

$$t_{4G,H_2} = t_3 - \frac{H_G}{\bar{c}_{pG,H_2}^0(t_3)} = 726,10 \text{ °C}$$

Tabelle 4.7: Ergebnisse der durchgeführten Iterationsschritte für den Wasserstoffbetrieb

| | t_{4G,H_2} [°C] | \bar{c}_{pL}^0 (t_{4G,H_2}) [kJ/kgK] | \bar{c}_{pst,H_2}^0 (t_{4G,H_2}) [kJ/kgK] | \bar{c}_{pG,H_2}^0 (t_{4G,H_2}) [kJ/kgK] | H_{G,H_2} [kJ/kg] | $\overline{c}_{pG} _{t_3}^{t_{4G,H_2}}$ [kJ/kgK] | $H_{G,H_2,real}$ [kJ/kg] | $t_{4G,H_2,real}$ [°C] |
|---|----------------------|--------------------------------------------------|-------------------------------------------------------|------------------------------------------------------|------------------------|-----------------------------------------------------|-----------------------------|---------------------------|
| 1 | 726,10 | 1,0634 | 1,3229 | 1,2292 | 1024,09 | 1,4147 | 972,61 | 762,50 |
| 2 | 762,50 | 1,0673 | 1,3288 | 1,2344 | 975,40 | 1,4188 | 973,28 | 764,01 |
| 3 | 764,01 | 1,0675 | 1,3290 | 1,2346 | 973,37 | 1,4189 | 973,27 | 764,07 |

Für die Turbinenaustrittstemperatur und spezifische Enthalpiedifferenz resultieren für den Wasserstoffbetrieb damit:

$$t_{4G,H_2} = 764,07 \text{ °C}$$

$$H_{G,H_2} = 973,27 \text{ kJ/kg}$$

Ein Vergleich der beiden Austrittstemperaturen veranschaulicht eindeutig, dass die Expansion mit Erdgas als Brennstoff einen niedrigeren Wert aufweist. Die realitätsfernen hohen Werte lassen sich mit der Vernachlässigung der Kühlung in diesem Abschnitt der Berechnung begründen. Im Kapitel 4.10 werden die Mischungstemperaturen am Ein- und Austritt der Turbine kalkuliert, worin die Kühlluftanteile mitberücksichtigt werden. Die Austrittstemperatur ist generell von großer Relevanz, falls die Wärme des Abgases nach der Expansion für einen Kombiprozess zur Anwendung kommt. Weil dadurch kann der Wirkungsgrad der gesamten Anlage zusätzlich verbessert werden. Auch die innere spezifische Arbeit der Expansion liegt im Falle einer Erdgasanwendung reduziert vor.

4.9 Spezifische Turbinenarbeit

Um die von den zugeführten Massenströmen bezogene innere Arbeit zu berechnen, müssen im Allgemeinen nach [\[32\]](#) auch die Kühlluftanteile mitberücksichtigt werden.

$$H_T = \frac{\dot{m}_3 H_G + M \dot{m}_K H_K}{\dot{m}_3 + \dot{m}_K} \quad (4.74)$$

Durch Einsetzen der Gl. (4.39), Gl. (4.43) und unter Verwendung der Gleichung für den Rauchgasmassenstrom $\dot{m}_{3,ii}$ aus 4.6 lässt sich H_T wie folgt umformulieren:

$$H_{T,ii} = \frac{(1 + b_{ii}) \dot{m}_{1,ii} (1 - k) H_{G,ii} + M \dot{m}_{K,ii} H_K}{(1 - k)(1 + b_{ii}) + k} \quad (4.75)$$

Für den Erdgasbetrieb resultiert somit:

$$H_{T,CH_4} = \frac{(1 + b_{CH_4}) \dot{m}_{1,CH_4} (1 - k) H_{G,CH_4} + M \dot{m}_{K,CH_4} H_K}{\dot{m}_{1,CH_4} (1 - k)(1 + b_{CH_4}) + \dot{m}_{K,CH_4}} = 864,73 \text{ kJ/kg}$$

Für den Wasserstoffbetrieb folgt:

$$H_{T,H_2} = \frac{(1 + b_{H_2}) \dot{m}_{1,H_2} (1 - k) H_{G,H_2} + M \dot{m}_{K,H_2} H_K}{\dot{m}_{1,H_2} (1 - k)(1 + b_{H_2}) + \dot{m}_{K,H_2}} = 865,64 \text{ kJ/kg}$$

4.10 Mischungstemperatur am Turbineneintritt und Turbinenausritt

Die fiktive TIT setzt sich durch die Mischung von $\dot{m}_{3,ii}$ und $\dot{m}_{K,ii}$ mit den dazugehörigen Temperaturen zusammen. Unter Verwendung der Gl. (4.28) aus [32] kann die fiktive TIT ermittelt werden. Diese lautet allgemein:

$$H_T = \overline{c_p}|_{t_3}^{t_4} \left(\frac{\dot{m}_3 T_3 + M \dot{m}_K T_2}{\dot{m}_3 + \dot{m}_K} \right) \left(1 - \Pi_T^{-\eta_{pT} \frac{R}{c_p}|_{t_3}^{t_4}} \right) \quad (4.76)$$

$$\overline{T}_3 = \frac{\dot{m}_3 T_3 + M \dot{m}_K T_2}{\dot{m}_3 + \dot{m}_K} \quad (4.77)$$

Unter Berücksichtigung der Gl. (4.43) und Erweiterung der Gl. (4.76) mit \dot{m}_1 resultiert die fiktive TIT zu:

$$\overline{T}_{3,ii} = \frac{(1 + b_{ii})(1 - k)T_3 + MkT_2}{(1 + b_{ii})(1 - k) + k} \quad (4.78)$$

Der Betrieb mit Erdgas liefert somit:

$$\overline{T}_{3,CH_4} = \frac{(1 + b_{CH_4})(1 - k)T_3 + MkT_2}{(1 + b_{CH_4})(1 - k) + k} = 1539,62 \text{ K}$$

Für Wasserstoff resultiert:

$$\overline{T}_{3,H_2} = \frac{(1 + b_{H_2})(1 - k)T_3 + MkT_2}{(1 + b_{H_2})(1 - k) + k} = 1538,18 \text{ K}$$

Am Turbinenausritt wird nun die Abgastemperatur iterativ ermittelt. Für die gilt nach Gl. (29) aus [32]:

$$t_{4,ii} = \frac{\dot{m}_{3,ii} \overline{c}_{pG,ii}^0(t_3) t_3 + \dot{m}_{K,ii} \overline{c}_{pL}^0(t_2) t_2 - (\dot{m}_{3,ii} + \dot{m}_{K,ii}) H_{T,ii}}{\overline{c}_{pG,ii}^0(t_{4,ii}) (\dot{m}_{3,ii} + \dot{m}_{K,ii})} \quad (4.79)$$

Die mittlere spezifische Wärmekapazität $\overline{c}_{pG,ii}^0(t_{4,ii})$ wird demnach:

$$\bar{c}_{pG,ii}^0(t_{4,ii}) = x_{4,stii} \bar{c}_{p,st,ii}^0(t_{4,ii}) + (1 - x_{4,stii}) \bar{c}_{pL}^0(t_{4,ii}) \quad (4.80)$$

Mit der Abgaszusammensetzung am Turbinenaustritt nach [39]:

$$x_{4,stii} = \frac{x_{3,stii}}{1 + \frac{\dot{m}_{K,ii}}{\dot{m}_{3,ii}}} \quad (4.81)$$

Für Erdgas resultiert somit:

$$x_{4,stCH_4} = \frac{x_{3,stCH_4}}{1 + \frac{\dot{m}_{K,CH_4}}{\dot{m}_{3,CH_4}}} = 0,42048$$

Für Wasserstoff folgt:

$$x_{4,stH_2} = \frac{x_{3,stH_2}}{1 + \frac{\dot{m}_{K,H_2}}{\dot{m}_{3,H_2}}} = 0,54455$$

Die erste Abschätzung für die Abgastemperatur $t_{4,ii}$ wird durch folgenden Ausdruck für H_T gewonnen:

$$H_{T,ii} = \bar{c}_{pG,ii}|_{t_3}^{t_4} (\bar{t}_{3,ii} - t_{4,ii}) \approx \bar{c}_{pG,ii}^0(t_3) (\bar{t}_{3,ii} - t_{4,ii}) \quad (4.82)$$

$$t_{4,ii} = \bar{t}_{3,ii} - \frac{H_{T,ii}}{\bar{c}_{pG,ii}^0(t_3)} \quad (4.83)$$

Der Erdgasbetrieb liefert somit:

$$t_{4,CH_4} = (\bar{T}_{3,CH_4} - 273,15) - \frac{H_{T,CH_4}}{\bar{c}_{pG,CH_4}^0(t_3)} = 549,60^\circ C$$

Für die Iteration werden die spezifischen Wärmekapazitäten $\bar{c}_{pL}^0(t_{4,CH_4})$ und $\bar{c}_{p,st,CH_4}^0(t_{4,CH_4})$ aus den Tabellen im Anhang (siehe Abbildung A5 und Abbildung A6) interpoliert. Weiters liefern die Gl. (4.79) und Gl. (4.80) Ergebnisse für die gesuchten Größen $\bar{c}_{pG,CH_4}^0(t_{4,CH_4})$ und $t_{4,CH_4,real}$.

Tabelle 4.8: Ergebnisse der durchgeführten Iteration für den Erdgasbetrieb

| | t_{4,CH_4} [°C] | $\bar{c}_{pL}^0(t_{4,CH_4})$ [kJ/kg] | $\bar{c}_{p,st,CH_4}^0(t_{4,CH_4})$ [kJ/kg] | $\bar{c}_{pG,CH_4}^0(t_{4,CH_4})$ [kJ/kg] | $t_{4,CH_4,real}$ [°C] |
|---|----------------------|-----------------------------------------|------------------------------------------------|----------------------------------------------|---------------------------|
| 1 | 549,60 | 1,0443 | 1,1660 | 1,0955 | 634,23 |
| 2 | 634,23 | 1,0534 | 1,1789 | 1,1062 | 628,07 |
| 3 | 628,07 | 1,0528 | 1,1779 | 1,1054 | 628,53 |
| 4 | 628,53 | 1,0529 | 1,1780 | 1,1055 | 628,49 |

$$t_{4,CH_4} = 628,53^\circ C$$

Die erste Abschätzung für die wasserstoffbetriebene Turbine liefert:

$$t_{4,H_2} = \overline{(T_{3,H_2} - 273,15)} - \frac{H_{T,H_2}}{\bar{c}_{pG,H_2}^0(t_3)} = 610,14^\circ C$$

Wie bereits im Erdgasbetrieb durchgeführt wurde, werden sämtliche spezifischen Wärmekapazitäten mit Hilfe der Tabellen im Anhang bestimmt.

Tabelle 4.9: Ergebnisse der durchgeführten Iteration für den Wasserstoffbetrieb

| | t_{4,H_2} [°C] | $\bar{c}_{pL}^0(t_{4,H_2})$ [kJ/kg] | $\bar{c}_{p,st,H_2}^0(t_{4,H_2})$ [kJ/kg] | $\bar{c}_{pG,H_2}^0(t_{4,H_2})$ [kJ/kg] | $t_{4,H_2,real}$ [°C] |
|---|---------------------|----------------------------------------|----------------------------------------------|--------------------------------------------|--------------------------|
| 1 | 610,14 | 1,0509 | 1,3043 | 1,1888 | 701,92 |
| 2 | 701,92 | 1,0608 | 1,3190 | 1,2014 | 694,09 |
| 3 | 694,09 | 1,0599 | 1,3177 | 1,2003 | 694,73 |
| 4 | 694,73 | 1,0600 | 1,3179 | 1,2004 | 694,66 |

$$t_{4,H_2} = 694,66^\circ C$$

4.11 Thermischer Wirkungsgrad, Wellenleistung

Der thermische Wirkungsgrad eines Prozesses kann als Verhältnis von „Nutzen“ zu „Aufwand“ definiert werden [9]. In einem offenen Kreisprozess entspricht das dem Verhältnis der effektiven Turbinenarbeit zur abgeführten Wärmemenge. Der mechanische Wirkungsgrad η_m berücksichtigt hierbei etwaige Verluste, die z.B. durch die Schmierung, oder Brennstoffförderung auftreten.

$$\eta_{th} = \eta_m \frac{a_i}{q_B} \quad (4.84)$$

Aus der Differenz der Turbinen- und Verdichterarbeit kann die innere Nutzarbeit a_i auf den eintretenden Luftmassenstrom \dot{m}_1 wie folgt bezogen werden [32]:

$$a_i = [(1 - l - k)(1 + b) + k] H_T - H_V \quad (4.85)$$

Wird der Sperrluftanteil vernachlässigt, ergibt sich für a_i :

$$a_{i_{ii}} = [(1 - k)(1 + b_{ii}) + k] H_{T_{ii}} - H_V \quad (4.86)$$

Für den Erdgasbetrieb resultiert somit:

$$a_{i_{CH_4}} = 453,68 \text{ kJ/kg}$$

Die auf den eintretenden Luftmassenstrom \dot{m}_1 bezogene Wärmemenge ist nach [32]:

$$q_{B_{CH_4}} = \frac{H_{U,CH_4} \dot{m}_{B,CH_4}}{\dot{m}_{1,CH_4}} \quad (4.87)$$

$$q_{B_{CH_4}} = 1392 \text{ kJ/kg}$$

Für den thermischen Wirkungsgrad resultiert nach Gl. (4.84):

$$\eta_{th_{CH_4}} = 0,324$$

Die abgegebene Wellenleistung der Turbine errechnet sich zu:

$$P_{CH_4} = a_{i_{CH_4}} \dot{m}_{1,CH_4} \eta_m = 258,41 \text{ MW} \quad (4.88)$$

Für den Wasserstoffbetrieb resultiert analog dazu:

$$a_{i_{H_2}} = 447,73 \text{ kJ/kg}$$

$$q_{B_{H_2}} = \frac{H_{U,H_2} \dot{m}_{B,H_2}}{\dot{m}_{1,H_2}} \quad (4.89)$$

$$q_{B_{H_2}} = 1318,91 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_{th} = 0,338$$

$$P_{H_2} = a_{i_{H_2}} \dot{m}_{1,H_2} \eta_m = 257,02 \text{ MW} \quad (4.90)$$

Die abgegebene Wellenleistung der wasserstoffbetriebenen Gasturbine ist um etwa 1,4 MW niedriger als das Referenzmodell mit Erdgasbetrieb. Das ist auf die geringere innere Arbeit a_i zurückzuführen. Durch die 30-prozentige Brennstoffverdünnung mit N_2 wird der Heizwert H_{U,H_2} verringert, wodurch $q_{B_{H_2}}$ geringer ausfällt. Daraus resultiert wiederum ein höherer thermischer Wirkungsgrad bei der Wasserstoffanwendung.

5 Zusammenfassung – Zukunftsaussichten

Im Rahmen dieser Arbeit wurde die Ausführbarkeit einer kohlenstofffreien und nachhaltigen Energiegewinnung mit wasserstoffbetriebenen Gasturbinen, die nach der Verbrennung im Idealfall lediglich Wasser ausscheiden, untersucht. Der Wasserstoff wird mit hoher Wahrscheinlichkeit mit seinem großen Potential als speicherbarer Energieträger eine wichtige Schlüsselrolle in der Dekarbonisierung des Energiesektors übernehmen. Um generell seine Anwendung attraktiver zu gestalten, muss der umweltfreundliche, grüne Wasserstoff effizienter produziert werden. Die Reaktionsfreudigkeit des Wasserstoffs stellt jedoch für seine Verbrennung eine beherrschbare Herausforderung dar. Mit seiner hohen Zündgeschwindigkeit im Vergleich zu Methan, wird das Risiko von gasdynamischen Instabilitäten hervorgerufen. Auch der geringere volumetrische Heizwert, der zum Anstieg des Volumenstroms führt, und die sehr hohe SFT erfordern idealerweise ein neues Brennerdesign.

Die Analyse diverser Brennerkonfigurationen führte zu dem Entschluss, dass Vormisch- und Diffusionsbrenner in der Lage sind, eine sichere exotherme Reaktion des Wasserstoffs zu gewährleisten. Ein möglicher Flammenrückschlag kann dabei mit einem entsprechend ausgelegten Strömungsverhalten und kurzen Mischzeiten beseitigt werden. Auch eine Eingrenzung des Äquivalenzverhältnisses ϕ unter 0,6 kann einen positiven Beitrag, um diesem Phänomen entgegenzuwirken, leisten. Bei den LDI-Brennern hat sich zudem erwiesen, dass eine Beimischung von 3-4% Methan die Reaktivität des Wasserstoffs deutlich herabsetzt.

Bezüglich der NO_x-Emissionen, welche beim Einsatz von Wasserstoff durch die sehr hohen SFT ein weiteres Problem darstellen, hat sich herausgestellt, dass mit einer Brennstoffverdünnung mit Stickstoff oder Luft eine deutliche Reduktion erzielt werden kann. Diese können auch durch Eingrenzung der TIT beeinflusst werden. Eine verringerte TIT würde jedoch die Energie in der Brennkammer verringern. Allein durch den Einsatz von Wasserstoff wurde eine 5-prozentige Verringerung der Enthalpiedifferenz festgestellt, was in Kombination mit einer Brennstoffverdünnung überdies weiterwächst. In diesem Zusammenhang wurde gezeigt, dass die Stickstoffverdünnung im Vergleich zum Wasserdampf einen deutlich geringeren Verlust bewirkt. Die Stickstoffverdünnung senkt des Weiteren auch die hohe Reaktivität des Wasserstoffs. Durch den höheren Wassergehalt im Abgas, welches durch die Verbrennung von Wasserstoff entsteht, wird aber die äußere Wärmeübergangszahl α an der Schaufelaußenseite enorm angehoben, was eine aerothermische Neugestaltung der Turbinenschaufeln erfordert. Hierbei wurde die Erkenntnis bestätigt, dass jede Art der Kühlung verlustbehaftet ist. Durch den Einsatz von WDS können diese Wirkungsgradeinbußen verringert werden.

Zum Abschluss dieser Arbeit wurde anhand einer vereinfachten Kreisprozessrechnung, in der die Kühlung und die Brennstoffverdünnung mitberücksichtigt wurden, die Auswirkungen des Brennstoffs auf den Zyklus untersucht. Als Verdünnungszusatz wurde Stickstoff mit einem Gehalt von 30% angenommen. Für diese Berechnung wurden sämtliche Daten der Siemens SGT6-5000 F, die mit 30% Wasserstoff betrieben werden kann, herangezogen. Die fehlenden Daten für diese Berechnung wurden aus vorhergehenden Arbeiten ([35], [39]) ergänzt. Der Fokus lag bei dem Kreisprozess vor allem in der Brennkammer, wo Erdgas mit Wasserstoff in direktem Vergleich gestellt wurde. Dabei war zu sehen, dass die Luftzahl λ für Erdgas um knapp 32% höher lag. Aufgrund der 30-prozentigen Verdünnung mit dem inerten Stickstoff wurde die Luftzahl für Wasserstoff deutlich reduziert, was den Verbrennungsprozess in der Realität beeinträchtigen könnte. Die Literaturrecherche zeigte allerdings, dass ein Äquivalenzverhältnis von 0,5 bis 0,6 anzustreben wäre. Unterhalb dieses Bereiches würde die Flamme erlöschen und oberhalb würden die NO_x-Emissionen anfangen rasant anzusteigen. Mit einem Äquivalenzverhältnis von 0,63 lag das Ergebnis für Wasserstoff optimal in der Nähe dieses Betriebsbereichs. Das Brennstoff-Luftmassenverhältnis b von Erdgas lag dahingegen höher, wodurch die Brennstoffzufuhr erhöht wurde. Die Temperatur nach der Expansion fiel für Wasserstoff wie erwartet um knapp 66°C höher aus. Diese Temperatur würde für einen etwaigen nachgeschalteten Wärmetauscher in z.B. einem Kombiprozess von großer Bedeutung sein. Dahingegen fiel die spezifische Turbinenarbeit im Wasserstoffbetrieb niedriger aus, was sich bei der Wellenleistung widerspiegelte. Beim thermischen Wirkungsgrad lag die wasserstoffbetriebene Gasturbine mit etwa 34% um zirka 1% höher als die Erdgasbetriebene. Dieses Ergebnis darf nur unter Vorbehalt als Bezugswert herangezogen werden, da für eine Wasserstoffkonzentration von 70% die Optimierung der TIT und der relevanten Brennparameter für die Praxis essenziell werden (siehe Abschnitt 3.3).

Aus kurzfristiger Sicht stellen für die umgehende Umsetzung dieser Technologie die hohen Anschaffungskosten für den grünen Wasserstoff ein Problem dar. Laut einem Bericht des DOE lag der Preis des klimaneutralen Wasserstoffs immerhin um mindestens 450% höher als die durch fossile Energieträger gewonnene Variante. Des Weiteren erlauben die verfügbaren Rohstoffvorkommen nur eine sich schleichende Energiewende, da die jährlich abbaubare Menge etwaiger Edelmetalle die Nachfrage nicht abdecken würde. Im kommenden Jahr soll dennoch eine 440 MW Turbine der Mitsubishi Power in Eemshaven (in den Niederlanden) im Nuon Magnum Kraftwerk mit 100% H₂ betrieben werden. Das Ziel dieses Projektes ist die komplette Umrüstung aller drei aktiven Turbinen auf Wasserstoff mit einer Gesamtleistung von 1,32 GW bis 2027. Im Wiener Kraftwerk Donaustadt findet gegenwärtig ein Betriebsversuch statt, bei diesem 15% Wasserstoff dem Erdgas beigemischt wird. Damit sollen jährlich 33.000 t an CO₂ eingespart werden. Anhand dieses Versuchs werden empirische Daten

hinsichtlich der Effizienz und Emissionen gesammelt, die für die Turbinenhersteller für die Entwicklung der nächsten Turbinengenerationen von großer Bedeutung sind. Nichtsdestotrotz werden solche vorbildlichen Pilotprojekte andere Kraftwerkshersteller und -betreiber als Pioniere für eine umweltfreundliche Zukunft ermutigen.

Literaturverzeichnis

[1]: https://treaties.un.org/Pages/ViewDetails.aspx?src=TREATY&mtdsg_no=XXVII-7-d&chapter=27&clang=en#EndDec, zuletzt abgerufen am 06.04.202

[2]: Worms M., Radermacher F.: Klimaneutralität – Hessen 5 Jahre weiter, Springer Vieweg, Wiesbaden 2018

[3]: Töpler J., Lehman J.: Wasserstoff und Brennstoffzelle – Technologien und Marktperspektiven, 2. Auflage, Springer Vieweg, Berlin 2017

[4]: Crastan V.: Weltweiter Energiebedarf und 2-Grad-Klimaziel - Analyse und Handlungsempfehlungen, Springer Vieweg, Berlin 2016

[5]: Jaeger H.: Gas Turbine World 2021 GTW Handbook – Section 4 - Hydrogen gas turbine projects leading the transition to decarbonize the power sector – Pequot Publication, 2021

[6]: <https://www.bundesregierung.de/breg-de/themen/klimaschutz/faq-wasserstoff-1732248>, zuletzt abgerufen am 05.05.2022

[7]: <https://hysata.com/why-efficiency/>, zuletzt abgerufen am 21.05.2022

[8]: Adolf J., Balzer C., Louis J., Schabla U., Fishedick M., Arnold K., Pastowski A., Schüwer D.: Shell Wasserstoff-Studie – Energie der Zukunft?, Shell Deutschland Oil GmbH, Hamburg 2017

[9]: Lechner C., Seume J.: Stationäre Gasturbinen (3. Auflage), Springer Vieweg, Berlin 2019

[10]: Cerbe G., Lendt B.: Grundlagen der Gastechnik (8. Auflage), Carl Hanser Verlag, München 2017

[11]: Klell M., Eichlseder H., Trattner A.: Wasserstoff in der Fahrzeugtechnik – Erzeugung, Speicherung, Anwendung (4. Auflage), Springer Vieweg, Wiesbaden 2018

[12]: Baumgartner G.: Flame Flashback in Premixed Hydrogen-Air-Combustion Systems – Dissertation, TU München, München 2014

[13]: Noble D., Wu D., Emerson B., Sheppard S., Lieuwen T., Angello L.: Assessment of Current Capabilities and Near-Term Availability of Hydrogen-Fired Gas Turbines Considering a Low-Carbon Future, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol.143, ASME 2021

[14]: De la Peña Pinteño A.: Study of a gas turbine cycle with hydrogen combustion – Bachelor's Thesis, TU Wien, Wien 2021

- [15]: Lee M. C., Seo S. B., Chung J. H., Joo Y. J., Ahn D. H.: Gas turbine combustion performance test of hydrogen and carbon monoxide synthetic gas, Elsevier – Fuel, Vol. 89, Elsevier 2010
- [16]: Richards G., Weiland N., Strakey P.: Combustion Strategies for Syngas and High-Hydrogen Fuel, GT Handbook
- [17]: Therkelsen P., Werts T., McDonell V., Samuelsen S.: Analysis of NO_x Formation in a Hydrogen-Fueled Gas Turbine Engine, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol.131, ASME 2009
- [18]: Pappa A., Bricteux L., Benard P., De Paepe W.: Can Water Dilution Avoid Flashback on a Hydrogen-Enriched Micro-Gas Turbine Combustion? – A Large Eddy Simulations Study, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol.143, ASME 2021
- [19]: Gazzani M., Chiesa P., Martelli E.: Using Hydrogen as Gas Turbine Fuel: Premixed Versus Diffusive Flame Combustors, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol.136, ASME 2014
- [20]: Chiesa P., Lozza G., Mazzocchi L.: Using Hydrogen as Gas Turbine Fuel, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol.127, ASME 2005
- [21]: Bothien M. R., Ciani A., Wood J. P., Fruechtel G.: Toward Decarbonized Power Generation with Gas Turbines by Using Sequential Combustion for Burning Hydrogen, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol.141, ASME 2019
- [22]: York W. D., Ziminsky W. S., Yilmaz E.: Development and Testing of a Low NO_x Hydrogen Combustion System for Heavy-Duty Gas Turbines, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol.135, ASME 2013
- [23]: Marek C. J., Smith T. D., Kundu K.: Low Emission Hydrogen Combustors for Gas Turbines Using Lean Direct Injection, American Institute of Aeronautics and Astronautics, Arizona 2005
- [24]: Haglind F., Singh R.: Design of Aero Gas Turbines Using Hydrogen, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol.128, ASME 2006
- [25]: Chyu M. K., Mazzotta D. W., Siw S. C., Karaivanov V. G., Slaughter W. S., Alvin M. A.: Aerothermal Challenges in Syngas, Hydrogen-Fired, and Oxyfuel Turbines- Part 1: Gas-Side Heat Transfer, Journal of Thermal Science and Engineering Applications, Vol.1, ASME 2009
- [26]: Held C.: Mechanische Eigenschaften von EB-PVD ZrO₂ Wärmedämmschichten, Dissertation, Technische Fakultät der Friedrich-Alexander-Universität, Nürnberg 2014

Literaturverzeichnis

- [27]: Bannister R. L., Newby R. A., Yang W. C.: Final Report on the Development of a Hydrogen-Fueled Combustion Turbine Cycle for Power Generation, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol.121, ASME 1999
- [28]: <https://www.bundestag.de/resource/blob/691748/01a954b2b2d7c70259b19662ae37a575/WD-5-029-20-pdf-data.pdf>, zuletzt abgerufen am 09.04.2022
- [29]: Tekin N.: Entwicklung innovativer Wasserstoff-Verbrennungssysteme für Industriegasturbinen-H₂ Micro-Mix Brennkammer, <https://www.kawasaki-gasturbine.de/produkte/gasturbinen/wasserstoff-technologie>, zuletzt abgerufen am 05.04.2023
- [30]: Bancalari E., Chan P., Diakunchack I. S.: Advanced Hydrogen Turbine Development, Siemens Power Generation Inc., Orlando, Florida 2007
- [31]: Marra J.: Advanced Hydrogen Turbine Development – Final Technical Report, Siemens Power Generation Inc., Orlando, Florida 2015
- [32]: Willinger R.: Thermische Turbomaschinen – Skriptum zur Vorlesung, Institut für Energietechnik und Thermodynamik der TU Wien – Forschungsbereich für Strömungsmaschinen, Wien 2015
- [33]: Laget H., Griebel P., Gooren L., Hampp F., Jouret N., Lammel O.: Demonstration of Natural Gas and Hydrogen Cocombustion in an Industrial Gas Turbine, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol.145, ASME 2023
- [34]: Kopacek B.: Resource Efficiency – Präsentationsunterlagen, TU Wien, Wien 2022
- [35]: Brunckhorst L.: Technische Analyse der aktuell leistungsstärksten Kraftwerksgasturbine – Bachelorarbeit, TU Wien, Wien 2009
- [36]: Baehr H. D., Kabelac S.: Thermodynamik – Grundlagen und technische Anwendungen (15. Auflage), Springer Vieweg, Berlin 2012
- [37]: Wärmetechnisches Taschenbuch, EVT Energie- und Verfahrenstechnik GmbH, Stuttgart 1981
- [38]: Gupta M.: Design of Thermal Barrier Coatings – A Modelling Approach, Springer, Trollhättan 2015
- [39]: Oguz M., Eymirli G.: Technische Analyse der GE PGT-25 Gasturbine, Bachelor's Thesis, TU Wien, Wien 2020
- [40]: <https://positionen.wienenergie.at/projekte/waerme-kalte/gruenes-kraftwerk-donaustadt/>, zuletzt abgerufen am 19.08.2023

A Anhang

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

| Stoff | Molare Masse M kg/kmol | Realgasfaktor im Normzustand Z _n | Molares Normvolumen V _{min} m ³ /kmol | Brennwerte und Heizwerte | | | | | |
|---------------------------|------------------------------|------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------|-----------------------------|-----------------------------|-------------------------|-------------------------|---------------------------------------|---------------------------------------|
| | | | | molar | | spezifisch | | im Normzustand | |
| | | | | H _{h,m} MJ/kmol | H _{o,m} MJ/kmol | H _h MJ/kg | H _o MJ/kg | H _{h,n} MJ/m ³ | H _{o,n} MJ/m ³ |
| Wasserstoff | 2,0159 | 1,0006 | 22,428 | 285,83 | 241,81 | 141,788 | 119,951 | 12,745 | 10,782 |
| Kohlenmonoxid | 28,010 | 0,9993 | 22,398 | 282,98 | 282,98 | 10,103 | 10,103 | 12,634 | 12,634 |
| Methan | 16,043 | 0,9976 | 22,360 | 890,63 | 802,60 | 55,515 | 50,028 | 39,831 | 35,894 |
| Ethin (Acetylen) | 26,038 | 0,991 | 22,212 | 1301,05 | 1257,03 | 49,967 | 48,277 | 58,573 | 56,591 |
| Ethen (Ethylen) | 28,054 | 0,9925 | 22,246 | 1411,18 | 1323,15 | 50,302 | 47,164 | 63,435 | 59,478 |
| Ethan | 30,070 | 0,9900 | 22,190 | 1560,69 | 1428,64 | 51,902 | 47,510 | 70,333 | 64,382 |
| Propen (Propylen) | 42,081 | 0,981 | 21,998 | 2058,02 | 1925,97 | 48,906 | 45,768 | 93,596 | 87,591 |
| Propan | 44,097 | 0,9789 | 21,941 | 2219,17 | 2043,11 | 50,325 | 46,332 | 101,142 | 93,118 |
| 1,3-Butadien | 54,092 | 0,966 | 21,652 | 2540,77 | 2408,72 | 46,971 | 44,530 | 117,346 | 111,247 |
| 1-Buten | 56,108 | 0,965 | 21,630 | 2716,82 | 2540,76 | 48,421 | 45,283 | 125,607 | 117,467 |
| n-Butan | 58,123 | 0,9572 | 21,455 | 2877,40 | 2657,32 | 49,505 | 45,719 | 134,115 | 123,857 |
| iso-Butan(2-Methylpropan) | 58,123 | 0,958 | 21,473 | 2868,20 | 2648,12 | 49,347 | 45,561 | 133,574 | 122,325 |
| n-Pentan | 72,150 | (0,918) | (20,58) | 3535,77 | 3271,67 | 49,006 | 45,345 | (171,84) | (159,00) |
| n-Hexan | 86,177 | (0,892) | (19,99) | 4194,95 | 3886,84 | 48,678 | 45,103 | (209,82) | (194,41) |
| n-Heptan | 100,204 | (0,830) | (18,60) | 4853,43 | 4501,30 | 48,435 | 44,921 | (260,89) | (241,96) |
| n-Oktan | 114,231 | (0,742) | (16,63) | 5511,80 | 5115,66 | 48,251 | 44,783 | (331,41) | (307,59) |
| Benzol (Benzen) | 78,114 | (0,909) | (20,37) | 3301,43 | 3169,38 | 42,264 | 40,574 | (162,04) | (155,56) |
| Toluol (Toluen) | 92,141 | (0,849) | (19,03) | 3947,89 | 3771,83 | 42,846 | 40,935 | (207,46) | (198,21) |
| Ethylbenzol | 106,167 | (0,764) | 17,124 | 4607,15 | 4387,07 | 43,395 | 41,322 | (269,04) | (256,19) |
| Ammoniak | 17,0306 | 0,985 | 22,08 | 382,81 | 316,79 | 22,478 | 18,601 | 17,339 | 14,349 |
| Cyanwasserstoff | 27,026 | (0,887) | (19,88) | 671,5 | 649,5 | 24,846 | 24,032 | (33,78) | (32,67) |
| Schwefelwasserstoff | 34,082 | 0,990 | 22,19 | 562,01 | 517,99 | 16,490 | 15,198 | 25,327 | 23,343 |
| Methanol (Methylalkohol) | 32,042 | (0,773) | (17,33) | 764,09 | 676,06 | 23,847 | 21,099 | (44,10) | (39,02) |
| Ethanol (Ethylalkohol) | 46,069 | (-) | (21,0) | 1408,50 | 1276,49 | 30,574 | 27,708 | (67,07) | (60,79) |

Abbildung A1: Brenn- und Heizwerte gasförmiger Brennstoffe [10]

| Heat Input | H2 100%, CO 0% | H2 80%, CO 20% | H2 60%, CO 40% | H2 40%, CO 60% | H2 20%, CO 80% | H2 0%, CO 100% |
|------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|
| 30kW | $\phi=0.361$ | $\phi=0.349$ | $\phi=0.338$ | $\phi=0.327$ | $\phi=0.317$ | $\phi=0.308$ |
| 35kW | $\phi=0.421$ | $\phi=0.407$ | $\phi=0.394$ | $\phi=0.382$ | $\phi=0.370$ | $\phi=0.359$ |
| 40kW | $\phi=0.481$ | $\phi=0.465$ | $\phi=0.450$ | $\phi=0.436$ | $\phi=0.423$ | $\phi=0.411$ |
| 45kW | $\phi=0.541$ | $\phi=0.523$ | $\phi=0.506$ | $\phi=0.491$ | $\phi=0.476$ | $\phi=0.462$ |
| 50kW | $\phi=0.601$ | $\phi=0.581$ | $\phi=0.563$ | $\phi=0.545$ | $\phi=0.529$ | $\phi=0.513$ |
| 55kW | $\phi=0.661$ | $\phi=0.639$ | $\phi=0.619$ | $\phi=0.600$ | $\phi=0.582$ | $\phi=0.565$ |
| 60kW | $\phi=0.721$ | $\phi=0.697$ | $\phi=0.675$ | $\phi=0.654$ | $\phi=0.635$ | $\phi=0.616$ |

Abbildung A2: Momentaufnahmen der Flammen bei den untersuchten Heizleistungen und Gasmischen [\[15\]](#)

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

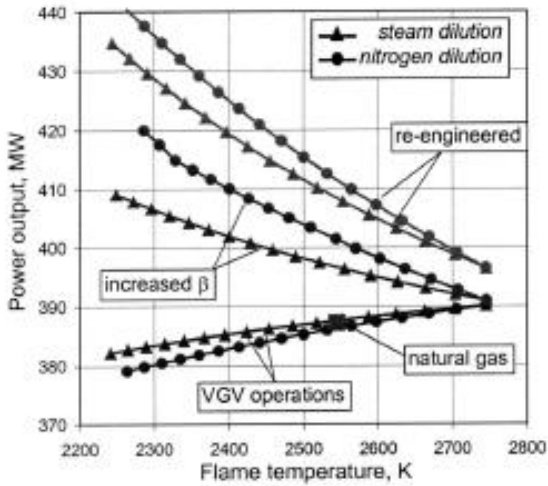


Fig. 7a: Combined cycle net power output

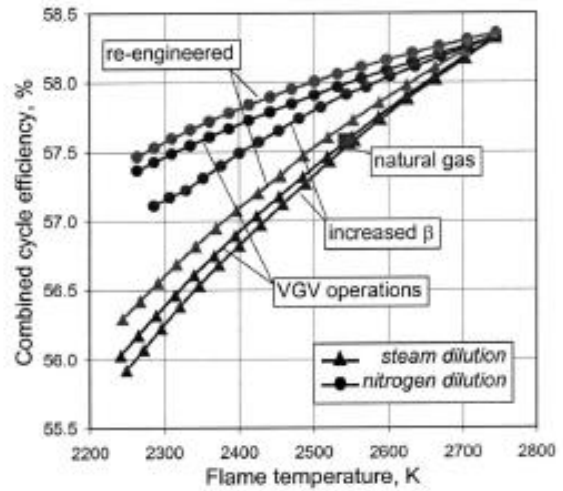


Fig. 7b: Combined cycle net efficiency

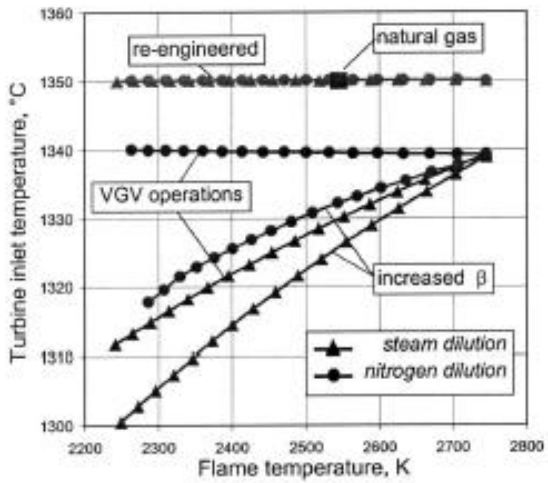


Fig. 7c: Total temperature at first rotor inlet (TIT)

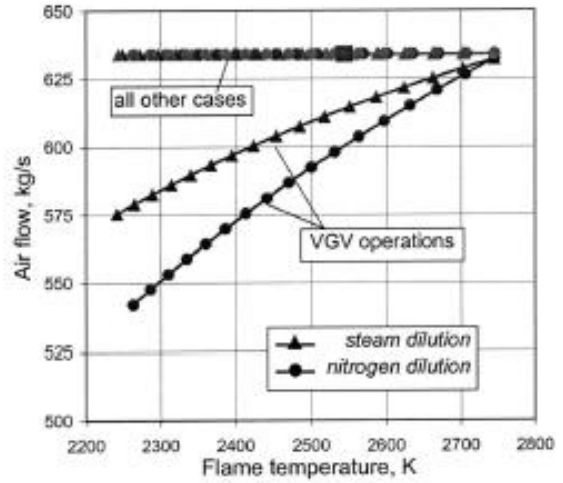


Fig. 7d: Air flow at compressor inlet

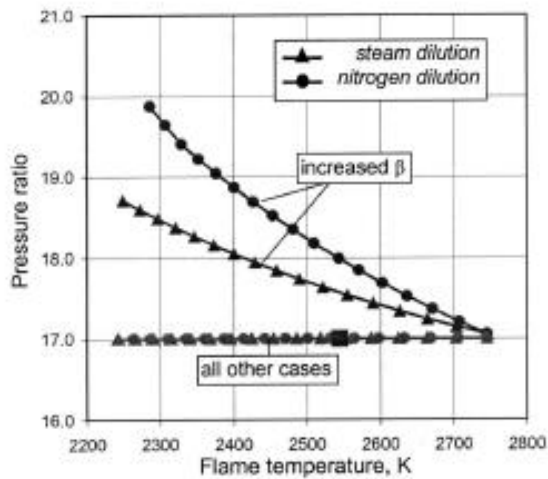


Fig. 7e: Gas turbine pressure ratio

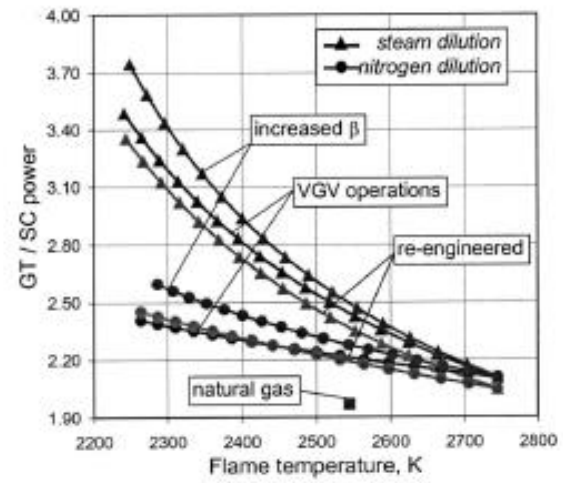


Fig. 7f: Gas turbine / steam cycle power output

Abbildung A3: Grafische Darstellungen der Ergebnisse in Abhängigkeit der SFT [20]

| | |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----------|
| <i>Fuel</i> | |
| Natural gas molar composition, %: | |
| CH ₄ 90.0; CO ₂ = 1.3; C ₂ H ₆ = 4.3; C ₃ H ₈ = 0.1; N ₂ = 4.3 | |
| LHV fuel, MJ/kg | 44.752 |
| Fuel temperature, °C | 40 |
| <i>Ambient Air</i> | |
| Temperature, °C | 15 |
| Relative humidity, % | 60 |
| Pressure, kPa | 101.3 |
| <i>Gas Turbine</i> | |
| Combustor pressure loss (nominal), % | 3.0 |
| Inlet filter pressure loss, mbar | 7 |
| Compressor pressure ratio | 17 |
| <i>HRSG</i> | |
| Evaporation pressure (HP-IP-LP), bar | 130/36/4 |
| ΔT pinch point, °C | 10 |
| ΔT approach point, °C | 25 |
| Condensing pressure, bar | 0.04 |
| Maximum steam turbine inlet temperature, °C | 565 |
| Gas side pressure losses, mbar | 30 |
| <i>Diluent for Diffusive Flame H₂ Combustor</i> | |
| <i>Steam-diffusive flame combustor</i> | |
| Fuel-air overpressure at combustor, bar | 10 |
| Steam temperature at the fuel mixer, °C | 300 |
| <i>Nitrogen-diffusive flame combustor</i> | |
| Nitrogen pressure at the fuel mixer, bar | 27.1 |
| Fuel-air overpressure at combustor, bar | 10 |
| Nitrogen temperature at the fuel mixer, °C | 300 |
| Number of interrefrigerators | 2 |
| Number of compressor groups | 3 |
| Isentropic efficiency for each compressor group | 0.82 |
| Intercooler exit temperature, °C | 35 |
| <hr/> <hr/> | |
| Inlet air mass flow rate, kg/s | 672.6 |
| Combustor outlet temperature, °C | 1400.0 |
| Turbine inlet temperature, °C | 1337.0 |
| Polytropic compressor efficiency | 0.922 |
| Turbine-cooled stages efficiency | 0.933 |
| Maximum metal temperature, first nozzle, °C | 865 |
| Maximum metal temperature, first rotor, °C | 835 |
| Maximum metal temperature, downstream stators, °C | 840 |
| Maximum metal temperature, downstream rotors, °C | 810 |
| <hr/> <hr/> | |
| LHV thermal input, MW | 723.5 |
| Gas turbine gross power, MW | 282.0 |
| Gas turbine gross electric efficiency, % | 38.98 |
| Steam turbine gross power, MW | 141.4 |
| Combined cycle net electric power, MW | 419.5 |
| Combined cycle net efficiency, % | 57.98 |
| Compressor outlet temperature, °C | 406.6 |
| Turbine outlet temperature, °C | 578.1 |

Abbildung A4: Getroffene Hauptannahmen für das Berechnungsmodell – mit HRSG (Abhitzedampferzeuger) (oben), Auslegungsparameter nach Modellkalibrierung (mittig), Bezugswerte der Referenzanlage (unten) [19]

| t in °C | Luft | N ₂ * | N ₂ | O ₂ | CO ₂ | H ₂ O | SO ₂ |
|-----------|--------|------------------|----------------|----------------|-----------------|------------------|-----------------|
| -75 | 1,0029 | 1,0303 | 1,0392 | 0,9119 | 0,7754 | 1,8536 | 0,5873 |
| -50 | 1,0031 | 1,0303 | 1,0392 | 0,9126 | 0,7895 | 1,8548 | 0,5941 |
| -25 | 1,0034 | 1,0304 | 1,0393 | 0,9135 | 0,8035 | 1,8567 | 0,6010 |
| 0 | 1,0037 | 1,0305 | 1,0394 | 0,9147 | 0,8173 | 1,8589 | 0,6079 |
| 25 | 1,0042 | 1,0306 | 1,0395 | 0,9163 | 0,8307 | 1,8615 | 0,6149 |
| 50 | 1,0048 | 1,0309 | 1,0397 | 0,9182 | 0,8437 | 1,8646 | 0,6219 |
| 75 | 1,0055 | 1,0312 | 1,0400 | 0,9204 | 0,8563 | 1,8682 | 0,6289 |
| 100 | 1,0064 | 1,0316 | 1,0404 | 0,9229 | 0,8684 | 1,8724 | 0,6359 |
| 125 | 1,0075 | 1,0321 | 1,0410 | 0,9257 | 0,8801 | 1,8770 | 0,6427 |
| 150 | 1,0087 | 1,0328 | 1,0416 | 0,9288 | 0,8914 | 1,8820 | 0,6495 |
| 175 | 1,0101 | 1,0336 | 1,0425 | 0,9320 | 0,9023 | 1,8874 | 0,6561 |
| 200 | 1,0116 | 1,0346 | 1,0435 | 0,9354 | 0,9128 | 1,8931 | 0,6626 |
| 225 | 1,0133 | 1,0357 | 1,0446 | 0,9389 | 0,9230 | 1,8991 | 0,6689 |
| 250 | 1,0152 | 1,0370 | 1,0459 | 0,9425 | 0,9328 | 1,9054 | 0,6751 |
| 275 | 1,0171 | 1,0385 | 1,0474 | 0,9462 | 0,9423 | 1,9119 | 0,6810 |
| 300 | 1,0192 | 1,0400 | 1,0490 | 0,9500 | 0,9515 | 1,9185 | 0,6867 |
| 350 | 1,0237 | 1,0436 | 1,0526 | 0,9574 | 0,9691 | 1,9323 | 0,6977 |
| 400 | 1,0285 | 1,0477 | 1,0567 | 0,9649 | 0,9856 | 1,9466 | 0,7078 |
| 450 | 1,0336 | 1,0522 | 1,0613 | 0,9721 | 1,0011 | 1,9615 | 0,7173 |
| 500 | 1,0389 | 1,0569 | 1,0661 | 0,9792 | 1,0157 | 1,9767 | 0,7261 |
| 550 | 1,0443 | 1,0619 | 1,0711 | 0,9860 | 1,0296 | 1,9923 | 0,7342 |
| 600 | 1,0498 | 1,0670 | 1,0763 | 0,9925 | 1,0427 | 2,0083 | 0,7418 |
| 650 | 1,0552 | 1,0722 | 1,0816 | 0,9987 | 1,0551 | 2,0245 | 0,7488 |
| 700 | 1,0606 | 1,0775 | 1,0870 | 1,0047 | 1,0668 | 2,0409 | 0,7554 |
| 750 | 1,0660 | 1,0827 | 1,0923 | 1,0104 | 1,0779 | 2,0576 | 0,7615 |
| 800 | 1,0712 | 1,0879 | 1,0976 | 1,0158 | 1,0885 | 2,0744 | 0,7672 |
| 900 | 1,0814 | 1,0981 | 1,1079 | 1,0258 | 1,1080 | 2,1082 | 0,7776 |
| 1000 | 1,0910 | 1,1079 | 1,1179 | 1,0350 | 1,1257 | 2,1421 | 0,7867 |
| 1100 | 1,1001 | 1,1172 | 1,1274 | 1,0434 | 1,1417 | 2,1757 | 0,7949 |
| 1200 | 1,1087 | 1,1261 | 1,1364 | 1,0511 | 1,1563 | 2,2089 | 0,8021 |
| 1300 | 1,1168 | 1,1344 | 1,1448 | 1,0583 | 1,1697 | 2,2414 | 0,8087 |
| 1400 | 1,1243 | 1,1422 | 1,1528 | 1,0650 | 1,1819 | 2,2731 | 0,8146 |
| 1500 | 1,1315 | 1,1495 | 1,1602 | 1,0714 | 1,1931 | 2,3039 | 0,8199 |
| 1600 | 1,1381 | 1,1564 | 1,1673 | 1,0774 | 1,2035 | 2,3337 | 0,8249 |
| 1700 | 1,1445 | 1,1629 | 1,1738 | 1,0832 | 1,2130 | 2,3624 | 0,8294 |
| 1800 | 1,1504 | 1,1690 | 1,1800 | 1,0887 | 1,2219 | 2,3901 | 0,8335 |
| 1900 | 1,1561 | 1,1747 | 1,1859 | 1,0940 | 1,2302 | 2,4168 | 0,8374 |
| 2000 | 1,1614 | 1,1801 | 1,1914 | 1,0991 | 1,2378 | 2,4425 | 0,8410 |
| 2100 | 1,1665 | 1,1852 | 1,1965 | 1,1041 | 1,2450 | 2,4672 | 0,8443 |
| 2200 | 1,1713 | 1,1901 | 1,2014 | 1,1090 | 1,2518 | 2,4910 | 0,8474 |

Abbildung A5: Mittlere spezifische Wärmekapazität \bar{c}_p^0 idealer Gase in kJ/kgK als Funktion der Celsius-Temperatur [36]

| t °C | Stöchiom. Verbrennungsgas aus | | | t °C | Stöchiom. Verbrennungsgas aus | | |
|-----------|-------------------------------|-----------------|-------------|-----------|-------------------------------|-----------------|-------------|
| | Flamm- kohle | Gasöl Heizöl | Erdgas H | | Flamm- kohle | Gasöl Heizöl | Erdgas H |
| -75 | 1,0005 | 1,0434 | 1,0864 | 550 | 1,0930 | 1,1284 | 1,1660 |
| -50 | 1,0042 | 1,0463 | 1,0889 | 600 | 1,1006 | 1,1359 | 1,1736 |
| -25 | 1,0078 | 1,0494 | 1,0914 | 650 | 1,1081 | 1,1435 | 1,1813 |
| 0 | 1,0115 | 1,0524 | 1,0939 | 700 | 1,1155 | 1,1509 | 1,1889 |
| 25 | 1,0151 | 1,0554 | 1,0964 | 750 | 1,1227 | 1,1582 | 1,1964 |
| 50 | 1,0187 | 1,0584 | 1,0990 | 800 | 1,1298 | 1,1654 | 1,2038 |
| 75 | 1,0222 | 1,0615 | 1,1017 | 900 | 1,1433 | 1,1793 | 1,2182 |
| 100 | 1,0258 | 1,0646 | 1,1044 | 1000 | 1,1562 | 1,1926 | 1,2321 |
| 125 | 1,0293 | 1,0677 | 1,1072 | 1100 | 1,1682 | 1,2052 | 1,2454 |
| 150 | 1,0329 | 1,0708 | 1,1100 | 1200 | 1,1796 | 1,2171 | 1,2580 |
| 175 | 1,0364 | 1,0741 | 1,1130 | 1300 | 1,1902 | 1,2284 | 1,2699 |
| 200 | 1,0400 | 1,0773 | 1,1160 | 1400 | 1,2001 | 1,2389 | 1,2812 |
| 225 | 1,0437 | 1,0807 | 1,1192 | 1500 | 1,2095 | 1,2489 | 1,2919 |
| 250 | 1,0473 | 1,0841 | 1,1224 | 1600 | 1,2182 | 1,2583 | 1,3021 |
| 275 | 1,0510 | 1,0875 | 1,1257 | 1700 | 1,2264 | 1,2672 | 1,3117 |
| 300 | 1,0548 | 1,0911 | 1,1291 | 1800 | 1,2341 | 1,2755 | 1,3207 |
| 350 | 1,0623 | 1,0983 | 1,1361 | 1900 | 1,2414 | 1,2834 | 1,3293 |
| 400 | 1,0700 | 1,1057 | 1,1433 | 2000 | 1,2483 | 1,2909 | 1,3375 |
| 450 | 1,0777 | 1,1132 | 1,1508 | 2100 | 1,2547 | 1,2979 | 1,3452 |
| 500 | 1,0854 | 1,1208 | 1,1583 | 2200 | 1,2608 | 1,3046 | 1,3526 |

Abbildung A6: Mittlere spezifische Wärmekapazität \bar{c}_p^0 der stöchiometrischen Verbrennungsgase in kJ/kgK als Funktion der Celsius-Temperatur [36]

| Temp. in °C | H ₂ | | N ₂ | | O ₂ | | CO | |
|-----------------------------------------------|-----------------------------------|---------------------------------|-----------------------------------|---------------------------------|-----------------------------------|---------------------------------|-----------------------------------|---------------------------------|
| | $c_{mp} _0^t$ °C | $c_{pm} _0^t$ °C | $c_{mp} _0^t$ °C | $c_{pm} _0^t$ °C | $c_{mp} _0^t$ °C | $c_{pm} _0^t$ °C | $c_{mp} _0^t$ °C | $c_{pm} _0^t$ °C |
| | $\frac{\text{kJ}}{\text{kmol K}}$ | $\frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}$ | $\frac{\text{kJ}}{\text{kmol K}}$ | $\frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}$ | $\frac{\text{kJ}}{\text{kmol K}}$ | $\frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}$ | $\frac{\text{kJ}}{\text{kmol K}}$ | $\frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}$ |
| 0 | 28,62 | 14,20 | 29,10 | 1,039 | 29,27 | 0,9148 | 29,12 | 1,040 |
| 100 | 28,94 | 14,36 | 29,12 | 1,039 | 29,53 | 0,9227 | 29,16 | 1,041 |
| 200 | 29,07 | 14,42 | 29,20 | 1,042 | 29,92 | 0,9351 | 29,29 | 1,046 |
| 300 | 29,14 | 14,45 | 29,35 | 1,048 | 30,39 | 0,9496 | 29,50 | 1,053 |
| 400 | 29,19 | 14,48 | 29,56 | 1,055 | 30,87 | 0,9646 | 29,77 | 1,063 |
| 600 | 29,32 | 14,54 | 30,11 | 1,075 | 31,75 | 0,9922 | 30,41 | 1,086 |
| 800 | 29,52 | 14,64 | 30,69 | 1,096 | 32,49 | 1,0154 | 31,05 | 1,109 |
| 1000 | 29,79 | 14,78 | 31,25 | 1,116 | 33,11 | 1,0347 | 31,65 | 1,130 |
| 1200 | 30,12 | 14,94 | 31,77 | 1,134 | 33,62 | 1,0508 | 32,17 | 1,149 |
| 1400 | 30,47 | 15,12 | 32,22 | 1,150 | 34,07 | 1,0648 | 32,63 | 1,165 |
| 1600 | 30,84 | 15,30 | 32,62 | 1,164 | 34,47 | 1,0772 | 33,03 | 1,179 |
| 1800 | 31,21 | 15,48 | 32,97 | 1,177 | 34,83 | 1,0885 | 33,38 | 1,192 |
| 2000 | 31,58 | 15,66 | 33,28 | 1,188 | 35,17 | 1,0990 | 33,69 | 1,203 |
| 2200 | 31,93 | 15,84 | 33,55 | 1,198 | 35,48 | 1,1089 | 33,96 | 1,212 |
| 2500 | 32,44 | 16,09 | 33,91 | 1,210 | 35,93 | 1,1229 | 34,31 | 1,225 |
| 3000 | 33,22 | 16,48 | 34,40 | 1,228 | 36,62 | 1,1443 | 34,79 | 1,242 |
| M in $\frac{\text{kg}}{\text{kmol}}$ | 2,0159 | | 28,0135 | | 31,9988 | | 28,010 | |
| ρ_n in $\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ | 0,0899 | | 1,2504 | | 1,4290 | | 1,2506 | |

Abbildung A7: Mittlere spezifische Wärmekapazität \bar{c}_p^0 von idealen Gasen bei konstantem Druck in kJ/kgK als Funktion der Celsius-Temperatur [10]

| Gasart | Chem. Zeichen | Molare Masse M kg/kmol | Gas - konstante R kJ/kg K | Gas - norm - dichte ρ_n kg/m ³ | Relative Dichte d 1 | Brennwert | | Heizwert | | Luftbed. trocken L _{o,t} kg/kg | Rauchgas feucht G _o kg/kg | Rauchgas norm dichte $\rho_{G,n}$ kg/m ³ |
|---------------------|--------------------------------|------------------------------|---------------------------------|------------------------------------------------------|---------------------------|---------------------------|-------------|---------------------------|-------------|-----------------------------------------------|--------------------------------------------|-----------------------------------------------------------|
| | | | | | | Ho,n MJ/m ³ | Ho MJ/kg | Hu,n MJ/m ³ | Hu MJ/kg | | | |
| Methan | CH ₄ | 16,04 | 0,52 | 0,72 | 0,56 | 39,82 | 55,50 | 35,88 | 50,01 | 17,19 | 18,19 | 1,24 |
| Acetylen | C ₂ H ₂ | 26,04 | 0,32 | 1,17 | 0,91 | 58,48 | 49,91 | 56,52 | 48,23 | 13,24 | 14,24 | 1,34 |
| Äthylen | C ₂ H ₄ | 28,05 | 0,29 | 1,26 | 0,98 | 63,45 | 50,30 | 59,49 | 47,16 | 14,75 | 15,75 | 1,29 |
| Äthan | C ₂ H ₆ | 30,07 | 0,27 | 1,36 | 1,05 | 70,39 | 51,87 | 64,45 | 47,50 | 16,05 | 17,05 | 1,26 |
| Propen | C ₃ H ₆ | 42,08 | 0,19 | 1,92 | 1,49 | 93,74 | 48,92 | 87,73 | 45,78 | 14,75 | 15,75 | 1,29 |
| Propan | C ₃ H ₈ | 44,10 | 0,19 | 2,00 | 1,55 | 100,91 | 50,35 | 92,94 | 46,37 | 15,63 | 16,63 | 1,27 |
| l-Buten | C ₄ H ₈ | 56,10 | 0,15 | 2,55 | 1,98 | 122,89 | 48,19 | 114,89 | 45,05 | 14,75 | 15,75 | 1,29 |
| l-Butan | C ₄ H ₁₀ | 58,12 | 0,14 | 2,67 | 2,07 | 131,83 | 49,40 | 121,78 | 45,64 | 15,42 | 16,42 | 1,28 |
| Pentan | C ₅ H ₁₂ | 72,15 | 0,11 | 3,28 | 2,54 | 160,71 | 49,01 | 148,71 | 45,35 | 15,29 | 16,29 | 1,28 |
| Kohlenmonoxid | CO | 28,01 | 0,30 | 1,25 | 0,97 | 12,64 | 10,11 | 12,64 | 10,11 | 2,46 | 3,46 | 1,51 |
| Wasserstoff | H ₂ | 2,02 | 4,13 | 0,09 | 0,07 | 12,74 | 141,78 | 10,78 | 119,97 | 34,19 | 35,19 | 1,10 |
| Schwefelwasserstoff | H ₂ S | 34,08 | 0,24 | 1,54 | 1,19 | 25,46 | 16,54 | 23,46 | 15,24 | 6,07 | 7,07 | 1,41 |

1 kJ / kg K = 0,238 85 kcal / kgK 1 MJ/m³ = 238,85 kcal/m³ 1 MJ/kg = 238,85 kcal/kg *T= 273,15 K p=101 325 Pa

Abbildung A8: Stoff- und Verbrennungswerte brennbarer Gase [37]

| Brenn gas Kennwerte s. Tafel 2.1 | Chemisches Symbol | Mindestluftbedarft ¹ l _{min} | Mindestabgasmenge ¹ | | Zusammensetzung des Abgases (bei λ = 1) | | | | | Theoret. Verbrennungstemperatur ² (λ=1 mit Luft) t _{max} | $\frac{v_{\min t}}{l_{\min}}$ | $\frac{l_{\min}}{H_{i,n}}$ | Taupunkttemperatur (bei λ = 1, Luft 20 °C, φ ₁ = 80 %) t _r |
|--------------------------------------------|--------------------------------|---------------------------------------------------------|-------------------------------------------|---------------------------------------|--------------------------------------------|------------------|----------------|---------------------|----------------|----------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------|----------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------|
| | | | feucht ³ v _{min t} | trocken v _{min t} | feucht ³ | | trocken | | | | | | |
| | | | m ³ tA m ³ B | m ³ tA m ³ B | CO ₂ | H ₂ O | N ₂ | CO ₂ max | N ₂ | | | | |
| | | | | Vol.-% | Vol.-% | Vol.-% | Vol.-% | Vol.-% | °C | $\frac{m^3 tA}{m^3 L}$ | $\frac{m^3 L}{MJ(H_{i,n})}$ | °C | |
| Wasserstoff | H ₂ | 2,38 | 2,88 | 1,88 | 0 | 34,7 | 65,3 | 0 | 100 | 2086 | 0,790 | 0,221 | 73 |
| Kohlenmonoxid | CO | 2,38 | [2,88] | 2,88 | [34,7] | 0 | [65,3] | 34,7 | 65,3 | 2123 | 1,210 | 0,188 | 13 |
| Methan | CH ₄ | 9,52 | 10,52 | 8,52 | 9,5 | 19,0 | 71,5 | 11,7 | 88,3 | 1922 | 0,895 | 0,265 | 60 |
| Ethin (Acetylen) | C ₂ H ₂ | 11,90 | 12,40 | 11,40 | 16,1 | 8,1 | 75,8 | 17,5 | 82,5 | 2246 | 0,958 | 0,210 | 45 |
| Ethen (Ethylen) | C ₂ H ₄ | 14,28 | 15,28 | 13,28 | 13,1 | 13,1 | 73,8 | 15,1 | 84,9 | 2070 | 0,930 | 0,240 | 53 |
| Ethan | C ₂ H ₆ | 16,66 | 18,16 | 15,16 | 11,0 | 16,5 | 72,5 | 13,2 | 86,8 | 1956 | 0,910 | 0,259 | 58 |
| Propen (Propylen) | C ₃ H ₆ | 21,42 | 22,92 | 19,92 | 13,1 | 13,1 | 73,8 | 15,1 | 84,9 | 2034 | 0,930 | 0,245 | 53 |
| Propan | C ₃ H ₈ | 23,80 | 25,80 | 21,80 | 11,6 | 15,5 | 72,9 | 13,8 | 86,2 | 1964 | 0,916 | 0,256 | 56 |
| n-Butan | C ₄ H ₁₀ | 30,94 | 33,44 | 28,44 | 12,0 | 14,9 | 73,1 | 14,1 | 85,9 | 1968 | 0,919 | 0,250 | 55 |
| n-Pentan | C ₅ H ₁₂ | (38,10) | (41,10) | (35,10) | 12,2 | 14,6 | 73,2 | 14,2 | 85,8 | 2050 | 0,921 | 0,240 | 56 |
| n-Hexan | C ₆ H ₁₄ | (45,24) | (48,74) | (41,74) | 12,3 | 14,4 | 73,3 | 14,4 | 85,6 | 2130 | 0,923 | 0,233 | 55 |
| Hochofengas | Zusammensetzung | 0,61 | 1,48 | 1,44 | 29,3 | 2,8 | 67,9 | 30,2 | 69,8 | 1260 | 2,371 | 0,193 | 27 |
| Kokereigas | nach | 4,60 | 5,09 | 3,94 | 7,9 | 22,4 | 69,7 | 10,1 | 89,9 | 1975 | 0,857 | 0,261 | 67 |
| Erdgas L | Tafel 1.1 | 8,41 | 9,44 | 7,69 | 9,5 | 18,5 | 72,0 | 11,7 | 88,3 | 1930 | 0,914 | 0,265 | 63 |
| Erdgas H | | 9,85 | 10,88 | 8,86 | 9,7 | 18,7 | 71,6 | 12,0 | 88,0 | 1940 | 0,899 | 0,265 | 61 |

Abbildung A9: Verbrennung der Gase bei λ = 1 [10]